ISSN 2223-0807
DOI 10.1872/MMF-2018-0

Министерство образования и науки РФ
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого

СОВРЕМЕННОЕ МАШИНОСТРОЕНИЕ: НАУКА И ОБРАЗОВАНИЕ MMESE-2018

Материалы 7-й Международной научно-практической конференции
29 – 30 мая 2018 года

MODERN MECHANICAL ENGINEERING: SCIENCE AND EDUCATION MMESE-2018

Proceedings of an International Scientific and Practical Conference
Russia, May 29 – 30, 2018

Санкт-Петербург
Издательство Политехнического университета
2018

ISSN 2223-0807
УДК 378.1: 621.01
DOI 10.1872/MMF-2018-0

Современное машиностроение: Наука и образование: материалы 7-й Международной научно-практической конференции. / Под ред. А.Н. Евграфова и А.А. Поповича.– СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2018. – 818 с.

В сборнике представлены материалы, отражающие опыт различных вузов в подготовке бакалавров, специалистов и магистров машиностроительного профиля. Особое внимание уделено отражению в учебных планах и программах учебных дисциплин требований, предъявляемых современным машиностроением к уровню подготовки выпускников вузов. Представлены также результаты научно-исследовательских работ в области машиностроения.

Сборник предназначен для преподавателей вузов, занимающихся подготовкой бакалавров, специалистов и магистров машиностроительного профиля, а также инженеров и научных работников, работающих в области машиностроения.

© Евграфов А.Н., Попович А.А.,
научное редактирование, 2018
© Санкт-Петербургский политехнический
университет Петра Великого, 2018

Научные редакторы

Александр Николаевич Евграфов
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого,
Санкт-Петербург, Россия
E-mail: a.evgrafov@spbstu.ru

Анатолий Анатольевич Попович
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого,
Санкт-Петербург, Россия
E-mail: director@immet.spbstu.ru

Программный комитет

- Проф. А.А. Попович, СПбПУ, Санкт-Петербург, Россия (председатель),
- Проф. А.Н. Евграфов, СПбПУ, Санкт-Петербург, Россия (сопредседатель),
- Проф. М.С. Бундур, СПбПУ, Санкт-Петербург, Россия,
- Проф. А.Н. Волков, СПбПУ, Санкт-Петербург, Россия,
- Проф. В.И. Каразин, СПбПУ, Санкт-Петербург, Россия,
- Проф. М.С. Кокорин, СПбПУ, Санкт-Петербург, Россия,
- Проф. С.А. Любомудров, СПбПУ, Санкт-Петербург, Россия,
- Проф. К.П. Манжула, СПбПУ, Санкт-Петербург, Россия,
- Проф. М.М. Радкевич, СПбПУ, Санкт-Петербург, Россия,
- Проф. М.А. Скотникова, СПбПУ, Санкт-Петербург, Россия.

Организационный комитет

- Проф. Александр Н. Евграфов, СПбПУ, Санкт-Петербург, Россия,
- Проф. Ярослав Райчик – д. н., зав. кафедрой "Технологии строительных процессов и материалов". Честоховский политехнический университет, Польша,
- Проф. Ramasubbu Sunder – Ph.D., Professor, Director Research, Bangalore Integrated System Solutions (P) Ltd,
- Доц. Николай Казаков – к.н., доцент, Технически Университет, Машиностроителен факултет, София, Болгария,
- Проф. Владимир Пухлий, д.т.н., Политехнический институт Севастопольского государственного университета, Севастополь,
- Проф. Ольга Егорова, д.н., МГТУ им. Н.Э.Баумана, Москва,
- Проф. Дмитрий Бабичев, д.т.н., ТИУ, Тюмень,
- Андрей Вуколов, Институт Современных Образовательных Технологий МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва,
- Алла Смирнова, начальник отдела конгрессной деятельности, СПбПУ, Санкт-Петербург.

Предисловие

1-я Международная научно-практическая конференция «Современное машиностроение: Наука и образование (MMESE) состоялась в Санкт-Петербурге 14-15 июня 2011 года. Организаторами конференции (сопредседателями оргкомитета) и редакторами сборника материалов конференции были проф. А.Н. Евграфов и М.М. Радкевич. С тех пор конференция стала проводиться ежегодно (за исключением 2015 г.):

2-я конференция 14-15 июня 2012 г.
3-я конференция 20-21 июня 2013 г.
4-я конференция 19-20 июня 2014 г.
5-я конференция 30 июня-01 июля 2016 г.
6-я конференция 22-23 июня 2017 г.
7-я конференция 29-30 мая 2018 г.

Тематика конференции:

1. Технологии преподавания;
2. Механика машин;
3. Зубчатые передачи и трансмиссии;
4. Детали машин. Проектирование, моделирование и надежность трибосистем;
5. Мехатроника и робототехника;
6. Транспортные и технологические системы;
7. Технология машиностроения;
8. Технология конструкционных материалов и материаловедение;
9. Специализированное программное обеспечение: разработка и применение.

Доклады, отобранные к участию в конференции, публикуются в сборниках материалов конференции. Электронные версии этих сборников находятся в открытом доступе на сайте электронной библиотеки Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого. С 2016 г. статьям сборника присваивается DOI (digital object identifier) – цифровой идентификатор объекта. Сборник включён в Российский индекс научного цитирования РИНЦ.

С 2013 г. избранные материалы конференции переводятся на английский язык и публикуются в сборнике издательства Springer «Advances in Mechanical Engineering» в серии «Lecture Notes in Mechanical Engineering», а с 2016 г. – в специальных выпусках журнала «International Review in Mechanical Engineering (IREME)».

Александр Евграфов

ОГЛАВЛЕНИЕ

ТЕХНОЛОГИИ ПРЕПОДАВАНИЯ 1

Афанасьева И.Б., Князева Е. В.
К вопросу об особенностях геометро-графической подготовки в техническом университете ……... 3

Блинов Л. Н., Соколов И. А., Полякова В.В.
Опыт работы с первокурсниками по рефератам и презентациям в процессе изучения естественнонаучных дисциплин на примере химии и экологии ……..... 16

Горелова А.В.
Формирование профессиональных и межкультурных компетенций студентов технического вуза путем использования методики CLIL в преподавании дисциплины «Химия» ……..... 29

Иванова Н.С., Никитина Т.А., Смирнова И.С.
Роль учебной практики в формировании графической компетентности студентов …….. 38

Маркова Т. В., Никитина Т. А.
К вопросу формирования графической культуры студента технического вуза …….. 48

Титов А.В., Вуколов А.Ю.
Современный подход к документированию результатов работы в инженерном образовании ……. 63

Шекшаева Н.Н., Наумкин Н.И., Безруков А.В.
Вовлечение студентов в изготовление ТСО с помощью аддитивных технологий - важный фактор подготовки к инновационной деятельности ……..... 77

МЕХАНИКА МАШИН 87

Андриенко П.А., Каразин В.И., Козликин Д.П., Хлебосолов И.О.
О воспроизведении гармонического воздействия резонансным методом ……..... 89

Вульфсон И.И.
Виброактивность приводов цикловых машин при учете пространственного распределения характеристик рабочих органов…. 99

Евграфов А.Н., Петров Г.Н.
Анализ эффекта самоторможения рычажных механизмов …….. 111

Евграфов А.Н., Терешин В.А.
О возможностях управления маятниковым транспортером……. 122

Златанов В.Д., Николов С.Г.
Колебания нити в грузоподъёмных машинах в режиме торможения механизма передвижения ……. 134

Семенов Ю.А., Семенова Н.С.
Исследование механизмов с учетом сил трения в кинематических парах …… 147

Середа Н. А.
Анализ параметров кривошипно-коромысловых механизмов с максимумом функции угла передачи ……... 160

Третьяков В.М..
Алгебраический подход к разработке элементной базы группы однородной продукции …… 170

Фаизов М.Р., Яруллин М.Г., Мудров А.П.
Синтез сферического кривошипно-ползунного механизма и его кинематический анализ ……..... 183

Филиппенко Г.В.
Волновые процессы в бесконечном периодическом стержне и в его ячейке периодичности ……. 195

Hassan M. Alwan , Riyadh A. Sarhan
Numerical solution of forward kinematics for parallel robot …… 208

Яруллин М.Г., Исянов И.Р., Мудров А.П.
Кинематика шатуна двухподвижного пятизвенного пространственного механизма со сдвоенным кривошипом ……. 219

Яруллин М. Г., Хабибуллин Ф.Ф., Мудров А.П.
К вопросу о синтезе модификаций механизма Беннетта ……. 230

ДЕТАЛИ МАШИН. ПРОЕКТИРОВАНИЕ, МОДЕЛИРОВАНИЕ И НАДЕЖНОСТЬ ТРИБОСИСТЕМ 245

Ашейчик А.А., Самсоненко А.А.
Исследование тяговой способности толкателей с резиновыми подушками для нефтяного оборудования ……... 247

Бахрами М.Р., Абейгунавардана Б.А.В.
Бахрами М.Р., Абейгунавардана Б.А.В. Моделирование атомно-силового микроскопа в динамическом контактном режиме работы … 256

Болотов А.Н., Бурдо Г.Б.
Механизм фрикционного разрушения поверхностей в магнитном поле …….. 267

Гомера В.П., Смирнов А.Д., Нефедьев Е.Ю., Григорьева А.В.
Об использовании акустико-эмиссионного метода в процедуре входного контроля новых сосудов давления …….. 276

Ершов Д.Ю., Лукъяненко И.Н.
Влияние внешней вибрации на моменты сопротивления в шарикоподшипниках с зазорами …….. 293

Жавнер М.В.
Законы движения пружинных приводов на базе пружинных аккумуляторов …….. 301

Зиновьева Т.В.
Вычисление эквивалентных жесткостей гофрированной тонкостенной трубы ……. 311

Зиновьева Т.В., Москалец А.А.
Вынужденные колебания турбинной лопатки как геликоидальной оболочки ……. 322

Нефедьев Е.Ю., Гомера В.П., Смирнов А.Д., Григорьева А.В., Стояновский Л.О.
Выявление методом акустической эмиссии образования и развития трещин в металлобетонном массиве в процессе тепловых испытаний 332

Пернебеков С.С., Туленов А.Т., Усипбаев У.А.
Метод простой оценки показателей комбинированного правила замен конструктивных элементов …… 349

Седакова Е.Б., Козырев Ю.П.
Многомасштабность тепловых эффектов в материалах пары трения полимер-сталь …… 358

Скотникова М.А., Шашерина С.А., Паитова О.В., Цветкова Г.В.
Триботехнические свойства наноструктурированных медно-никелевых покрытий ……... 370

МЕХАТРОНИКА И РОБОТОТЕХНИКА 383

Воробьева Н.С., Жога В.В., Несмиянов И.А., Иванов А.Г.
Кинематический синтез программных перемещений приводов манипулятора – трипода с трехстепенным захватом ……. 385

Дяшкин-Титов В.В., Жога В.В., Несмиянов И.А., Дяшкин А.В.
Моделирование динамики манипулятора-трипода с учетом массы исполнительных звеньев ……. 399

Жавнер В.Л., Чжао Вэнь
Исследование мехатронной системы дозирования сыпучих продуктов малыми дозами …….. 410

Волосатова Т.М., Козов А.В., Рыжова Т.П.
Анализ методов обнаружения препятствий системы навигации мобильного робота ……... 420

Чеканин В.А., Чеканин А.В.
Алгоритм уплотнения упаковки для повышения эффективности распределения ортогональных ресурсов ……. 430

ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ 443

Адмакин М.А., Адмакина О.Н., Васильев А.А.
Анализ современных технологий обработки «ёлочного» паза для деталей турбин ……... 445

Адмакин М.А., Анисимов О.Е.
Определение предельного уровня мощности резания для диагностики состояния режущего инструмента в станках с ЧПУ …….. 454

Бундур М.С., Пелевин Н.А., Прокопенко В.А.
Сравнительный анализ способов определения параметров RC-коррекции гидростатического подшипника по динамическим критериям ……... 463

Егорова Ю.Б., Давыденко Л.В., Егоров Е.Н., Чибисова Е.В., Старчикова И.Ю.
Исследование стабильности химического состава и характеристик обрабатываемости резанием титановых сплавов систем Ti-Al-V и Ti-Al-Mo-V-Cr-Fe ……... 481

Загоскин А.П., Помпеев К.П., Куликов Д.Д.
Определение планов обработки поверхностей при автоматизированном синтезе принципиальной схемы технологического процесса ……. 494

Николаев А.Д., Пьяе А.П., Помпеев К.П., Васильев О.С.
Модернизация обрабатывающих центров посредством интеграции в их состав лазерных систем…… 506

Расщупкин А.В., Помпеев К.П., Медунецкий В.М.
Зависимость уровня шума ненагруженной фрезерной системы от температурного состояния рабочей зоны станка …… 516

Хлопков Е.А., Макарова Т.А., Янченко М.В., Турзаков А.С., Осипенко С.В.
Совершенствование динамометра для исследования деформационно-силовых характеристик "металлических мышц", действующих на эффекте памяти формы …… 526

ТЕХНОЛОГИЯ КОНСТРУКЦИОННЫХ МАТЕРИАЛОВ И МАТЕРИАЛОВЕДЕНИЕ 537

Грешилов А.Д., Мандаров Э.Б., Батуев Ц.А.
Влияние конструкторско-технологических факторов на процесс горячей листовой штамповки титановых сплавов ……... 539

Дударев А.С., Карманов В.В., Свирщёв В.И., Катаева С.П.
Моделирование формы единичного алмазного зерна …….. 545

Коротаев Д.Н., Орлов П.В., Поворознюк С.Н.
Формирование износостойких наноструктурных топокомпозитов на поверхностях резцов дорожных фрез ионно-плазменным напылением 558

Мамутов В.С., Арсентьева К.С.
Электрогидроимпульсная вытяжка в закрытую матрицу с плоским дном при различных параметрах нагружения заготовки ……... 569

ТРАНСПОРТНЫЕ И ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ СИСТЕМЫ 581

Безруков А.В., Наумкин Н.И., Шекшаева Н.Н.
Анализ динамики адаптивной малогабаритной фрезы …… 583

Бурлуцкий В.С., Позынич Е.К., Позынич К.П.
Значение конгрессной деятельности в развитии специализированных организаций в области подъёмных сооружений …….. 591

Knapiński M., Rajczyk P.
Conditions determining functioning of diamond segments in abrasive discs 606

Ложечко В.П.
Определение закона и систем регулирования силового воздействия вибрационных катков для уплотнения асфальтобетонных смесей …… 619

Мансырев Э.И., Коковцева А.В., Бельченко В.К., Мансырев Д.Э.
Кинетика роста несквозной поперечной трещины в тонкостенной трубе ……..... 630

Никитин С.В.
Особенности создания динамической модели буровой установки с системой верхнего привода ……..... 641

Шабанов А.Ю., Галышев Ю.В., Румянцев В.В., Сидоров А.А.
Анализ организации трибологических процессов в цилиндро-поршневой группе высокофорсированного дизельного двигателя …… 656

Шлепетинский А.Ю., Манжула К.П.
Размер опасной по повреждающему воздействию зоны у непровара сварного соединения …… 669

ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ И ТРАНСМИССИИ 679

Бабичев Д.Т., Лебедев С.Ю., Бабичев Д.А.
Основы проектирования цилиндрических передач при первоначальном синтезе оптимальной линии зацепления в торцовом сечении …… 681

Волков А.Э., Медведев В.И., Матвеенков Д.С.
Алгоритм оптимизационного синтеза спирально-конических зубчатых передач …….. 693

Лебедев С.Ю., Бабичев Д.Т.
Разработка комплекса программ для анализа и оптимизационного синтеза цилиндрических передач ……. 710

Саламандра К.Б.
Перспективные трехпоточные вально-планетарные коробки передач 720

Тимофеев Г.А., Абдуллина Л.Р.
Новые аспекты конструирования волновых зубчатых передач ……. 734

СПЕЦИАЛИЗИРОВАННОЕ ПРОГРАММНОЕ ОБЕСПЕЧЕНИЕ: РАЗРАБОТКА И ПРИМЕНЕНИЕ 747

Куликов Д.Д.
Интеграция систем технологической подготовки производства ……. 749

Прокурат Г.А., Вуколов А.Ю.
Генерируемая трехмерная графика в инженерном образовании: современный подход к разработке …… 760

Попов А. Н., Полищук М.Н., Пуленец Н. Е.
Анализ компоновок испытательных центрифуг …… 769

Попов А.Н., Полищук М.Н., Пуленец Н.Е.
Новый способ получения ударного ускорения при механических испытаниях …… 783

Егорова О.В., Самойлова М.В., Тимофеев Г.А.
Метод комбинированного блокирующего контура для проектирования планетарного механизма 2K-h типа …… 797

АВТОРСКИЙ УКАЗАТЕЛЬ …… 809

ТЕХНОЛОГИИ ПРЕПОДАВАНИЯ

ISSN 2223-0807
Современное машиностроение: Наука и образование :
материалы 7-й международной научно-практической конференции / Под ред.
А.Н.Евграфова и А.А. Поповича.- СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2018.

DOI 10.1872/MMF-2018-1
УДК 378.149:514

И.Б. Афанасьева[1], Е. В. Князева[2]

К ВОПРОСУ ОБ ОСОБЕННОСТЯХ ГЕОМЕТРО-ГРАФИЧЕСКОЙ ПОДГОТОВКИ В ТЕХНИЧЕСКОМ УНИВЕРСИТЕТЕ

[1]Афанасьева Ирина Борисовна, старший преподаватель
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого,
195251, Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812)552-7514, E-mail: afanaseva.mmf@mail.ru

[2]Князева Елена Валерьевна, старший преподаватель
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого,
195251, Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812)552-7514, E-mail: evk1503@gmail.com

Аннотация

В статье освещены некоторые аспекты геометро-графической подготовки в техническом университете. Рассмотрены особенности обучения студентов первого курса геометро-графическим дисциплинам в условиях учебной практики.

Ключевые слова: геометро-графические дисциплины, начертательная геометрия, инженерная графика, 3D-моделирование, обучение, учебная практика.

Введение

Гуманистическая направленность современной системы образования подразумевает направленность всех образовательных процессов на формирование личности самоактуализированного, творческого,

обладающего социально-профессиональной компетентностью, а значит, и конкурентоспособного специалиста.

Концептуальным ядром в современном образовании является компетентностный подход, разработанный современными исследователями В. И. Байденко, А. А. Вербицким, Э. Ф. Зеером, И. А. Зимней, М.А.Холодной, А. В. Хуторским и др. [7,8,13,14].

По мнению ученых, смена знаниевой парадигмы на компетентностную вовсе не означает отрицание первой, она дополняет ее направленностью на личность обучаемого и формированием таких личностных качеств, как способность и готовность. Другими словами, компетентностная парадигма – это «следующий уровень эволюционного развития высшего образования, особенностью которого является подготовка специалиста, выражающего себя в профессиональной деятельности» [4].

И.А. Зимняя говорит об адекватности современной образовательной задаче именно компетентностного подхода. Этот подход понимается ею как направленность образования на развитие личности обучающегося в результате формирования у него таких личностных качеств, как компетентность, средствами решения профессиональных и социальных задач в образовательном процессе [8].

Состав компетентности, представленный в данном контексте, включает в себя следующие аспекты [7,8, 13,14]:

а) *мотивационный* (как готовность к проявлению компетентности, мобилизация субъектных сил);

б) *когнитивный* (как владение знанием содержания компетентности);

в) *ценностно-смысловой* (как отношение к содержанию компетентности и объекту ее приложения;

г) *деятельностный* (как опыт проявления компетентности в субъектной деятельности).

Согласно А.В.Хуторскому, единая социально-профессиональная компетентность представляется как целостный результат профессионального образования. Профессиональные и учебные компетентности формируются и проявляются в соответствующих видах деятельности; учебная компетентность может рассматриваться как образовательная [14].

В интерпретации М.А. Холодной, компетентность – это особый тип организации знаний относительно определенной содержательной области, связанный с возможностью принимать конструктивные решения. В данном контексте знания следует трактовать как обобщающий термин для результатов образования [13].

Э.Ф. Зеер, анализируя толкования смыслообразующих конструктов компетентностного подхода, основными векторами ориентации которого считаются обучаемость, самоопределение, самоактуализация,

социализация и развитие индивидуальности, определяет компетентность как «…целостную и систематизированную совокупность обобщенных знаний». Под компетенцией он понимает «обобщенные способы действий, обеспечивающих продуктивное выполнение профессиональной деятельности. При этом ученый считает необходимым ввести понятие еще одного конструкта обновления образования - *мета-качества* – «способности, качества, свойства личности, обусловливающие продуктивность широкого круга учебно-познавательной, социальной и профессиональной деятельности человека» [7].

Все три конструкта (компетенция, компетентность и мета-качества) тесно взаимосвязаны и все они включают знания, умения и навыки, а также мотивационные и эмоционально-волевые компоненты [7].

Понятие «компетенция» стало все больше выходить на общедидактический, общепедагогический и методологический уровень в связи с его системно-практическими функциями и интеграционной метапредметной ролью в образовании.

Согласно Государственной программе развития образования Российской Федерации на период до 2020 года и структуре введенных ФГОС-3+, главной задачей образовательного процесса сегодня является формирование компетентности студентов. По мнению А.В.Хуторского, это должно стать основным моментом при формулировании проверяемых требований к подготовке студента, а также при проектировании учебников и учебного процесса. В связи с этим, по нашему мнению, необходимо акцентировать внимание на организации деятельности по формированию компетенций.

В данной статье в качестве рабочего определения мы принимаем следующие дефиниции:

Компетентность – это интегративное воплощение компетенций, или совокупность личностных качеств и минимальный опыт профессиональной деятельности в заданной сфере как результат образования.

Компетенция – сложное, интегративное качество личности – готовность и способность выполнять деятельность определенного вида на основе полученных и сформированных знаний, умений, навыков, опыта деятельности и профессионально значимых личностных качеств. В данном случае мы рассматриваем компетенцию и как норму (заданное требование) к образовательной подготовке учащегося.

Геометро-графическая подготовка в вузе

Инженерно-графическая подготовка студентов в техническом университете в настоящее время представлена дисциплинами геометро-графического цикла (первый курс) и проектно-конструкторского цикла,

изучение которых не только способствует формированию графической культуры студентов, но и является необходимой основой для формирования профессиональной компетентности специалистов в области техники и технологии.

Цель геометро-графической подготовки - развитие у студентов способностей воспринимать и передавать информацию о форме, размерах и взаимном расположении пространственных объектов с помощью технических чертежей, построенных на основе методов проекционного моделирования, а также умения разрабатывать конструкторскую документацию в соответствии со стандартами ЕСКД.

Задача современной геометро-графической подготовки – ознакомить студента с универсальными закономерностями образования проекционных моделей, чтобы он ими целенаправленно и сознательно владел. В дальнейшем обучении необходимо формировать способности к геометрическим алгоритмам моделирования инженерных объектов, удовлетворяющим заранее заданным критериям и несущих в себе необходимую информацию.

Обобщая результаты научно-педагогических [1,2,3,5,6,9,14,15] и психолого-педагогических [8,12,13] исследований, мы выделяем следующие особенности геометро-графической подготовки студентов в техническом вузе:

- высокая степень индивидуализации обучения за счет дифференциации учебного материала;
- формирование пространственного интеллекта и пространственных представлений (динамических и статических) в процессе преобразования геометрических образов на основе проекционных моделей;
- опора на семиотические системы в обучении;
- актуализация различных модальностей ментального опыта;
- обучение профессиональной коммуникации в процессе представления и защиты графических работ;
- целенаправленное формирование базовых графических компетенций, лежащих в основе профессиональной компетентности.

Для формирования базовых графических компетенций в процессе геометро-графической подготовки необходимо решить две основные задачи:

- сформировать у студентов представление об общетеоретических и инвариантных основах и месте геометрического моделирования и графических представлений как метода описания окружающей действительности в технике и инженерном деле;

- привить устойчивые навыки владения всем спектром инструментальных средств геометрического моделирования и графического представления результатов, включая традиционные

графические инструменты, средства компьютерной графики и 3D-моделирования.

Цикл геометро-графических дисциплин, который студенты изучают на первом курсе, состоит из трех структурно и методически согласованных разделов: «Начертательная геометрия», «Инженерная графика», «Компьютерная графика».

Начертательная геометрия является базисом для обучения студентов циклу геометро-графических дисциплин. Непосредственной целью изучения этого раздела является развитие образного, пространственного мышления, способностей к анализу и синтезу геометрических форм, овладение методами построения проекционных моделей и выработка умений выражать свойства пространственных объектов и отношений между ними средствами геометрической модели.

Инженерная и компьютерная графика является следующей ступенью образовательного процесса, на которой изучаются основные правила выполнения и оформления конструкторской документации. Целью этого раздела является приобретение первоначального опыта проектирования машиностроительных объектов и выполнения конструкторских документов на основе стандартов ЕСКД, овладение навыками разработки электронных конструкторских документов в средах современных операционных систем и прикладных программ автоматизированного проектирования.

Практический опыт показывает, что целенаправленное формирование геометро-графической компетентности может быть осуществлено за счет интеграции различных видов субъект-субъектной деятельности в учебном процессе:

- развития пространственного интеллекта студентов в ходе выполнения геометро-графических заданий;
- актуализация интеллектуального потенциала в результате освоения системы вариативного методического обеспечения дисциплины;
- погружения студентов в профессиональную среду, включая работу в малых группах;
- организации самостоятельной работы студентов, учитывающей уровень геометро-графической подготовки, тип мышления, личностные качества и предпочтения студентов;
- реализации творческого компонента в учебно-познавательной деятельности на основе индивидуализации обучения.

Учебная практика студентов первого курса

По требованиям ФГОС-3+ при подготовке бакалавров большое внимание должно уделяться практике студентов. В ходе прохождения практики у студентов формируются профессиональные,

общепрофессиональные и общекультурные компетенции, предусмотренные основной образовательной программой бакалавриата в соответствии с ФГОС-3+.

Во время обучения в вузе студенты проходят практику следующих видов: учебную, производственную и преддипломную. В данной статье речь пойдет об учебной практике студентов 1 курса ИММиТ, которая является составной частью основной образовательной программы высшего профессионального образования и представляет собой одну из форм организации учебного процесса.

Учебную практику студенты проходили группой на кафедре «Инженерная графика и дизайн» под руководством преподавателя. Учебная практика является обобщающим этапом изучения цикла геометро-графических дисциплин, в котором углубляются и закрепляются знания, умения и навыки, полученные при изучении курса, а также минимально необходимый опыт в профессиональной деятельности.

Для похождения практики каждый студент получал индивидуальное задание, в соответствии с которым определялась ее цель, задачи, форма контроля и этапы выполнения.

На первом этапе требовалось выполнить эскиз с натурного образца (машиностроительной детали) и аксонометрическую проекцию детали с вырезом одной четвертой части. Работа над эскизом производилась вручную, с помощью традиционных графических средств (карандаш и бумага), в глазомерном масштабе. На данном этапе внимание акцентировалось на традиционное выполнение графической работы, на которое, к сожалению, не отводится время в течение семестра. Развивая глазомер и формируя устойчивые навыки ручного труда при выполнении задания, мы еще и контролируем степень усвоения студентами пройденного материала. Выполнение эскизов акцентировано на построение и преобразование проекционных изображений, применение методов и положений начертательной геометрии, а также перестроения одних видов проекций в другие, построение сечений и линий пересечения поверхностей.

Выполнение этого задания предполагает анализ специфики формы модели, полученных проекций и размерной категории, а главное – анализ изображений (видов, разрезов, сечений), достаточных с учетом правил и условностей для реализации модели в материале.

«Даже небольшая практическая пропедевтика, опыт, ощущения, полученные при выполнении небольшого задания, создают предпосылки для более глубокого восприятия, воспроизведя естественную для человека преобразующее - познавательную логику деятельности» [6].

Данный этап определяет степень сформированности устойчивых навыков преобразования проекций, владение аналитико-синтетическим методом для определения специфики типологических особенностей форм

моделей, знания и владения алгоритмами начертательной геометрии, в частности, построения аксонометрических проекций модели. Кроме того, на этом этапе актуализируются мотивационный и когнитивный аспекты формируемых графических компетенций.

На втором этапе учебной практики студенты перешли к геометрическому моделированию - построению 3D-модели детали, с которой снимался эскиз, и выполнению ассоциативных 2D-чертежей.

Геометрическое моделирование занимает особое место в геометро-графической подготовке. В основе современных 3D-методов компьютерного моделирования лежит начертательная геометрия, электронные чертежи выполняются в соответствии со стандартами ЕСКД. Таким образом, несомненна значимость начертательной геометрии как базиса геометро-графических дисциплин, как профессионально-обусловленного норматива, позволяющего осуществить систематизацию понятий, их взаимосвязей и последовательности изложения.

Геометрическое моделирование, в основе которого лежит метод формообразования, можно считать начальным этапом формирования проектно-конструкторской компетентности студентов, которая предполагает сформированность навыков геометрического моделирования формальных геометрических и инженерных объектов, понимания роли, места и функции геометрической модели в процессе проектирования и производства изделий.

Задание обращено к геометрическим аспектам построения изображений после всестороннего анализ модели по ее готовым изображениям (эскизу и аксонометрии). Материальную геометрическую модель, представляющую собой совокупность различных поверхностей, необходимо описать с помощью сплошных (твердотельных) реальных и виртуальных базовых составляющих. После этого надо перейти к построению поверхностных и каркасных линий (в частности, образованных при пересечении 2-х поверхностей) и точек каркаса (в результате пересечения 3-х поверхностей).

Модели должны быть совместны, т.е. их точки должны отвечать соответствующим условиям взаимной принадлежности. В работе анализируются базовые элементы формы и определяется состав, размеры, формы поверхностей, а состав и размеры взаимной ориентации определяются относительно показателей положения этих же базовых элементов формы. На этом этапе актуализируются когнитивный и деятельностный аспекты формируемых графических компетенций.

Обязательную часть работы, содержащую выполнение эскиза, аксонометрии, 3D-модели детали, ассоциативных 2D-чертежей, мы дополняли элементами поисково-творческой деятельности. Так, в целях реализации личностно-ориентированного обучения, а также возможности построения индивидуальной образовательной траектории, студентам

предлагались различные темы и варианты поисковой деятельности на выбор. Это могло быть, например, реферирование источников по теме, которую выбрал сам студент, причем в данном случае получение новой информации, а значит, и обучения, носило «опережающий характер» [16], обращаясь к ценностно-смысловым, мотивационным и деятельностным аспектам формируемых графических компетенций.

На заключительном этапе учебной практики студенты представляли отчеты и защищали их. В каждом отчете были представлены: эскиз, аксонометрия, скрин-шоты с пошаговой разработкой модели, скрин-шот дерева 3D-модели, «взрыв-схема» модели (рис.1,2), ассоциативный 2D-чертеж модели, вариативная (творческая) часть. Защита отчета проводилась по выбору студента (устно или в виде теста) [11].

Обучение основывалось на психологических механизмах развития личности с учетом вариативности обучения, направленного на расширение возможностей саморазвития и профессионального самоопределения [13].
В процессе обучения, в том числе и при прохождении учебной практики, формировались следующие способности личности:
- ставить цели и планировать собственную деятельность;
- предвидеть последствия принимаемых решений;
-проводить рефлексивный анализ собственной интеллектуальной деятельности;
- сознательно самообучаться.

Заключение

В процессе изучения цикла геометро-графических дисциплин и прохождения учебной практики у студентов технического университета формируются базовые графические компетенции, способности осуществлять геометрическое моделирование объектов на основе полученных знаний и опыта деятельности. Таким образом, в результате обучения студенты приобретают:
– знания по современным методам и средствам геометрического моделирования и компьютерной графики с целью разработки конструкторских документов в соответствии с требованиями стандартов ЕСКД;
– умение ставить задачу и разрабатывать алгоритм ее решения, получать изображения объектов моделирования, в том числе цифровые, работать с графической системой КОМПАС как средством управления и получения информации, планировать реализацию проекта разработки трехмерной геометрической модели;
– навыки владения современными информационными технологиями при разработке и производстве новых изделий.

Авторы статьи надеются, что их первый опыт проведения летней учебной практики для студентов первого курса оказался удачным, и может быть интересен педагогическому сообществу.

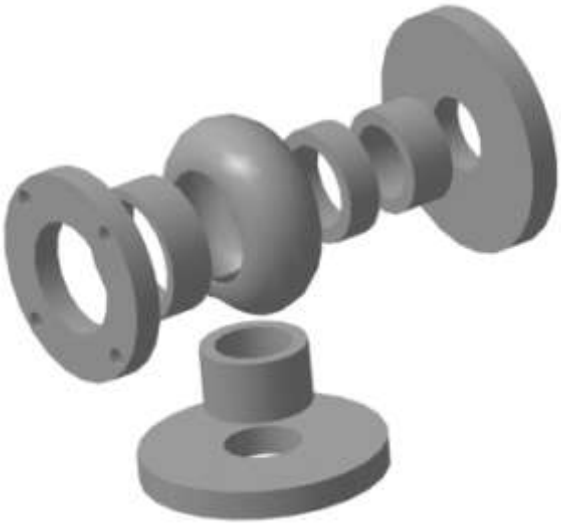


Рис. 1. Пример студенческой работы - «Взрыв-схема» детали корпус

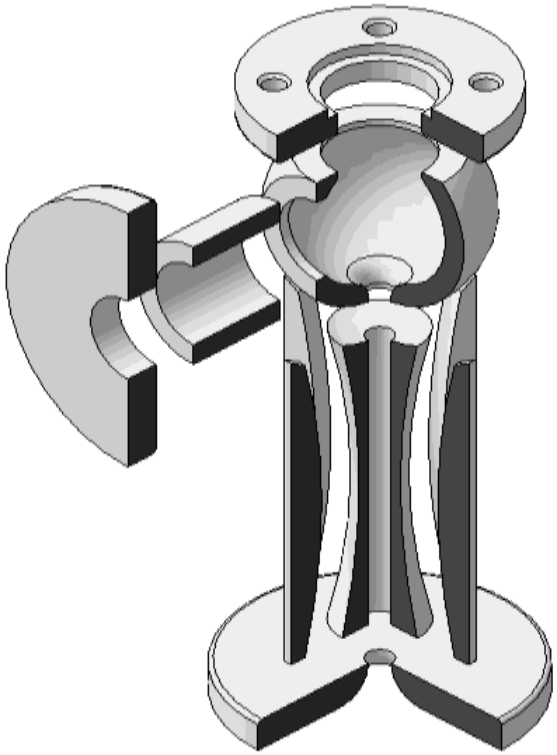


Рис. 2 Пример студенческой работы - «Взрыв-схема» детали корпус с использованием ахроматических оттенков

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

[1] Абросимов С.Н., Тихонов-Бугров Д. Е. 3D-печать как составляющая часть учебного процесса по геометро-графическим дисциплинам http://dgng.pstu.ru/conf2017/papers/73/

[2] Асекритова С.В., Токарев В.А., Шевелев Ю.П. Компетентностный подход к преподаванию дисциплин «Начертательная геометрия. Инженерная и компьютерная графика» http://dgng.pstu.ru/conf2016/papers/55/

[3] Афанасьева И.Б., Князева Е.В. Личностно-ориентированное обучение в системе непрерывного образования «школа-вуз». //Современное машиностроение. Наука и образование: материалы 3-й Международной научно-практической конференции / - СПб: СПбГПУ, 2013.- С.42-50.

[4] Введенский В.Н., Новиков А.М. Методологические основания исследования стиля в высшем образовании/ В.Н. Введенский, А.М. Новиков// Отечественная и зарубежная педагогика. 2013. №6(15). С.78-87.

[5] Вышнепольский В.И., Сальков Н.А. О значении геометрии в технике и науки КГП -2017 http://dgng.pstu.ru/conf2017/papers/7/

[6] Горнов А.О. К проблеме совершенствования содержания дисциплины «Инженерная графика»// Труды Междунар.науч.-техн.конф. «Информационные средства и технологии». – М.: Изд.МЭИ, 2007. Т1 с.190-193.

[7] Зеер Э.Ф. Компетентностный подход к образованию /Э.Ф. Зеер//Образование и наука, 2005 .— №3 .— С. 27-40

[8] Зимняя И.А. Компетенция и компетентность в контексте компетентностного подхода в образовании /И.А. Зимняя// Ученые записки национального общества прикладной лингвистики 2013 .— №4(4) .— С. 16-31

[9] Кокорин М.С., Комаров Б.А. Семиотические механизмы геометрического моделирвания в современном школьном курсе физики // Современные проблемы науки и образования. -2018-№1; URL:http://www.science-education.ru/article/view?id=27434(дата обращения 26.02.2018).

[10] Ротков С.И. Применение информационных технологий при организации учебного процесса по геометро-графическим дисциплинам / С.И. Ротков, Т.В. Машкова// Материалы IV Международной научно- практической конференции «Проблемы качества графической подготовки студентов в техническом вузе: традиции и инновации». – Пермь: Изд-во Пермского национального исследовательского политехнического университета, 2014. – С.303-309

[11] Никитина Т.А., Смирнова И.М. К вопросу о разработке контрольно-измерительных материалов по инженерной графике //Современное машиностроение. Наука и образование : материалы 5-ой Международной научно-практической конференции, 28 - 30 июня 2016 года / Союз машиностроителей России; Межрегиональный союз научных, инженерных общественных объединений; Санкт-Петербургский государственный политехнический университет; [под ред. :М.М. Радкевича и А.Н.Евграфова]. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2016.
[12] Фокин Ю.Г. Психодидактика высшей школы: психолого-дидактические основы преподавания. М: Изд-во МГТУ им.Н.Э.Баумана, 2000. 424 с. (Серия «Педагогика в техническом университете»).
[13] Холодная М.А**.** Психология интеллекта. Парадоксы исследований [Текст]. СПб.: Питер, 2002. 272 с.
[14] Хуторская Л.Н., Хуторской А.В. Компетентность как дидактическое понятие: содержание, структура и модели конструирования [Электронный ресурс] // Вестник Института образования человека.– 2015. – №2. http://eidos- institute.ru/journal/2015/200/. – В надзаг: Института образования человека, e-mail: vestnik@eidos-institute.ru
[15] Press I. Systematic approach to the creation of training and methodological support of educational process in a technical university: theory and practice. //World Applied Sciences Journal 27 (7), 2013, pp.835-839.
[16] Press I. High school lecture during an era of changes: traditions and innovations. //European Applied Sciences, November-December, 2012, 1(2). pp.186-188.

I.B.Afanasyeva[1], E.V.Knayzeva[2]

TO THE QUESTION ABOUT PECULIARITIES OF GEOMETRIC AND GRAPHIC TRAINING AT THE TECHNICAL UNIVERSITY

[1]Peter the Great St. Petersburg Polytechnical University, Russia.

Abstract

This article examines some aspects of geometric and graphic training at the technical university. The peculiarities of training first-year students on geometric and graphic disciplines in conditions of educational practice are considered.

Keywords: geometric and graphic disciplines, descriptive geometry, engineer drawing, 3-D modeling, training, educational practice

REFERENCES

[1] Abrosimov S.N., Tihonov-Bugrov D.E. 3D pechat' kak sostavlyayushchaya chast' uchebnogo processa po geometro-graficheskim disciplinam http://dgng.pstu.ru/conf2017/papers/73/

[2] Asekritova S.V., Tokarev V.A., SHevelev YU.P. Kompetentnostnyj podhod k prepodavaniyu disciplin nachertatel'naya geometriya. Inzhenernaya i komp'yuternaya grafika http://dgng.pstu.ru/conf2016/papers/55/

[3] Afanas'eva I.B., Knyazeva E.V. Lichnostno-orientirovannoe obuchenie v sisteme nepreryvnogo obrazovaniya «shkola-vuz». //Sovremennoe mashinostroenie. Nauka i obrazovanie: materialy 3-j Mezhdunarodnoj nauchno-prakticheskoj konferencii / - SPb: SPbGPU, 2013.- S.42-50

[4] Vvedenskij, V.N., Novikov, A.M. Metodologicheskie osnovaniya issledovaniya stilya v vysshem obrazovanii/ V.N. Vvedenskij, A.M. Novikov// Otechestvennaya i zarubezhnaya pedagogika. 2013. №6(15). S.78-87.

[5] Vyshnepol'skij V.I., Sal'kov N.A. O znachenii geometrii v tekhnike i nauki KGP -2017 http://dgng.pstu.ru/conf2017/papers/7/

[6] GornovA.O. K probleme sovershenstvovaniya soderzhaniya discipliny «Inzhenernaya grafika»// Trudy Mezhdunar.nauch.-tekhn.konf. «Informacionnye sredstva i tekhnologii». – M.: Izd.MEHI, 2007. T1 s.190-193.

[7] Zeer, EH.F. Kompetentnostnyj podhod k obrazovaniyu /EH.F. Zeer//Obrazovanie i nauka, 2005 .— №3 .— S. 27-40

[8] Zimnyaya, I.A. Kompetenciya i kompetentnost' v kontekste kompetentnostnogo podhoda v obrazovanii /I.A. Zimnyaya// Uchenye zapiski nacional'nogo obshchestva prikladnoj lingvistiki 2013 .— №4(4) .— S. 16-31

[9] Kokorin M.S., Komarov B.A. Semioticheskie mekhanizmy geometricheskogo modelirvaniya v sovremennom shkol'nom kurse fiziki // Sovremennye problemy nauki i obrazovaniya. -2018-№1; URL:http://www.science-education.ru/article/view?id=27434(data obrashcheniya 26.02.2018).

[10] Rotkov S.I. Primenenie informacionnyh tekhnologij pri organizacii uchebnogo processa po geometro-graficheskim disciplinam / S.I. Rotkov, T.V. Mashkova// Materialy IV Mezhdunarodnoj nauchno- prakticheskoj konferencii «Problemy kachestva graficheskoj podgotovki studentov v tekhnicheskom vuze: tradicii i innovacii». – Perm': Izd-vo Permskogo

nacional'nogo issledovatel'skogo politekhnicheskogo universiteta, 2014. – S.303-309
[11] Nikitina T.A.,Smirnova I.M. K voprosu o razrabotke kontrol'no-izmeritel'nyh materialov po inzhenernoj grafike //Sovremennoe mashinostroenie. Nauka i obrazovanie : materialy 5-oj Mezhdunarodnoj nauchno-prakticheskoj konferencii, 28 - 30 iyunya 2016 goda / Soyuz mashinostroitelej Rossii; Mezhregional'nyj soyuz nauchnyh, inzhenernyh obshchestvennyh ob"edinenij; Sankt-Peterburgskij gosudarstvennyj politekhnicheskij universitet; [pod red. :M.M. Radkevicha i A.N.Evgrafova]. – SPb.: Izd-vo Politekhn. un-ta, 2016.
[12] Fokin YU.G. Psihodidaktika vysshej shkoly: psihologo-didakticheskie osnovy prepodavaniya. – M: Izd-vo MGTU im.N.EH.Baumana, 2000. 424 s. (Seriya «Pedagogika v tekhnicheskom universitete»).
[13] Holodnaya M.A. Psihologiya intellekta. Paradoksy issledovanij. -SPb.: Piter, 2002. 272 s.
[14] Hutorskaya L.N., Hutorskoj A.V. Kompetentnost' kak didakticheskoe ponyatie: soderzhanie, struktura i modeli konstruirovaniya [EHlektronnyj resurs] // Vestnik Instituta obrazovaniya cheloveka.–2015. – №2. http://eidos- institute.ru/journal/2015/200/. – V nadzag: Instituta obrazovaniya cheloveka, e-mail: vestnik@eidos-institute.ru
[15] Press I. Systematic approach to the creation of training and methodological support of educational process in a technical university: theory and practice. //World Applied Sciences Journal 27 (7), 2013, pp.835-839.
[16] Press I. High school lecture during an era of changes: traditions and innovations. //European Applied Sciences, November-December, 2012, 1(2). pp.186-188.

ISSN 2223-0807
Современное машиностроение: Наука и образование :
материалы 7-й международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н.Евграфова и А.А. Поповича.- СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2018.

DOI 10.1872/MMF-2018-2
УДК 621.01

Л. Н. Блинов[1], И. А. Соколов[2], В. В. Полякова[3]

ОПЫТ РАБОТЫ С ПЕРВОКУРСНИКАМИ ПО РЕФЕРАТАМ И ПРЕЗЕНТАЦИЯМ В ПРОЦЕССЕ ИЗУЧЕНИЯ ЕСТЕСТВЕННОНАУЧНЫХ ДИСЦИПЛИН НА ПРИМЕРЕ ХИМИИ И ЭКОЛОГИИ

[1]Лев Николаевич Блинов,
проф. каф. «Общая и неорганическая химия»
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812) 552-65-23, E-mail: blinov_ln@spbstu.ru

[2]Иван Аристидович Соколов
зав. каф. «Общая и неорганическая химия»
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812) 552-65-23, E-mail: iasokolovspb@mail.ru

[3] Вера Витальевна Полякова,
доц. каф. «Общая и неорганическая химия»
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812) 552-65-23, E-mail: werpolka@list.ru

Аннотация

В работе рассмотрены вопросы приобщения студентов младших курсов к научно-исследовательской поисковой деятельности, анализируется опыт деятельности преподавателей кафедры «Общая и неорганическая химия» в этом направлении. Результаты подобной работы показали, что написание рефератов очень эффективно для создания у студентов дополнительной мотивации обучения, развития познавательной активности и формирования прочных знаний.

Ключевые слова: инновационное образование, научно-исследовательская деятельность студентов, реферативная работа,

презентации, самостоятельная работа студентов, естественнонаучные дисциплины.

Введение. Современное общество предъявляет высокие требования к выпускнику ВУЗа, в том числе по техническим специальностям и направлениям подготовки. Это не только глубокие профессиональные знания и умения, это активность и творчество, умение решения неординарных задач и постоянное совершенствование, соответствующее реалиям XXI в.

Молодой специалист должен уметь адаптироваться к новым условиям жизни, уметь анализировать ситуацию и осознанно изменять свою деятельность, при этом именно навыки исследовательской работы являются неотъемлемой составляющей профессионального роста и устойчивого развития специалиста и общества в целом. И это касается не только ученых, посвятивших свою жизнь науке, подобные навыки и умения необходимы любому современному человеку. Творческий, исследовательский подход становится неотъемлемой частью любой профессии.

Сокращение аудиторной нагрузки, выделяемой на изучение многих дисциплин (в особенности, химии и экологии), приводит к необходимости поиска новых технологий, новых подходов в образовательном процессе высшей школы. [1,2] Современным студентам нужна активная и обширная самостоятельная работа, особенно с учетом того факта, что нынешняя система образования должна ориентировать преподавателя не только на прямую передачу знаний в готовом виде, но и на организацию самостоятельной поисковой, научно-исследовательской деятельности студента. Одна из главных задач образовательного процесса – научить работать с информацией, собирать фактический материал по рассматриваемой проблеме, осуществлять ее анализ и поиск решений, оптимальных экономически и экологически рентабельных результатов. Это приобретает все большее значение в любой профессиональной деятельности. Поэтому наша задача – научить учиться и саморазвиваться, дать умения и навыки к «образованию внутри». [3]

Согласно приоритетному проекту Министерства образования и науки РФ «Вузы как центры пространства создания инноваций» инновационное образование является неотъемлемой частью конкурентоспособности ВУЗов и готовит человека к жизни в динамичных, быстро меняющихся условиях.

С точки зрения инновационных технологий, одна из основных задач современного образовательного процесса – внедрение их в преподавание различных дисциплин, в том числе в преподавание химии и экологии. [4-6]

Основными задачами такого подхода в области химии являются:

- обеспечение комплексного изучения дисциплины в целом;
- лучшее восприятие содержания дисциплины;
- создание обучающей тренажерной системы, построенной по модульному принципу, где каждый модуль реализует определенный уровень химической или экологической подготовки. [1, 2]

Приобщение студентов младших курсов к ранней научно-исследовательской, поисковой деятельности является одним из самых перспективных форм обучения, позволяющей наиболее полно определять и развивать интеллектуальные и потенциальные творческие способности, причем индивидуально - такова общая стратегия инновационной деятельности в рамках современной образовательной политики.

Исследовательский подход в обучении – это путь знакомства студентов инженерных специальностей с методами научного познания, важное средство формирования у них научного мировоззрения, развития мышления и познавательной самостоятельности. И особую роль в реализации этого подхода играют предметы естественного цикла (химия, экология, физика).[7-10]

Творческая работа студентов, которую вот уже много лет практикуют преподаватели нашей кафедры, способствует решению этой задачи. Особую актуальность при работе с первокурсниками приобретает написание реферата. Фактически, это первые шаги в развитии их навыков и умений научно-исследовательской деятельности, выходящей за рамки обязательной учебной программы.

Алгоритм такой работы заключается в обсуждении и выдаче тем рефератов по химии и экологии, защите рефератов с использованием презентаций, ответов на вопросы присутствующих, общей дискуссии с подведением итогов.

Тематика рефератов предлагалась преподавателями или самими студентами. Некоторые темы, предложенные студентам, представлены в приложениях, соответствующих учебных пособий. [3]

Выбор темы реферата осуществляется в соответствии с программой и актуальностью темы. Тема выбирается самостоятельно (из перечня, предложенного преподавателем), но окончательно согласовывается с преподавателем. Это начальный этап алгоритма творческой работы. На этом этапе студенту требуется обосновать свой выбор тематики личной заинтересованностью в рассматриваемом вопросе, его современностью и актуальностью. Осуществляется первоначальный анализ и подбор литературы и иных источников информации, разрабатывается развернутый план исследования.

После согласования темы происходит написание работы с необходимым консультированием с преподавателем. В целом же, акцент делается на самостоятельность и индивидуальный поиск решения.

После проверки работы, преподаватель пишет рецензию и вносит замечания, указывает дополнительные направления поиска (в случае необходимости). Заключительным этапом работы является представление своей работы и анализ полученных результатов перед сокурсниками, ответы на вопросы и дискуссия по рассматриваемой проблеме.

В этом случае, студент приобретает еще очень важный опыт - выступать перед аудиторией, показывает свою способность владения материалом и отстаивания своих позиций.

Каждый семестр по такой схеме проводилась работа по примерно 70-90 рефератам.

Подобная работа выполняет множество функций, основными из которых являются учебная и научно-исследовательская. Студент приобретает навыки научного изложения материала, умения обобщать факты и делать на их основе определенные собственные выводы. Углубленное изучение избранной темы предполагает практическое освоение современного технологического и творческого подхода, развитие навыков самостоятельной работы и овладение методикой исследования.

Функции исследовательского подхода в обучении: воспитание познавательного интереса; создание положительной мотивации учения и образования; формирование более глубоких знаний; развитие интеллектуальной сферы личности; формирование умений и навыков самообразования, в том числе образования внутри; развитие познавательной активности.

Вот лишь некоторые собственные мысли студентов по проделанной ими работе (орфография сохранена).

Из реферата «Значение химии в медицине»:

Благодаря этому реферату я стал лучше ориентироваться в вопросах практического применения химии, получил много новых знаний о значении химии в медицине.

Я понял, как может быть полезно знание химии человеку. Ведь химия-это наше всё, без неё не было бы ничего в мире ни лекарств, ни оружия, ни удобрений и т.д. (2014 г.)

Из реферата «Периодическая таблица химических элементов: от истории создания до перспектив открытия новых химических элементов»:

Работая над данной темой, я вынес множество не только интереснейших, познавательных и увлекательных фактов из истории создания закона и про сами химические элементы, но и очень полезную и действительно важную в современном мире информацию. (2015 г.)

Из реферата «Экология строительных материалов»:

Я понял, что лишь совместные усилия граждан, больших строительных компаний и государства позволят вывести сферу производства стройматериалов на новый экологически чистый уровень. И

хоть многие фирмы уже проповедуют принцип заботы об окружающей среде, тем не менее, остается много несознательных компаний-однодневок или тех, кто производят дешевую некачественную или поддельную продукцию. (2012 г.)

Из реферата «Современная химия и её подразделения»:

Исследуя структуру современной химии, мы сами не ожидали, что сможем выделить 91(!) подразделение. Это вызвало, с одной стороны удивление, а с другой – восхищение. Так мы смогли для себя ещё раз подтвердить известное высказывание М.В. Ломоносова на собрании Петербургской академии наук в сентябре 1751 г. о том, что «Широко распростирает химия руки свои в дела человеческие. Куда ни посмотрим, куда ни оглянемся, везде обращаются пред очами нашими успехи ее прилежания».

Безусловно, подготовка реферата значительно обогатила наши знания об истории возникновения химии, перспективных направлениях развития современной химии, её значении и роли в жизни человека и существенно расширила наш кругозор в целом. (2015 г.)

Из реферата «Системы и системный подход в экологии»:

Выполнив данную работу, мы ещё раз убедились в том, что природа выше человека, в ней все предусмотрено и все компоненты взаимосвязаны. Природа адаптируется к изменяющимся условиям среды, которые в последнее время всё чаще происходят по вине человека. Человек способен изучать природу и в частности экологию, в которой он проживает, открывать различные методы изучения экологии, такие как системный подход, но в природе все это уже существует, человек не придумывает чего то нового, он лишь познает то, что уже заложено и функционирует в природе. (2013 г.)

Из реферата «Экология в произведениях литературы»:

Я считаю, что не все ещё сознают серьезную опасность, которая грозит здоровью. Между тем многие поэты приводят убедительные примеры, свидетельствующие о том, что здоровье может сохраниться только в здоровой природе. Герои их стихотворений замечают, что на их физическое и психическое здоровье отрицательное воздействие оказывает шум, создаваемый автотранспортом, самолётами, бытовой техникой, соседями и другими источниками. К тому же организм человека против шума практически беззащитен.

Поэты хотят сказать нам о том, что в этих условиях необходимо выработать новую стратегию по охране окружающей среды и здоровья населения. По моему мнению, в основе этой стратегии должно лежать представление о том, что без биосферы, без сохранения её составных компонентов обеспечение жизни человека в будущем невозможно. Человеческому обществу не только необходимо бережно относиться к

природе, но и заботиться об обеспечении научно обоснованного стандарта качества окружающей среды в жилище и в производстве. (2017 г.)

Из реферата «Химия в искусстве»:

Мы убедились, что химия, несомненно, очень тесно переплетается с искусством. Одни находят в химии вдохновение, другие используют её как практическое средство своих работ. Без развития химии невозможно было бы развитие искусства. При написании своего реферата я была очень сильно удивлена, что даже в поэзии химия может принимать непосредственное участие, также было очень интересно узнать, как с помощью познаний в химии можно веками сохранять бесценные произведения искусства. Химия служит на благо людям, даже, казалось бы в противоположной по направлению сфере искусства. Также хотелось бы упомянуть, что работа над рефератом непосредственно повлияла на меня: теперь, при взятии мной какой-либо художественной книги, в моей голове возникает алгоритм, начинающийся с процесса создания бумаги для этой книги и заканчивая попыткой найти химические приёмы, которые мог использовать в своём произведении автор. Работа над рефератом помогла мне развить способность анализировать информацию о предмете и задуматься над тем, какая же совокупность технических дисциплин должна быть задействована при любом событии или создании чего-либо. (2016 г.)

Из реферата «Экологи шутят»:

Итак, что же мы смогли вынести из всего нашего реферата? Практически весь юмор экологов оказался черным, устрашающим. И проблемы с экологией – это действительно страшно. Лично для себя мы, как, надеемся, и те, кто будут читать нашу работу, внесли следующие важные мысли: 1. Проблемы с экологией действительно существуют, и они намного серьёзнее, чем может показаться на первый взгляд. 2. Внести свой, пусть и небольшой, вклад в сохранение природы может каждый из нас, например, стараясь грамотно утилизировать отходы или убирать за собой мусор на природе. (2015 г.)

Из реферата «Химия в искусстве»:

Казалось бы, что знания в какой-то науке не могут выходить за рамки этой науки. Но это не так. Химия окружает повсюду, даже не задумываясь, мы сталкиваемся с этой наукой каждый день, и это прекрасно. Химия – это очень важная интересная наука. Без химии мы бы не смогли дышать, чувствовать ароматы, есть, не смогли бы любоваться природой и её явлениями, мы бы не смогли просто жить. (2016 г.)

Из реферата «Химия продуктов питания»:

При выборе темы реферата я, прежде всего, руководствовался личной заинтересованностью в предложенной теме. По моему мнению, проблема питания человека была, есть и будет актуальной еще долгое время. А

сейчас она актуальна как никогда, ведь население планеты стремительно растёт и, я думаю, что только научные достижения могут решить такие глобальные проблемы.

Много нового я узнал о пищевых добавках, с которыми каждый человек сталкивается ежедневно, но на которые обращает мало внимания. Массу интересного вынес из тех трудов, где описываются потребности организма в тех или иных химических веществах. (2014 г.)

Из реферата «Химия космоса»:

Для меня, как человека только начинающего свой путь в большой и неизведанный (пока) мир науки, и человека, которого всегда интересовали загадки Космоса, остаётся множество вопросов. Всё что я узнал, работая над этим рефератом, прежде всего – познавательно и интересно. Хотя я понимаю, многое из этого всего лишь предположения науки: происхождение космоса, происхождение человека, химический состав.

Всё, что происходит вокруг нас – результаты бесконечной химической реакции. И если мы можем исследовать Космос и подчинить себе множество молекул и атомов, и воздействовать на их реакции, почему мы не можем придумать лекарства от многих серьезных и неизлечимых заболеваний, почему мы не можем жить вечно? Множественные противоречия и парадоксы. Загадка, остаётся загадкой. (2015 г.)

Из реферата «Экология в России. Что нас ждет?»:

Что же касается моего личного отношения к проблеме, я могу сказать следующее: до написания данной работы я даже и представить себе не мог всего объёма экологических проблем России. Честно признаюсь, глядя на цифры и выводы статей, становится страшно за своё будущее и будущее следующих поколений. Данная работа поменяла моё отношение к природе и экологии как к науке, в частности. Я понял, что наше государство, к большому сожалению, не уделяет должного внимания проблемам экологии. Хотя они задевают большую часть населения нашей страны, видимо у нас ещё не сформировалась правильная установка по отношению к природопользованию, т.е. чувство ответственности за то, что мы делаем в биосфере. (2015 г.)

Из реферата «Токсикологическая химия»:

После подготовки реферата, прочтения соответствующей литературы я не только обогатила свои знания по теме, но и совершенно по-новому взглянула на окружающие меня повседневные вещи.

Знания основ токсикологической химии поможет мне в будущем предотвратить возможные несчастные случаи, связанные с передозировкой лекарств иди небрежным обращением с различными химическими реагентами. Теперь, зная возможные последствия своих действий, я буду с большим вниманием относиться к технике безопасности и проявлять осторожность при работе с потенциально опасными веществами. (2014 г.)

Из реферата «Наномир: от наностояния до наноматериалов и технологий»:

Итак, в ходе работы мне удалось выполнить главную цель: собрать, скомпилировать и структурированно изложить материал на тему наномир. Своей главной задачей, в первую очередь, я ставил более глубоко и фундаментально понять, что же такое наномир и что из себя он представляет.

В ходе моего мучительного поиска (а он был именно таким, так как в школе мне не приходилось сталкиваться с подобным видом работы) я научился перерабатывать большие объёмы информации, и что более важно, я в себе смог развить усидчивость и полное отключение от внешних раздражителей, особенно в работе за компьютером, ведь при подключении к Интернету так много соблазнов переключиться с работы на отдых и зависнуть так на пару часов и потерять время в пустую.

Также, я освоил разные методики поиска информации и её обработки. По ходу процесса над обработкой всей информации я столкнулся с тем, что далеко не всё можно найти в Интернете и понял, что недооценил способ «по-старинке». Но я не только познакомился и испробовал на себе разные виды поиска, но и научился работать с разными текстовыми редакторами, некоторое время прошлось потратить только на то, чтобы понять какой из них даёт мне больше возможностей для работы и максимально соответствует моим запросам.

Главное, что за пару месяцев, в течение которых я делал этот реферат, я научился многому благодаря этой работе. И прошёл этапы от панической растерянности до методичной и слаженной работы над тем, что у меня есть, несмотря на то, что в начале пути я не до конца видел всю картину, которая должна получиться в конце. Поэтому я очень доволен результатом, так как я получил довольно большой опыт и множество полезных навыков, знаний и умений, которые мне точно пригодятся уже в ближайшем будущем. (2015 г.)

Из реферата «Экологические аспекты утилизации компьютерной техники»:

Для изучения проблемы я использовала такие исследовательские методы, как анкетирование, интервьюирование, поиск литературы, метод свободного наблюдения. Провела анкетирование среди старшеклассников и взрослого населения.

Я рассмотрела состояние утилизации отходов в мире и в России. Пришла к выводу: в нашей стране данная проблема решается очень слабо, так как не существует предприятии по утилизации устаревшего компьютерного оборудования и другой бытовой техники. Есть только фирмы, занимающиеся списыванием старых компьютеров. Я считаю, что в

России должны строиться такие предприятия, особенно в крупных городах, а так же в регионах страны. (2015 г.)

Из реферата «Полигон «Красный бор» - экологическая бомба замедленного действия»:

Я считаю, что просто необходимо, чтобы любые сведения о полигоне были открыты для общественности, чтобы общественные отечественные и зарубежные экологические организации были допущены на совещания.

Уже затрачено от полутора до трех миллиардов рублей с 90-ых годов на проектирование и строительство заводов по переработке отходов. И никто за это не ответил. Никто!

Защитники природы ещё в 90-ых начали говорить о том, что «Красный Бор» представляет огромную угрозу, однако проблема до сих пор не решена.

Эти игры стары как мир. И отработаны бюрократами до блеска. Пусть общественники пошумят, журналисты перьями помашут, а мы тут всё решим так, как нам надо. Только игры эти могут кончиться катастрофой, когда восьмиметровые обваловки вокруг котлованов промоет, и тонны токсичных веществ хлынут в Неву, Финский залив и Балтийское море. (2017 г.)

Из реферата «Биокоррозия: экологические риски в Санкт-Петербурге»:

Меня волнует состояние города, в котором живу я и мои близкие, ведь Петербург - это большой организм, в котором всё взаимосвязано. Я считаю, что одной из основных задач нашего общества является придание всеобщей огласки этой проблеме, а затем решение поставленных задач.

В связи с этим целью моей работы было установить механизм повреждений, рассмотреть биокоррозию на примере нашего города и попытаться найти пути решения проблемы. Опасность, которую несет биологическая коррозия для зданий Петербурга, очень высока. И не считаться с этой проблемой, на мой взгляд, грозит риском для всех нас. (2010 г.)

Из реферата «Экологические аспекты использования бытовой химии»:

Если подумать, то все что окружает нас, все, чем мы пользуемся в быту - это химия. Она играет огромную роль в нашей жизни.

Написав этот реферат, я узнала много такого, о чем раньше даже не задумывалась. Теперь я трепетнее отношусь к тому, что покупаю, и, выбирая в магазине какую-либо бытовую химию, в первую очередь, смотрю, не насколько популярна та или иная фирма, а на то, сколько токсичных веществ содержит это средство. (2010 г.)

Из реферата « Проблема утилизации городского мусора: поиски путей решения»:

После того, как была проделана работа по расширению кругозора в области утилизации отходов и по анализу современной экологической обстановки, я смог предложить модель системы сбора и переработки мусора. Данный метод выражен в воображаемом и гипотетическом комитете, система которого лишена изъянов современного аналога. (2017 г.)

Заключение: По нашим скромным подсчётам только за последние десять лет студентами были выполнены не менее 1000 рефератов и компьютерных работ. Всё это указывает на желание и заинтересованность студентов в выполнении подобной работы, не являющейся по сути обязательной.

Кроме того, отдельные студенты выполнили и более творческие работы. Были созданы несколько фильмов, программ экологических и химических тестов, компьютерных моделей экологических процессов и поиска решений различных экологических проблем.

Так же проводились социальные опросы студентов, населения, сбор статистических данных и проведение реальных экологических экспериментов. Например, химический анализ проб воды из различных водоисточников Санкт-Петербурга с обобщением результатов и возможных причин превышения допустимых показателей и норм. Эксперимент по выращиванию растительных организмов в различных условиях и оценка влияния основных экологических факторов на интенсивность роста и развития.

Выступления сотрудников кафедры на ряде Международных и Всероссийских конференций по обзорам тематики рефератов, в том числе по противодействию табакокурению и наркомании, получили поддержку и одобрение участников и руководителей данных мероприятий.

Познавательная деятельность студента приближается к исследовательской деятельности ученого. И пусть первокурсники и не делают пока новых открытий, но они повторят путь ученого от выдвижения гипотезы до ее доказательства или опровержения. Субъективная новизна ученического исследования не умаляет его значения для развития познавательных сил и формирования активной жизненной позиции будущего специалиста.

И последнее. Исходя из изложенного, считаем необходимым ввести в учебные планы по химии и экологии часы на курсовую работу (хотя бы 1 час в две недели), чтобы студенты первых курсов смогли бы делать и защищать рефераты. Это будет полезным и целесообразным во всех отношениях.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

[1] Блинов Л. Н. Химия. Инновационно-системный подход: учеб. пособие / Л. Н. Блинов, В. В. Полякова, А. В. Семенча. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2012. – 96с.

[2] Блинов Л. Н. Экология. Инновационно-системный и личностно мотивационный подход: учеб. пособие / Л. Н. Блинов, В. В. Полякова, А. В. Семенча. – СПб.: Изд-во Политехн. унт-та, 2013. – 210с.

[3] Блинов Л. Н., Полякова В. В. Перспективные теоретические и методические подходы и технологии современного технического образования на примере химии и экологии. Теоретические и методические проблемы современного образования. Материалы XIII Международной научно-практической конференции, Москва: Изд-во «Спецкнига», 2013. – С.30-36.

[4] Танцура Н. П., Соколов И. А., Блинов Л. Н. Инновационный подход к преподаванию химии в технических ВУЗах. Современное машиностроение. Наука и образование. Материалы III Международной научно-практической конференции, СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2013. С.172-177.

[5] Блинов Л. Н., Полякова В. В., Соколов И. А. Базовые основы инновационного подхода, компетенций и химической составляющей подготовки специалистов по техническим направлениям в современных условиях: цели, задачи, пути реализации, Сборник научных статей VIII Международной научно-методической конференции «Методика преподавания химических и экологических дисциплин», Брест: БрГТУ, 2015. – С.17-20.

[6] Блинов Л. Н., Полякова В. В. Инновационный подход и компетенции по химии в технических ВУЗах. Фундаментальные исследования и инновации в национальных исследовательских университетах. Материалы Всероссийской научно-методической конференции. Пленарные доклады. СПб.: Изд-во Политехн. Ун-та, 2012. С. 119-123.

[7] Блинов Л. Н., Перфилова И. Л., Соколова Т. В., Юмашева Л. В. Химическая составляющая инженерного образования в техническом университете. Актуальные вопросы международной деятельности. Т.2. Сборник научно-методических трудов. СПб., 2016. – С.101-113.

[8] Блинов Л. Н., Васильев М. П., Соколов И. А. Подходы к формированию общественной компетенции ОК-9 как важной оставляющей процесса «модернизации» человека. Сборник Scientific Discoveries Proceedings of articles the international scientific conference, St.Petersburg, 2016. –С. 217-224.

[9] Танцура Н.П., Соколов И.А. О роли дистанционного обучения в очном дневном и заочном образовательном процессе. Опыт

подготовки съемки видео курса. Современное машиностроение. Наука и образование. Материалы V Международной научно-практической конференции СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2016. – С.157-171.
[10] Блинов Л. Н., Полякова В. В., Перфилова И. Л. Синопсис химии и экологии – системный подход к повышению качества подготовки по естественно-научному и гуманитарному циклу дисциплин. Сборник материалов LV Международной научно-практической конференции «Психология и педагогика: методика и проблемы практического применения», Новосибирск, 2017. –С. 77-81.

L.N.Blinov, I.A.Sokolov, V.V.Polyakova

EXPERIENCE WITH FIRST-YEAR STUDENTS ON ABSTRACT WORK AND PRESENTATIONS IN THE PROCESS OF STUDYING OF NATURAL-SCIENCE DISCIPLINES-FOR EXAMPLE, CHEMISTRY AND ECOLOGY

Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, Russia;

Abstract

The article is devoted to the inclusion of Junior students to research activities and analyzing the experience of teachers of the Department "General and inorganic chemistry" in this direction. The results have shown that writing abstracts is very effective to create additional motivation of students learning, development of cognitive activity and the formation of strong knowledge.

Key words: innovative education, research activity of students, abstract work, presentations, independent work of students, natural Sciences disciplines.

REFERENCES

[1] Blinov, L. N. Chemistry. Innovative and systematic approach: textbook/ L. N. Blinov, V. V. Polyakova, A. V. Semencha. – SPb.: Publishing house of Polytechnic University, 2012. – 96 p.
[2] Blinov, L. N. Ecology. Innovative system of personal and motivational approach: textbook/ L. N. Blinov, V. V. Polyakova, A. V. Semencha. – SPb.: Publishing house of Polytechnic University, 2013. – 210 p.
[3] Blinov L. N., Polyakova V. V. Perspective theoretical and methodical approaches and technologies of modern technical education on the example of chemistry and ecology. Theoretical and methodological problems of modern education. Proceedings of the XIII international scientific and practical conference, Moscow: Publishing house "Spetskniga", 2013. P. 30 – 36.
[4] Tantsura N. P., Sokolov I. A., Blinov L. N. An innovative approach to the teaching of chemistry in technical Universities. Modern mechanical

engineering. Science and education. Proceedings of the III international scientific and practical conference, St. Petersburg.: Publishing house of Polytechnical Institute. UN-TA, 2013.P. 172-177.

[5] Blinov, L. N., Polyakova V. V., Sokolov I. A. Basic foundation in an innovative approach, competences and chemical component of training for the technical areas in modern conditions: goals, objectives, implementation, Collection of research papers of VIII International scientific-methodical conference "Methods of teaching chemical and ecological subjects", Brest: Brest state technical University, 2015. - P. 17-20.

[6] Blinov, L. N., Polyakova V.V. Innovative approach and competences in chemistry in technical Universities. Fundamental research and innovation in national research universities. Materials of the all-Russian scientific-methodical conference. Plenary report. SPb.: Publishing house of Polytechnic University, 2012.- P.119-123.

[7] Blinov, L. N., Perfilova, I. L., Sokolova T. V., Yumashev V. L. Chemical component of engineering education at the technical University. Topical issues of international activity. Vol.2. Collection of scientific and methodological works. SPb., 2016. – P. 101-113.

[8] Blinov L. N., Vasiliev M. P., Sokolov I. A. Approaches to the formation of public competence of OK-9 as an important leaving the process of "modernization" of man. A collection of Scientific Discoveries articles Proceedings of the international scientific conference, St.Petersburg, 2016. – P. 217-224.

[9] Tantsura N. P., Sokolov I. A. About the role of distance learning in full-time day and correspondence educational process. Experience in preparing shooting video course. Modern mechanical engineering. Science and education. Proceedings of the V international scientific and practical conference of St. Petersburg.: Publishing house of Polytechnic University, 2016. –P. 157-171.

[10] Blinov L. N., Polyakova V. V., Perfilova I. L. Synopsis of chemistry and ecology – a systematic approach to improving the quality of training in natural Sciences and Humanities. Collection of materials LV international scientific conference "Psychology and pedagogy: methods and problems of practical application", Novosibirsk, 2017. –P. 77-81.

ISSN 2223-0807
Современное машиностроение: Наука и образование :
материалы 7-й международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н.Евграфова и А.А. Поповича.- СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2018.

DOI 10.1872/MMF-2018-3
УДК 621.01

А.В.Горелова

ФОРМИРОВАНИЕ ПРОФЕССИОНАЛЬНЫХ И МЕЖКУЛЬТУРНЫХ КОМПЕТЕНЦИЙ СТУДЕНТОВ ТЕХНИЧЕСКОГО ВУЗА ПУТЕМ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ МЕТОДИКИ CLIL В ПРЕПОДАВАНИИ ДИСЦИПЛИНЫ «ХИМИЯ»

Алла Владиславовна Горелова, Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел. : (812) 5526523
E-mail: alla-vlad49@yandex.ru

Аннотация

В работе рассмотрены вопросы по предметно-языковому обучению студентов технических направлений подготовки СПБПУ с использованием методики CLIL (Content and Language Integrated Learning) в преподавании естественнонаучных дисциплин (на примере дисциплины «Химия») студентам начальных курсов обучения (бакалавриат, специалитет) через организацию открытых лекций на иностранном языке по изучаемому предмету. В представленном материале анализируются подходы к наиболее эффективному использованию метода CLIL для развития профессиональных и межкультурных коммуникаций обучающихся.

Ключевые слова: иностранный язык, химия, CLIL, обучение, компетенции

Введение

Широкое внедрение программ двойных дипломов во многих вузах РФ находится в поле решения задач развития образования, определенных в Федеральной целевой программе развития образования в РФ на 2016-2020 гг. Интеграция образования в общей мировой практике диктуется требованиями глобализации рынка труда, все более возрастающими требованиями к повышению конкурентоспособности выпускников

университетов, в том числе и технических. Широкое участие университетов в международных программах и проектах, совместные исследования и разработки университетов и международных промышленных корпораций, возрастающая академическая мобильность студентов определяют необходимость все более широкого внедрения образовательных программ и стандартов обучения в высшей школе, нацеленных на приобретететение выпускниками вузов не только профессиональных, но и межкультурных компетенций, чему в значительной мере способствует система получения двойных дипломов и образовательные программы с изучением преподаваемых дисциплин не только на государственном русском языке, но и на общепринятом в международной профессиональной и академической среде английском языке.

В рамках подходов к предметно-языковому обучению в СПБПУ разработан и реализуется ряд образовательных программ с изучением многих специальных дисциплин технического профиля на английском языке, что в основном реализовано в магистратуре и в гораздо меньшей степени – в бакалавриате , что в основном может быть объяснено недостаточной общей языковой подготовкой студентов начальных курсов обучения. На наш взгляд, существенный вклад в формирование профессиональных и межкультурных компетенций будущих выпускников вуза может внести внедрение системы преподавания дисциплин общего профиля на общепринятом английском языке для студентов начальных курсов обучения, где при совместной работе с кафедрами иностранных языков преподаватель-предметник, владеющий иностранным языком на высоком уровне, способен реализовать обучение как своему предмету, так и иностранному языку.

Наиболее популярной и востребованной в рамках таких представлений является методика CLIL, широко внедряемая в настоящее время как в России, так и в международной практике и в целом способствующая повышению качества образования.

Методика CLIL (интегрированное изучение языка и предмета), предложенная Д.Маршем в 1994г. и развитая в его дальнейших работах (например, [1]), являясь инновационной методикой, имеет свои исторические корни, что кратко представлено в работе Якаевой Т.И. [2]. До 1970 г. внедрение билингвальных программ образования было продиктовано в основном экономическими и географическими предпосылками и использовалось в многоязычных или специфических лингвистических регионах. Программы языкового погружения (билингвальное обучение) которые были разработаны и успешно

реализовались в 70-х-80-х гг. в Канаде и США, не получили широкого распространения в рядах стран Евросоюза (например, Словакия), где была высока роль использования родного языка, однако двигательной силой для развития метода CLIL в Европе в 90-х гг.стала социальная мобильность, требующая высокого уровня компетенции по иностранному языку. В 2005 г. Марш предложил обозначить эту методику как термин для методологий двухстороннего характера изучения предмета и языка. И следует отметить, что к 2007г. метод CLIL использовался уже в 20 европейских странах. Не стала исключением и Россия, и в настоящее время эта методика широко внедряется в системе образования, как общего, так и высшего, что реализуется в образовательных программах обучения.

В основе концепции метода, или технологии CLIL лежат т.н. 4C:

-Content (содержание изучаемого предмета)

-Communication (устная и письменная коммуникация в профессиональной сфере)

-Cognition (познание, т.е. развитие познавательных способностей обучающихся)

-Culture (межкультурная составляющая, формирующая у обучающихся ответственность за глобальное общество)

Использование этой технологии не предполагает входных требований к языковым навыкам обучающихся и не имеет возрастных ограничений, что легко адаптирует данную методику к различным учебным программам. В данном случае язык является средством формирования профессиональной компетенции и в то же время способствует формированию культурной составляющей образования. В процессе обучения не только усваивается содержание предмета и повышается уровень владения иностранным языком, но и развиваются познавательные способности учащихся, что необходимо для изучения любого предмета.

Несомненно, проводимая работа Гуманитарного Института СПБПУ в области внедрения инновационных методик обучения студентов инженерных направлений иностранному языку на основе предметно-языкового интегрированного подхода, отраженная в работах Л.П.Халяпиной [3], Н.И.Алмазовой [4] и др. способствует развитию гуманитарной образовательной среды вуза, привлекает сотрудников и специалистов к кооперации с кафедрами иностранных языков и разработке совместных образовательных программ, включающих билингвальное обучение в университете и способствует формированию необходимых профессиональных и межкультурных компетенций выпускников СПБПУ. Среди лингвистов, широко внедряющих предметно-языковое обучение в высшей школе России, нельзя не упомянуть работы Салеховой Л.Л [5] и Крылова Э.Г. [6]. Интересным с точки зрения предметно-языкового обучения является опыт работы по обучению иностранных студентов,

обучающихся в СПбПУ интегрированному обучению техническим дисциплинам на русском языке [7].

Существует несколько моделей применения методики CLIL: так называемый soft CLIL, где основное внимание уделяется лингвистическим особенностям профессионального контекста , hard CLIL, когда большинство предметов изучается полностью на иностранном языке и третья модель – через partial immersion (частичное погружение), когда некоторые дисциплины изучаются на иностранном языке.

На наш взгляд, наиболее приемлемой формой для подготовки студентов к восприятию и изучению более сложных специальных дисциплин является выбор hard CLIL или метода partial immersion для предметно-языкового обучения общеобразовательным дисциплинам для наиболее мотивированных студентов начальных курсов обучения. Это может быть реализовано на начальном этапе разработки соответствующих программ обучения через проведение занятий факультативного типа по изучаемой дисциплине с использованием данной методики.

Автором в течение ряда семестров 2016-2017гг. были организованы открытые лекции- дискуссии по дисциплине «Химия» на билингвальной основе для наиболее мотивированных студентов технических направлений подготовки (бакалавры, специалисты) с использованием метода CLIL . Обучение велось прямым методом, причем для создания наиболее комфортной среды обучения англоязычное занятие всегда предварялось обязательной лекцией на общегосударственном русском языке. Для успешного овладения излагаемой темой вводились специальные и общепрофессиональные термины, предваряющие занятие. В отличие от построения лекции на русском языке, когда в большинстве случаев материал излагается лектором в виде монолога, ведение занятия на иностранном языке по мнению автора, должно строиться не в виде доклада по теме, а в дискуссионной манере, вовлекая слушателей в дискуссию для овладения коммуникативными навыками. Кроме того, в ходе занятия необходимы как индивидуальные, так и групповые задания на иностранном языке, подтверждающие уровень понимания предмета и умение решать задания, сформулированные на иностранном языке, как при чтении текста, так и при аудиальном восприятии. Это в значительной мере способствует развитию когнитивных навыков обучающихся, а также умению работать в команде. Безусловно, подобная работа возможна при небольших численных объемах группы и наиболее эффективна в группах до 10 человек.

Несмотря на то, что основным предпочтением при работе по данной методике является работа с текстом, автор предпочитал основной акцент сместить на освоение речевого восприятия лекционного материала (текста), особенностей различного произношения, что в настоящее время

легко реализуется с использованием различных аудио- и видеоматериалов, но требует их отбора в соответствии с составом обучающихся. Таким образом, несмотря на соответствие англоязычных занятий программе обучения химии на русском языке форма изложения материала была существенно иной, а именно, побуждающей к изучению предмета на иностранном языке в активной или интерактивной форме.

Следует отметить, что недостаточная общая языковая подготовка студентов начальных курсов обучения позволяет отобрать для подобной формы занятий наиболее мотивированных студентов, число которых не превышало 10% от общего количества обучаемых автором из студентов по техническим (в т.ч. машиностроительным) направлениям подготовки, при этом наибольшую мотивацию к изучению предмета на иностранном языке проявляли студенты специалитета, что можно объяснить более осознанным выбором будущей профессии, требующей хорошего знания химических и физических свойств различных материалов (специальность «Ядерные реакторы и материалы») и возможности будущей работы в интернациональных коллективах. Высокую мотивацию к обучению обнаруживали также студенты технических направлений подготовки, для которых овладение академическим иностранным языком является несомненным требованием времени. В то же время можно констатировать, что внедрение предметно-языкового образования, начиная с начальных курсов обучения могло бы существенно повысить коммуникативно-языковой уровень бакалавров инженерных направлений подготовки для более широкого их участия, например, в международных школах и программах обмена (академической мобильности), так как на настоящий момент (по опыту участия автора в работе Международной школе по энергетике) уровень владения английским языком русскими студентами-бакалаврами остается в целом низким по сравнению с иностранными учащимися, а востребованность в квалифицированных инженерах остается достаточно высокой.

К сожалению, отсутствие современных хороших переводов учебников по общей химии русскоязычных авторов (например, Н.Л.Глинки), соответствующих программам обучения общей химии для неязыковых специальностей вузов позволяет рекомендовать для студентов, как правило, использование в качестве учебных пособий издания иностранных авторов, например, неоднократно переиздаваемого учебника К.Хаускрофт [8] на английском языке с русскоязычным вариантом одного из учебников этого автора по химии, изданным уже более десяти лет назад.

Безусловно, создание и разработка учебно-методических материалов с использованием билингвального подхода к изучению конкретной дисциплины в рамках метода CLIL требует совместной дальнейшей работы кафедр иностранных языков и специалистов-предметников, что

является предметом дальнейшей работы с учетом возможности разработки соответствующих образовательных программ обучения студентов начальных курсов технических направлений подготовки, нацеленных на формирование необходимых компетенций обучаемых.

Оценка результатов обучения студентов проводилась по результатам тестирования, составленного с учетом таксономии Блума [9,10], где все задания затрагивают когнитивные способности низкого уровня (LOTS) и частично когнитивные способности высокого уровня (HOTS) для студентов начальных курсов обучения. По результатам тестирования более чем в половине случаев выявлено хорошее понимание предмета и правильное решение заданий по химии, а также овладение специальными и профессиональными терминами и верный перевод специального текста и речи. Как правило, при сдаче экзамена по химии на русском языке, обучающиеся получали высокие оценки по предмету. Ряд учащихся с высокой мотивацией обнаружил желание к изучению дополнительных глав дисциплины, представляющих интерес для конкретных специализаций. В этом случае, по мнению автора, обучение с использование метода CLIL может проводиться по индивидуальному плану.

Заключение

Исходя из проведенного экспериментального опробования метода CLIL при изучении химии студентами начальных курсов технических направлений подготовки СПбПУ в виде открытых лекций на английском языке можно сделать вывод, что наиболее эффективным способом формирования профессиональных и межкультурных компетенций на начальном этапе обучения в университете является активное обучение на всех стадиях постановки и решения задачи, создание коммуникативных ситуаций, дискуссий, использование подходящих аудио- и видеоматериалов и методических материалов по предмету, а также осуществление такого важного психолого-педагогического условия, как создание безопасной и комфортной среды обучения предмету на иностранном языке.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

[1] Marsh D. Content and Language Integrated Learning. The European Dimension/ D.Marsh. – Cambridge University Press 2002 – 552 p.

[2] Якаева Т.И. История возникновения CLIL за рубежом./ Якаева Т.И.// Актуальные проблемы гуманитарных и естественных наук – 2016 – N2, с 120-123

[3] Л.П.Халяпина. Теоретические основы разрабатываемого в европейской и российской науке интегрированного предметно-языкового обучения./ Л.П.Халяпина// И.А.Бодуэн де Куртенэ и мировая лингвистика: тр.и матер. Междунар. конф. / под общ.ред. К.Р.Галиуллина, У.А.Горобец, Д.А.Мартьянова, Г.А.Николаева – Казань, Изд-во Казан.ун-та, 2017. – т.2. с.232-235.

[4] Н.И.Алмазова. Стратегии развития профессионально ориентированного иноязычного образования в высшей школе./А.В.Рубцова, Н.И.Алмазова// Научно-технические ведомости Санкт-Петербургского государственного политехнического университета. Гуманитарные и общественные науки. Т.8, N 2.- СПб: Изд-во СПбПУ, 2017.- с. 107-115.

[5] Салехова Л.Л. CLIL- интегрированное предметно-языковое обучение: концептуальная идея, преимущества, модели / Л.Л.Салехова, А.В.Данилов // Казанская наука. – Казань, 2015. –N12. –с.228-230.

[6] Крылов Э.Г. Интегративное билингвальное обучение иностранному языку и инженерным дисциплинам в техническом вузе: автореф. Дисс. Д-ра пед. Н./ Э.Г.Крылов. – Екатеринбург, 2016. – 52с.

[7] И.Б.Афанасьева, Е.В.Князева. Обучение иностранных студентов дисциплинам геометро-графического цикла./ Современное машиностроение: наука и образование: матер. 6-й Межд. Научн-практ.конф./ под ред. А.Н.Евграфова и А. А.Поповича.- СПб: Изд-во Политехн.ун-та. 2017.- с.2-16.

[8] Hausecroft C.E. Chemistry: An Introduction to Organic, Inorganic and Physical Chemistry: 4th ed./ C.E. Housecroft. –Pearson, 2010.-1552p.

[9] Bloom B. Taxonomy of Educational Objectives (two vols.:the Affective Domain and the Cognitive Domain)/B.Bloom, B.Messia, D.Krathwohl. – New York:David McKay,1956. -231p.

[10] Цветков Ю.Б. Особенности проектирования учебных целей дисциплин инженерных образовательных программ./ Цветков Ю.Б.//Наука и образование. МГТУ им. Н.Э.Баумана. //Электрон.журнал. -2015.- N03.- с.331-344

A.V.Gorelova

ACHIEVEMENT OF PROFESSIONAL AND INTERCULTURAL COMPETENCIES OF THE STUDENTS OF TECHNICAL UNIVERSITY BY CLIL APPROACH IN CHEMISTRY TEACHING

Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, Russia

Abstract

The article deals with the natural sciences teaching (Chemistry in English) for the students of St-Petersburg State Polytechnical University (entry-level courses, engineering majors) using CLIL approach via open lectures. In paper the approaches to the most effective ways of CLIL using with the aim of need professional and multicultural competences creation of students are analysed.

Key words: foreign language, CLIL, chemistry, teaching, competences.

REFERENCES

[1] Marsh D. Content and Language Integrated Learning. The European Dimension/ D.Marsh. – Cambridge University Press 2002 – 552 p.

[2] Yakaeva T.I. Foreign History of CLIL Development./Yakaeva T.I.// Actual Problems of Humanitarian and Natural Sciences – 2016 –N2, p.120-123 (rus).

[3] L.P.Khalyapina. Theoretical Base for Content and Language Integrated Learning in Russian and European Science. / L.P.Khalyapina.// J.Baudouin de Courtenay and Worldwide Linguistics: International Conf. / Kazan Federal University– 2017. – vol.2. p.232-235. (rus).

[4] N.I.Almazova. Strategies of Professionally-Oriented Foreing Language Teaching Development in High School./A.V.Rubtsova, N.I.Almazova. //St Petersburg State Polytechnical University Journal. Humanities and Social Sciences/. vol.8, N 2.- 2017.- p. 107-115. (rus).

[5] Salekhova L.L. CLIL- Content and Language Integrated Learning: Concepts, Advantages, Models. / L.L/Salekhova, A.V.Danilov.//Kazan science. – Kazan, 2015. –N12. –p.228-230(rus).

[6] Krylov E.G. Integraited Bilingual Foreing Language and Engineering Discipline Learning in Technical High School: PhD Thesis./E.G.Krylov. – Ekaterinburg, 2016. – 52p (rus).

[7] I.B.Afanasyeva, E.V.Knyazeva/ Foreign Students Teaching in Graphics./Modern Mechanical Engineering: Science and Education:Proceed of Int. Conf./ SPb. – 2017, p. 2-16

[8] Hausecroft C.E. Chemistry: An Introduction to Organic, Inorganic and Physical Chemistry: 4th ed./ C.E. Housecroft. –Pearson, 2010.-1552p.

[9] Bloom B. Taxonomy of Educational Objectives (two vols.:the Affective Domain and the Cognitive Domain)/B.Bloom, B.Messia, D.Krathwohl. – New York:David McKay,1956. -231p.
[10] Yu. B. Tsvetkov. Special Aspects of Learning Objectives Design for Disciplines in Engineering Education./Yu,B,Tsvetkov.//Science and Education of Bauman MSTU/N03. -2015. –pp.-331-344(rus).

ISSN 2223-0807
Современное машиностроение: Наука и образование:
материалы 7-й международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н.Евграфова и А.А. Поповича.- СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2018.

DOI 10.1872/MMF-2018-4
УДК 378.147

Н.С. Иванова[1], Т.А. Никитина[2], И.С. Смирнова[3]

РОЛЬ УЧЕБНОЙ ПРАКТИКИ В ФОРМИРОВАНИИ ГРАФИЧЕСКОЙ КОМПЕТЕНТНОСТИ СТУДЕНТОВ

[1]Иванова Наталия Сергеевна, старший преподаватель
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812) 552-75-14, E-mail: iv_ns@mail.ru

[2]Никитина Татьяна Александровна, к.т.н., доцент
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812) 552-75-14, E-mail: nik_tatiana@mail.ru

[3]Смирнова Ирина Сергеевна, старший преподаватель
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812) 552-75-14, E-mail: kpgd@mail.ru

Аннотация

В докладе рассмотрены вопросы организации и проведения учебной практики на первом курсе бакалавриата студентов машиностроительных направлений. Сформулированы цели ее проведения. Показана роль инженерной графики в формировании графической компетентности студентов. Представлены методы формирования визуальной культуры студентов: выполнение эскизов деталей с натуры и компьютерное 3D-моделирование.

Ключевые слова: графическая компетентность, учебная практика, инженерная графика, компьютерная графика, эскизирование.

Долгое время в нашей стране трудовой и профессиональной ориентацией старшеклассников занимались учебно-производственные комбинаты (УПК), дававшие начальную трудовую подготовку. Их методики основывались на использовании практических способов обучения, позволявших имитировать будущую профессиональную деятельность и формировавших интерес к определенной профессии. Например, система УПК давала начальные сведения о конструкционных материалах и основах технологии машиностроительного производства [1].

Исчезновение системы УПК, частое отсутствие в средней школе уроков труда и такого предмета, как «Черчение», привело не только к нехватке начальных профессиональных умений и навыков у школьников, но и к торможению развития пространственного мышления и воображения, необходимых будущему инженеру.

Восполнить недостаток первоначальных знаний о конструкционных материалах и технологии машиностроительного производства представляется возможным проведением учебной практики в рамках изучения дисциплины «Инженерная графика».

Учебная практика — обязательная часть учебного процесса, предусмотренная Государственным образовательным стандартом. Учебная практика в высших учебных заведениях имеет целью углубить и закрепить научно-теоретические знания студентов, выработать навыки практической, а во многих случаях и исследовательской работы, ознакомить с современным оборудованием [2].

На первом курсе бакалавриата и специалитета учебная практика организуется с целью получения студентами первичных профессиональных умений и навыков. Она направлена на формирование общих и общепрофессиональных компетенций обучающихся. Учебная практика имеет также и ознакомительный характер.

На сегодняшний день многие исследователи отмечают, что в любой области должна осуществляться подготовка специалистов на новой концептуальной основе в рамках компетентностного подхода [3].

Одной из наиболее важных профессиональных компетенций бакалавра машиностроительных направлений признаётся графическая компетенция — формирование графической грамотности и визуальной культуры [4, 5]. Графическая грамотность — умение понимать и выражать мысли в графической форме, знание о методах графического представления информации, профессиональные навыки в области компьютерной графики и проектирования. Визуальная культура — частная область понятия «культура», развивающая способности восприятия и интерпретирования объектов и символов. Формирование графической компетентности возможно только при взаимодействии теоретических знаний и практических умений. Как интеллектуальная деятельность, графическая компетенция ориентирована на развитие пространственного

мышления, получение знаний стандартов и правил выполнения чертежей, навыков работы с графическими пакетами.

С 2017 года учебная практика ряда направлений подготовки бакалавров Института металлургии машиностроения и транспорта (ИММиТ) Санкт-Петербургского политехнического университета проводится в лаборатории кафедры «Инженерная графика и дизайн» (ИГД).

Кафедра ИГ, вместе с обучением студентов по направлению «Дизайн», осуществляет общеобразовательную подготовку по инженерной и компьютерной графике — одной из дисциплин, составляющих основу инженерного образования, являющейся базой для проектно-конструкторской деятельности. Инженерная графика — первая ступень образовательного процесса, «азбука» для освоения большинства специальных дисциплин. Её главная цель — приобретение первоначального опыта проектирования машиностроительных объектов и выполнение конструкторских документов на основе стандартов Единой системы конструкторской документации (ЕСКД) [6].

Традиционно выделяют три вида учебной практики [7]. Данную учебную практику можно отнести к предметно-методической: она предполагает лекции, беседы, консультации, выполнение графических заданий. Учебная практика проводится с целью формирования графической компетенции студентов, получения первичных профессиональных умений и навыков технологии разработки конструкторских документов. Также учебная практика восполняет сокращенные часы на геометро-графическую подготовку, являясь завершающим этапом обучения на кафедре ИГД.

Сформулированы следующие цели учебной практики:

– навыков выполнения эскизов и чертежей деталей по их натурному образцу;

– углубление знаний правил графического изображения деталей в соответствии со стандартами ЕСКД;

– ознакомление с технологическими процессами изготовления деталей машин;

– приобретение опыта использования компьютерных технологий для разработки конструкторской документации;

– получение опыта самостоятельной работы с учебной и научной литературой.

Первым этапом прохождения учебной практики является выполнение эскиза детали. В качестве задания для эскизирования студенту выдаётся деталь, заготовкой для которой, как правило, является отливка из серого чугуна, в дальнейшем подвергаемая обработке резанием (рис.1).

Несмотря на распространение компьютерных технологий разработки чертежей, в практике часто встречаются различные ситуации, в которых

необходимо уметь от руки сделать эскиз готовой детали или сборочной единицы [8]. Эскиз является чертежом временного характера, выполненным в глазомерном масштабе без применения чертежных инструментов, но, тем не менее, должен содержать изображения, размеры, параметры шероховатости поверхностей и другие сведения, необходимые для изготовления детали.

Учебное эскизирование с натуры дает навыки рисования, развивает пространственное воображение и глазомер, а также возможность визуальной оценки геометрии поверхностей, ограничивающих деталь, необходимую при построении ее трехмерной модели. Студенты вырабатывают способность в любых условиях быстро и грамотно без применения чертежных инструментов лаконично передать форму и конструкцию детали в соответствии с требованиями ЕСКД.

Скицирование занимает особое место среди заданий, выполняемых в рамках обучения инженерной и компьютерной графики. Непосредственный контакт с изделием позволяет на зрительном и тактильном уровне получать значительную информацию [9].

Второй этап учебной практики — построение трёхмерной модели детали в среде системы автоматизированного проектирования «КОМПАС-3D» на основе выполненного эскиза (рис.2).

Рис. 1

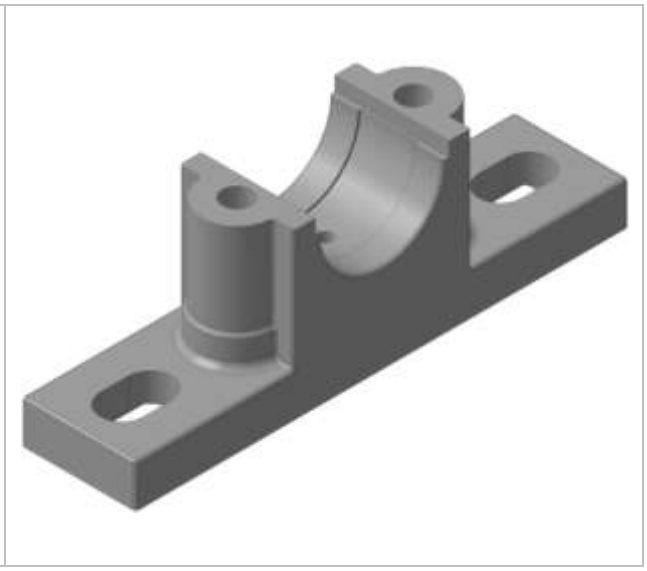


Рис. 2

В дальнейшем по 3D-модели студенты выполняют ассоциативный чертёж детали, на котором проставляют размеры и параметры шероховатости поверхностей. Хотя приёмы 3D-моделирования более подробно рассматриваются впоследствии в курсе САПР [10], практически все студенты под руководством преподавателя справляются с этим заданием, так как уже обладают навыками создания и редактирования

геометрических объектов средствами 2D-моделирования, которые они приобрели в процессе выполнения индивидуальных графических и курсовых работ по инженерной графике [11].

Конечно же, объединение занятий по инженерной и компьютерной графике требует более интенсивной работы от студентов: автоматизированные способы работы с чертежом и другими документами не исключают необходимости знания и понимания теоретических основ и положений курса [12].

На первом этапе учебной практики студенты получают начальные знания, которые в дальнейшем будут расширены при изучении курсов «Металловедение» и «Технология конструкционных материалов». В данном случае, имеет место пропедевтика — введение новых понятий на примере конкретной детали. Студенты знакомятся со свойствами чугунов, расшифровкой обозначения их марок, способом получения материала, методами изготовления заготовок и технологиями обработки поверхностей детали, а также учатся определяться с техническим названием детали. Информация предоставляется преподавателем. Для самостоятельной проработки материала рекомендуется использовать учебник [13]

Перед эскизированием осуществляется анализ формы детали как композиции элементарных геометрических форм. Это необходимо для правильной простановки размеров детали и выполнения ее трехмерной компьютерной модели. Определяется главный вид детали как изображение, дающее наиболее полное представление о ее форме и размерах, а также необходимое и достаточное число изображений (видов, разрезов, сечений). Выбирается приблизительный масштаб, определяются «на глаз» основные пропорции детали, подбирается формат листа. Эскиз выполняется от руки в глазомерном масштабе по всем правилам ЕСКД.

Для грамотной простановки размеров и параметров шероховатости на эскизе детали необходим начальный объём знаний по этим вопросам. [14, 15] В дальнейшем эти темы будут глубоко проработаны на старших курсах при изучении дисциплины «Технология машиностроения». Поэтому, при объяснении обоснованно затрагиваются понятия конструкторских и технологических баз, а также параметров шероховатости, приводятся их числовые значения для наиболее часто встречающихся видов обработки.

На этапе скицирования студенты практически осваивают приёмы обмера детали (с помощью штангенциркуля, кронциркуля, нутромера, резьбомера). Определение числовых значений параметров шероховатости поверхностей детали производится визуально: посредством сравнения с эталонами.

Умение конструктора работать в системах трехмерного моделирования — одно из обязательных требований современных работодателей. Трехмерное моделирование существенно упрощает задачу развития способности визуального представления геометрических

объектов, необходимого при изучении инженерной графики, а также дает важные навыки грамотного проектирования любого объекта. В докладе [16] предлагается схема «чертёж-модель-чертёж», сходная с порядком выполнения задания учебной практики. Авторы считают такую последовательность работы «полезной для самоконтроля знаний законов формообразования деталей».

Имея 3D-модель, можно создавать необходимые ассоциативные изображения детали: стандартные основные и дополнительные виды, разрезы и сечения, местные виды, выносные элементы. Вместе с тем, при изменении формы или размеров 3D-модели трансформируются и изображения на всех связанных с ней ассоциативных видах. Применение таких динамических средств трехмерной визуализации в процессе обучения инженерной графике, позволяет рассмотреть любую деталь со всех сторон, минимизировать ошибки ее моделирования, получить полное представление об объекте.

В то же время, внедрение в учебный процесс трехмерного моделирования не отменяет изучение методов построения и преобразования плоских проекционных моделей (чертежей), а также основных положений стандартов, определяющих правила оформления конструкторской документации. Без них невозможно понимание преобразования пространственной формы детали в чертеж. Кроме того, нельзя забывать, что в современном производстве, наряду с трехмерными моделями, используются и ортогональные чертежи в электронном и в бумажном виде.

Таким образом, проведение учебной практики в данном формате является эффективным средством становления профессионально значимых компетенций и реализаций умений студента технического вуза, позволяет увидеть взаимосвязь этапов выполнении конструкторской документации, самостоятельно пройти путь от реально существующей детали к ее чертежу. Если анализ формы детали проведен правильно и эскиз выполнен качественно, то трехмерная модель, построенная на его основе, является виртуальной копией объекта. А созданный ассоциативный чертеж будет идентичен эскизу. Применение средств информационных технологий (при соблюдении необходимых условий их использования) может оказывать существенную поддержку традиционным методикам обучения, поднимая процесс изучения инженерной графики на качественно новый уровень.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

[1] Положение о межшкольном учебно-производственном комбинате трудового обучения и профессиональной ориентации учащихся. Утверждено Приказом Министерства просвещения СССР от 11 мая 1985 г. № 80. URL: http://7law.info/ussr/act3u/v205.htm (дата обращения: 10.03.2018).

[2] Воронин А.С. Словарь терминов по общей и социальной педагогике. – Екатеринбург: ГОУ ВПО УГТУ-УПИ. 2006. – 135 с.
[3] Горлицына О.А. Визуализация знаний как условие повышения качества графического образования студентов педагогических вузов [Текст] // Теория и практика образования в современном мире: материалы III Междунар. науч. конф. (г. Санкт-Петербург, май 2013 г.). — СПб.: Реноме, 2013. — С. 149-151. — URL https://moluch.ru/conf/ped/archive/70/3781/ (дата обращения: 11.03.2018).
[4] Клочкова Г.М. Выделение компонентов и уровней графически-конструкторской компетентности студентов технологического образования // Современные проблемы науки и образования. – 2014. – № 1.; URL: http://science-education.ru/ru/article/view?id=11988 (дата обращения: 10.03.2018).
[5] Коваленко А.В. Графическая компетенция как одна из составляющих профессиональной компетентности бакалавра профессионального обучения по направлению 051000. 62 Профессиональное обучение (по отраслям). // Вестник ЧГПУ, 2011-10. с. 83-95. https://cyberleninka.ru/article/v/graficheskaya-kompetentsiya-kak-odna-iz-sostavlyayuschih-professionalnoy-kompetentnosti-bakalavra-professionalnogo-obucheniya-po (дата обращения: 10.03.2018).
[6] Единая система конструкторской документации. Общие правила выполнения чертежей: сборник. — М.: Издательство стандартов, 2001. — 230 с.
[7] Качалов Н.А., Бородин А.А., Вельш А.В. Организация и проведение учебной практики студентов технического ВУЗа // Научное обозрение. Педагогические науки. – 2015. – № 2. – С. 55; URL: http://science-pedagogy.ru/ru/article/view?id=887 (дата обращения: 10.03.2018).
[8] Эскизы деталей машин: метод. указ. / Ленинградский политехнический институт им. М. И. Калинина; сост.: Н.С. Меньшиков, Н.В. Голубева. — Л.: ЛПИ, 1986. – 27 с.
[9] Абросимов С.Н., Рыбин Б.И. Скицирование и восстановление геометрической информации в образовательном процессе // Проблемы качества графической подготовки студентов в техническом ВУЗе: традиции и инновации: материалы 5-й Международной научно-практической интернет-конференции / под ред. И.Д. Столбова, Е.С. Дударь, Л.А. Кузнецова. – Пермь: Изд-во ПНИПУ, 2015. – с. 552 – 529.
[10] Донская М.М., Солодилова Н.А. САПР в машиностроении. Компас-график, Компас-3D, Вертикаль, Библиотека анимации: учебное пособие / Санкт-Петербургский государственный политехнический

университет. — Санкт-Петербург, 2013. — <URL:http://elib.spbstu.ru/dl/2948.pdf> (дата обращения: 10.03.2018).
[11] Инженерная и компьютерная графика. Компьютерные технологии разработки конструкторской документации: учеб. пособие / Т.В. Маркова [и др.]. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2013. – 92 с.
[12] Проблемы комплексного обучения студентов инженерной и компьютерной графике / Н.С. Иванова [и др.] // Современное машиностроение. Наука и образование: материалы 4-й Международной научно-практической конференции / под. ред. М.М. Радкевича и А.Н. Евграфова. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2013. – с. 90 - 99.
[13] Технология конструкционных материалов: учебное пособие для вузов по группам направлений подготовки – "Технические науки" и "Техника и технологии", дисциплине "Технология конструкционных материалов" / [А.Г. Алексеев [и др.]; под ред. М.А. Шатерина. – Санкт-Петербург: Политехника, 2005. – 597 с.
[14] Кожевина И.В., Димент Л.И., Князева Е.В. Инженерная графика. Простановка размеров на чертежах деталей машин: учебное пособие / Санкт-Петербургский государственный политехнический университет. — Санкт-Петербург: Изд-во Политехн. ун-та, 2007.
[15] Маркова Т.В., Крыжановская И.М. Инженерная графика. Обозначение шероховатости поверхностей на чертежах: учебное пособие. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2007. – 45 с.
[16] Красильникова Г.А., Маркова Т.В. 3D-моделирование как средство самоконтроля знаний геометрии форм и позиционных отношений компонентов сборочной единицы машиностроительного изделия // Современное машиностроение. Наука и образование: материалы 5-й Международной научно-практической конференции / под. ред. А.Н. Евграфова и А.А. Поповича. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2016. – с 90 – 97.

N.S. Ivanova[1], T.A. Nikitina[1], I.S. Smirnova[1]

THE VALUE OF EDUCATIONAL PRACTICE IN THE STUDENTS' GRAPHIC COMPETENCE FORMATION

[1]Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, Russia

Abstract

The report deals with organization and carrying out of educational practice in the first year bachelors of machine-building directions. The objectives of its implementation are formulated. The value of engineering graphics in the

students' graphic competence formation is shown. Methods of forming students' visual culture are presented: sketching of real details and 3D-modeling.

Keywords: graphic competence, educational practice, engineering graphics, computer graphics, sketching.

REFERENCES

[1] Regulations on the interschool educational and industrial combine of labor training and vocational guidance of students. Approved by the Order of the Ministry of Education of the USSR of May 11, 1985, No. 80. URL: http://7law.info/ussr/act3u/v205.htm (date of circulation: 10.03.2018) (rus.)

[2] Voronin A.S. Dictionary of terms on general and social pedagogy. - Ekaterinburg: GOU VPO UGTU-UPI. 2006. - 135 p. (rus.)

[3] Gorlitsyna O.A. Visualization of knowledge as a condition for improving the quality of the graphic education of students at pedagogical universities [Text] // Theory and practice of education in the modern world: materials III Intern. sci. Conf. (St. Petersburg, May 2013).– SPb .: Renome, 2013. – P. 149-151. – URL https://moluch.ru/conf/ped/archive/70/3781/ (reference date: 03/11/2018). (rus.)

[4] Klochkova G.M. Allocation of components and levels of graphic design competence of students of technological education // Modern problems of science and education.– 2014.– No. 1.; URL: http://science-education.ru/en/article/view?id=11988 (reference date: 03/10/2018) (rus.)

[5] Kovalenko A.V. Graphic competence as one of the components of the professional competence of the bachelor of vocational training in the direction 051000. 62 Professional training (by industry). // Herald of the CSPU, 2011-10. from. 83-95. https://cyberleninka.ru/article/v/graficheskaya-kompetentsiya-kak-odna-iz-sostavlyayuschih-professionalnoy-kompetentnosti-bakalavra-professionalnogo-obucheniya-po (reference date: 03/10/2018) (rus.)

[6] Unified system of design documentation. General rules for the implementation of drawings: a collection.– Moscow: Publishing House of Standards, 2001. – 230 p. (rus.)

[7] Kachalov N.A, Borodin A.A, Welsh A.V. Organization and conduct of the training practice of students of technical universities // Scientific Review. Pedagogical sciences.– 2015.– No. 2.– p. 55; URL: http://science-pedagogy.ru/en/article/view?id=887 (reference date: 03/10/2018) (rus.)

[8] Sketches of machine parts: method. decree. / Leningrad Polytechnic Institute. M.I. Kalinina; sost.: N.S. Menshikov, N.V. Golubeva.– JI.: LPI, 1986. – 27 with. (rus.)

[9] Abrosimov S.N., Rybin B.I. Sketching and recovery of geometrical information in the educational process // The problems of the quality of graphic preparation of students in a technical university: traditions and innovations: materials of the 5th International Scientific and Practical Internet Conference, / Ed. I.D. Stolbova, E.S. Dudar, L.A. Kuznetsov. – Perm: Publishing house of the Central Scientific and Technical University, 2015.– p. 552-529 (rus.)

[10] Donskaya M.M., Solodilova N.A. CAD in engineering. Compass-graph, Compass-3D, Vertical, Animation Library: Study Guide / St. Petersburg State Polytechnic University.– St. Petersburg, 2013. – <URL: http: //elib.spbstu.ru/dl/2948.pdf> (circulation date: 03/10/2018) (rus.)

[11] Engineering and computer graphics. Computer technologies for the development of design documentation: Textbook. allowance / T.V. Markova [and others].– SPb.: Publishing house of Polytechnic. University, 2013. – 92 p. (rus.)

[12] Ivanova N.S., Krasilnikova G.A., Markova T.V., Samsonov V.V. Competitions in graphic disciplines as the stage of engineering intelligence formation // Modern machine building. Science and Education: materials of the 3-rd International Scientific and Practical Conference. Ed. M.M. Radkevich and A.N. Evgrafov. – SPb .: Publishing house of Polytechnic. University, 2013. – p. 90-99 (rus.)

[13] Technology of constructional materials: a textbook for universities on groups of areas of training –"Technical Sciences" and "Engineering and Technology", discipline "Technology of Structural Materials" / [A. G. Alekseev [and others]; Ed. M.A. Shaterina.– Saint Petersburg: Polytechnic, 2005. – 597 p. (rus.)

[14] Kozhevina I.V., Diment L.I., Knyazeva E.V. Engineering graphics. Dimensioning on drawings of machine parts: textbook / St. Petersburg State Polytechnic University.– St. Petersburg: Publishing house Polytechnic. University, 2007. (rus.)

[15] Markova T.V., Kryzhanovskaya I.M. Engineering Graphics. The designation of surface roughness in the drawings: a training manual.– SPb.: Publishing house of Polytechnic. University, 2007. – 45 p. (rus.)

[16] Krasilnikova G.A., Markova T.V. Knowledge of the shape geometry and components positioning ratio in an engineered product within 3D self-testing modeling tools // Modern Engineering: Science and Education: Materials of the 5th International Scientific and Practical Conference. Ed. A.N. Evgrafov and A.A. Popovich.– SPb.: Publishing house of Polytechnic. University, 2016. – p. 90-97 (rus.)

ISSN 2223-0807
Современное машиностроение: Наука и образование :
материалы 7-й международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н.Евграфова и А.А. Поповича.- СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2018.

DOI 10.1872/MMF-2018-5
УДК 514.181

Т. В. Маркова[1], Т. А. Никитина[2]

К ВОПРОСУ ФОРМИРОВАНИЯ ГРАФИЧЕСКОЙ КУЛЬТУРЫ СТУДЕНТА ТЕХНИЧЕСКОГО ВУЗА

[1]Маркова Татьяна Владимировна, к.т.н., доцент
Санкт-Петербургский политехнический университет
Петра Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812) 552-75-14, E-mail: t_markova@mail.ru

[2]Никитина Татьяна Александровна, к.т.н., доцент
Санкт-Петербургский политехнический университет
Петра Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812) 552-75-14, E-mail: nik_tatiana@mail.ru

Аннотация

Показана роль начертательной геометрии в формировании графической культуры студента технического вуза. Отмечена важность заданий, реализующих логически обусловленный переход от начертательной геометрии к инженерной и компьютерной графике. Приведены примеры тестовых заданий, статистический анализ результатов тестирования. Рассмотрены причины типичных ошибок, даны рекомендации по усовершенствованию курса.

Ключевые слова: графическая культура, начертательная геометрия, инженерная графика, тестирование

Умение воспринимать и передавать информацию о геометрии технических объектов с помощью чертежа — один из важных индикаторов, характеризующий уровень сформированности общепрофессиональных компетенций инженера любого профиля. Основы графической культуры закладываются на первом курсе университета при

изучении дисциплины «Начертательная геометрия и инженерная графика».

Вопросы роли дисциплины, предмета изучения и, как следствие, содержания в последние годы активно обсуждаются [1, 2, 3]. С одной стороны, промышленность нуждается в специалистах, владеющих современными средствами проектирования, и поэтому все больше внимания уделяется изучению разнообразных компьютерных технологий, в частности, 3D-моделирования и связанных с этим возможностей [4, 5]. С другой стороны, грамотное применение этих средств, т. е. разработка геометрии детали, выбор алгоритма создания модели, контроль правильности и, наконец, понимание формы изделия по чертежу, полученному при помощи модели, а кроме того, не менее востребованное на производстве умение сделать эскиз детали в аксонометрии и ортогональных проекциях — невозможны без владения методами анализа и синтеза пространственных форм, изучаемых в курсе начертательной геометрии [6, 7].

Решение учебных задач дисциплины [8] формирует систему специальных знаний, необходимых для работы с изображениями, развивает воображение и навыки абстрактного мышления. Осуществить логически обусловленный переход от теории к практике, от начертательной геометрии к инженерной и компьютерной графике помогает выполнение курсовой работы [9, 10], разработанной на кафедре инженерной графики и дизайна (ИГД) Санкт-Петербургского политехнического университета. Ее объем может быть различным и зависит от направления подготовки и количества выделяемых на дисциплину часов, но методическая цель общая — проследить аналогии между теоретическими моделями и их практической реализацией [11]. Поэтому студенты разрабатывают чертеж детали, максимально приближенной к реальному изделию технического назначения, демонстрируя умение правильно задать на чертеже ее поверхности и линии их пересечения.

Для многих научиться видеть и решать задачи начертательной геометрии в практическом приложении нелегко. Поэтому для отработки навыка быстрого распознавания пересекающихся поверхностей и линий их пересечения был использован своеобразный тренажер — упражнение, для которого разработан «банк» из 3D-моделей фигур и их наглядных плоских изображений. На рис. 1 представлено несколько примеров. В соответствии с заданием студенты выполняли три основных вида и необходимые разрезы, вместе с тем изучая правила обозначения этих изображений на чертеже в соответствии с ГОСТ 2.305-2008 «Изображения — виды, разрезы, сечения».

Представленные фигуры — объекты, которые содержат типовые элементы деталей машин (отверстия, пазы, фаски, ребра жесткости, лыски и т.п.) и ограничены плоскостями и поверхностями, наиболее часто встречающимися в инженерной практике. Линии их пересечения — плоские и пространственные кривые, проекции которых обязательно отображаются на чертеже, и в зависимости от положения пересекающихся объектов имеют совершенно определенный характер. Так, например, если все образующие цилиндрической или призматической поверхности перпендикулярны какой-либо плоскости проекций, то говорят, что поверхность занимает частное, проецирующее относительно этой плоскости положение, имеет вырожденную проекцию — линию, а проекции линий пересечения этой поверхности с любой другой поверхностью или плоскостью совпадают с вырожденной проекцией поверхности.

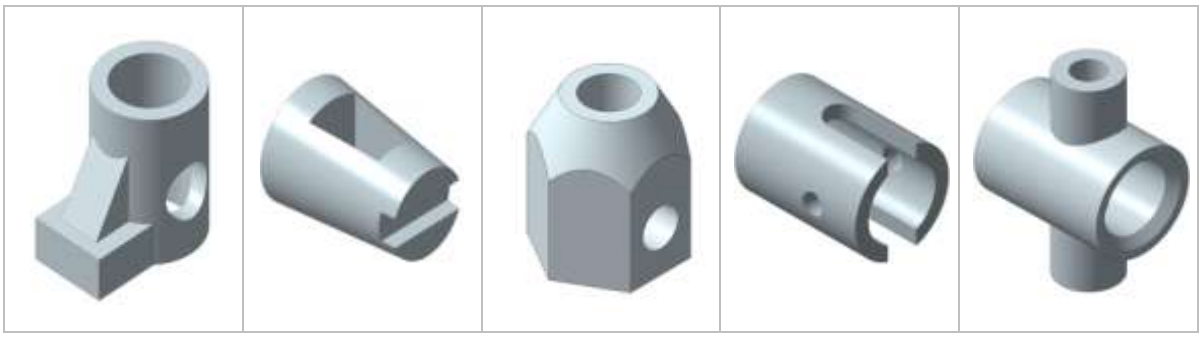


Рис. 1

При разработке чертежа, как правило, стремятся расположить деталь так, чтобы как можно больше ее поверхностей были проецирующими, поскольку это упрощает не только построения, но и восприятие изображений, позволяет нанести размеры и другие необходимые для изготовления обозначения. Поэтому умение правильно изображать линии пересечения поверхностей, обе или одна из которых занимают проецирующее положение, особенно востребовано, и в разработанном «банке заданий» собраны фигуры, ограниченные в основном именно такими поверхностями.

Для оценки эффективности обучения, степени усвоения материала заключительного раздела курса было разработано задание в тестовой форме. Заметим, что тестирование — широко распространенный педагогический инструмент [12, 13], и на кафедре ИГД используется на разных этапах [14, 15]. Классификации педагогических тестов, формы заданий, общие требования, предъявляемые к их конструированию, описаны в посвященной этому вопросу научно-методической литературе [16, 17, 18]. Специфика начертательной геометрии как графической дисциплины внесла свои коррективы в создание заданий. Использовался

тест закрытого типа с множественным выбором: из четырех вариантов ответа, представленных в виде чертежей, студентам необходимо было выбрать один верный.

Апробация проведена во время зимней сессии среди студентов Института энергетики и транспортных систем на завершающем этапе изучения дисциплины с общей нагрузкой 3 з. е. (зачетные единицы). Участвовало 70 человек. Время выполнения задания не более 15 минут. Тест включал семь вопросов-задач. В каждом вопросе предлагалось рассмотреть наглядное изображение пространственного объекта и указать правильный вариант его ортогональных проекций (видов). Контролировалось умение решать задачи по теме «Пересечение поверхностей». Рассматривалось пересечение в различных комбинациях наиболее часто встречающихся в инженерной практике поверхностей: цилиндрической, конической, призматической и сферической общего и частного положения относительно плоскостей проекций. Отметим, что детали, изображения которых использовались в тесте, содержат элементы фигур упомянутого выше «банка», но для студентов предложенное задание принципиально легче, чем выполнявшееся при аудиторной и самостоятельной работе с тренажером, т. к. изображения не содержат разрезов и построения не требуются. Тем не менее, чтобы справиться с ним успешно, необходимо выполнить целый ряд операций: проанализировать форму объекта, установить типы поверхностей, ограничивающих фигуру, найти на чертеже их плоские проекции, определить характер линий пересечения для каждой пары поверхностей и, как следствие, характер плоских проекций линий пересечения, далее проанализировать варианты ответа, выявив отличия. Иными словами — продемонстрировать не только пространственное воображение, знания теории и умение логически мыслить, но и способности управлять вниманием.

По каждому вопросу проанализировано:

– доля обучающихся, успешно справившихся с заданием;

– процентное соотношение выбранных вариантов ответов;

– ошибки и возможные причины их возникновения.

Рассмотрим задания и контролируемые ими знания, умения и навыки. Первая и вторая задача (рис. 2, 3) проверяют способность определить характер линии пересечения поверхности прямого кругового цилиндра и плоскости, не параллельной его оси.

Решение классической задачи очевидно, линия пересечения — эллипс, для построения проекций которого достаточно найти четыре точки. В задаче №1 теста студенты должны были распознать часть эллипса, проекция которого на виде слева определяет контур предложенной детали. Правильный ответ — 2.

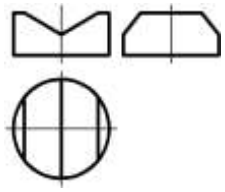
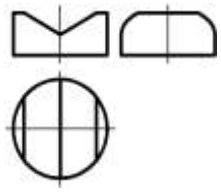
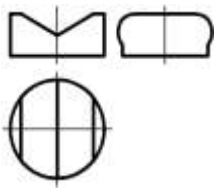
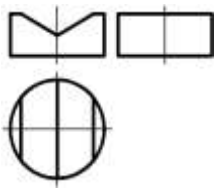
Вопрос 1. Укажите ортогональные проекции детали «Упор»				
				
	1	2	3	4

Рис. 2

Во втором вопросе задача осложнена тем, что угол наклона секущей плоскости равен 45°, из чего следует, что эллипс, лежащий в этой плоскости, при проецировании на горизонтальную и вертикальную плоскости (на виде сверху и виде слева) искажается одинаково. Поскольку на рисунке задано положение оси отверстия и сказано, что отверстия круглые, очевидно, что проекция эллипса на виде сверху — окружность, совпадающая с вырожденной проекцией цилиндрической поверхности. Следовательно, на виде слева проекция эллипса — также окружность, т. е. правильный ответ — 3.

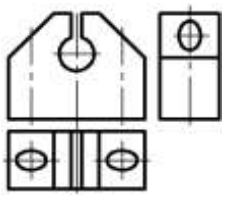
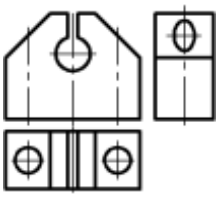
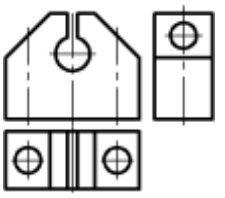
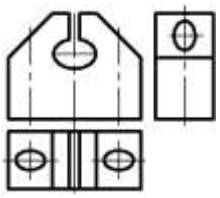
Вопрос 2. Укажите ортогональные проекции детали «Опора» с тремя круглыми отверстиями				
				
	1	2	3	4

Рис. 3

Вопрос 3 (рис. 4) — задача, проверяющая знание теории темы «Частные случаи пересечения поверхностей второго порядка». Поскольку трубы имеют равные диаметры, ключом к решению этой задачи является теорема Монжа, в соответствии с которой линия пересечения двух цилиндрических поверхностей вращения данной детали распадается на две кривые второго порядка — два эллипса. Плоскости эллипсов проходят через прямую, перпендикулярную фронтальной плоскости проекций, а значит также перпендикулярны этой плоскости, поэтому проекции эллипсов на главном виде — прямые линии. Правильный ответ — 4.

Четвертая задача (рис. 5) при кажущейся простоте контролирует сразу два знаниевых компонента: пересечение двух соосных поверхностей вращения и пересечение двух цилиндрических поверхностей вращения, оси которых пересекаются и взаимно перпендикулярны.

Известно, что если пересекающиеся поверхности второго порядка имеют общую плоскость симметрии, то линия их пересечения проецируется на эту плоскость в виде кривой второго порядка. В данном случае это значит, что на главном виде проекция линии пересечения двух цилиндрических поверхностей — гипербола; на виде сверху, в соответствии со свойством проецирующих поверхностей, — дуга окружности, совпадающая с вырожденной проекцией поверхности цилиндра с вертикальной осью. Линия пересечения поверхности прямого кругового цилиндра и сферы, двух соосных поверхностей вращения в рассматриваемой задаче, — окружность, которая на главном виде и виде сверху вырождается в прямую линию. Итак, правильный ответ — 1.

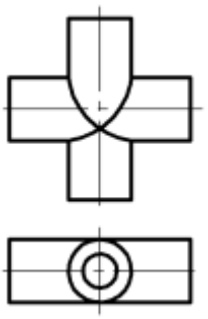
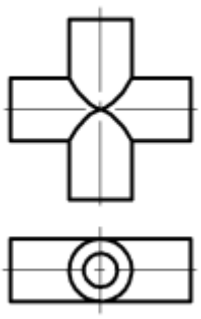
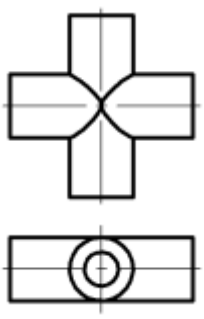
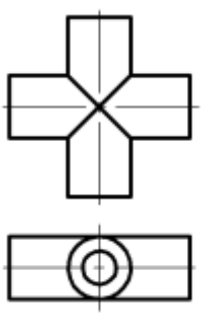
Вопрос 3. Укажите ортогональные проекции детали трубопровода				
				
	1	2	3	4

Рис. 4

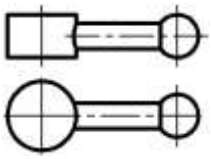
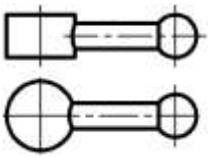
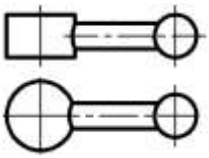
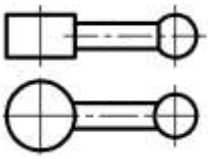
Вопрос 4. Укажите ортогональные проекции детали «Ручка»				
				
	1	2	3	4

Рис. 5

В следующей, пятой задаче (рис. 6) студенты должны были увидеть несколько пар пересекающихся поверхностей, большинство из которых уже встречали в вопросах ранее, но в несколько другом практическом применении. Это пары: соосные сфера и цилиндрическая поверхность вращения (здесь — поверхность вертикального сквозного отверстия), две цилиндрические поверхности вращения с пересекающимися под прямым углом осями (одна из них образует поверхность выреза и не замкнута), цилиндрическая поверхность вращения и пересекающая его под некоторым углом плоскость (также часть поверхности выреза). Характер линий пересечения для них описан выше. Новая пара — цилиндрическая

поверхность вращения и плоскость, параллельная его оси. Линия пересечения — прямая, проекция которой на главном виде совпадает с вырожденной проекцией плоскости, на виде сверху — точка, расположенная в проекционной связи на вырожденной проекции цилиндрической поверхности, соответственно, на виде слева — прямая линия, параллельная оси и не совпадающая с очерковой образующей цилиндра. После анализа всех вариантов и учета характера линий пересечения каждой пары студенты должны были выбрать вариант 1.

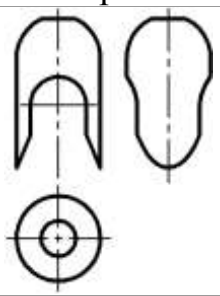
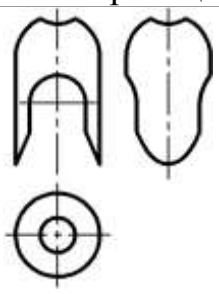
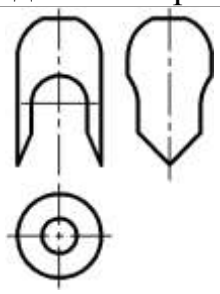
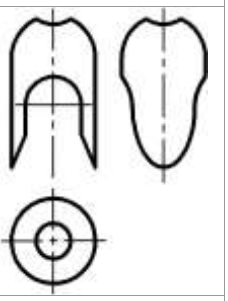
Вопрос 5. Укажите ортогональные проекции детали «Крышка»				
				
	1	2	3	4

Рис. 6

В шестой задаче (рис. 7) студенты встречаются с еще одной новой парой пересекающихся поверхностей: поверхности прямого кругового конуса и параллельной его оси плоскости, принадлежащей боковой поверхности правильной четырехугольной призмы. Здесь контролируется освоение темы «Конические сечения».

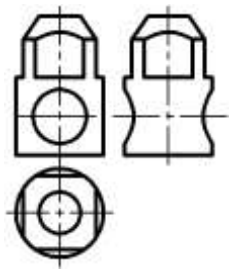
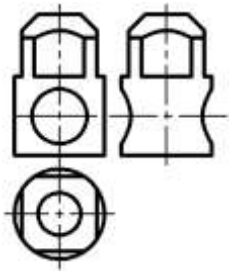
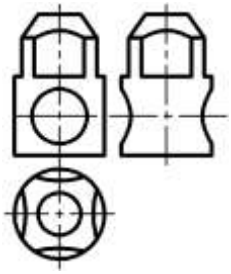
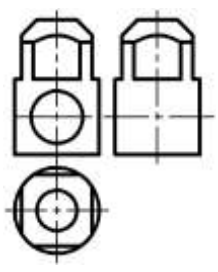
Вопрос 6. Укажите ортогональные проекции детали «Стойка»				
				
	1	2	3	4

Рис. 7

Гиперболы (конические сечения в данном случае) лежат в проецирующих и параллельных оси конуса плоскостях, поэтому на главном виде и виде слева по две из них вырождаются в вертикальную прямую линию, отрезки которой присутствуют только в вариантах ответа 2 и 4. Кроме того, в этом вопросе повторно, как в задаче №4, контролируется знание характера линии пересечения двух цилиндрических поверхностей.

Здесь задача сложнее, т.к. одна из поверхностей задает форму отверстия. Правильный ответ — 2.

Последний вопрос (рис. 8) с точки зрения начертательной геометрии перекликается со второй и третьей задачами. Вариант 2 исключается из рассмотрения из-за отсутствия проекционной связи между видами спереди и сверху и соображений разумности: как правило, трубы имеют круглую форму. Для оставшихся вариантов изображение на виде сверху однозначно определяет равные размеры двух цилиндрических поверхностей и поэтому для определения линии их пересечения требует применения теоремы Монжа. Угол 45°, на который нужно было обратить внимание, определяет вид слева. Правильный ответ — 3.

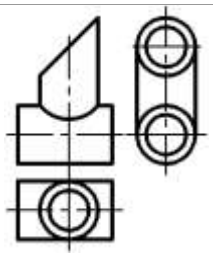
Вопрос 7. Укажите ортогональные проекции детали трубопровода				
				
	1	2	3	4

Рис. 8

Диаграмма рис. 9 отражает общие результаты тестирования: выбор варианта ответа студентами по каждому вопросу. Правильные варианты ответов в таблице данных выделены.

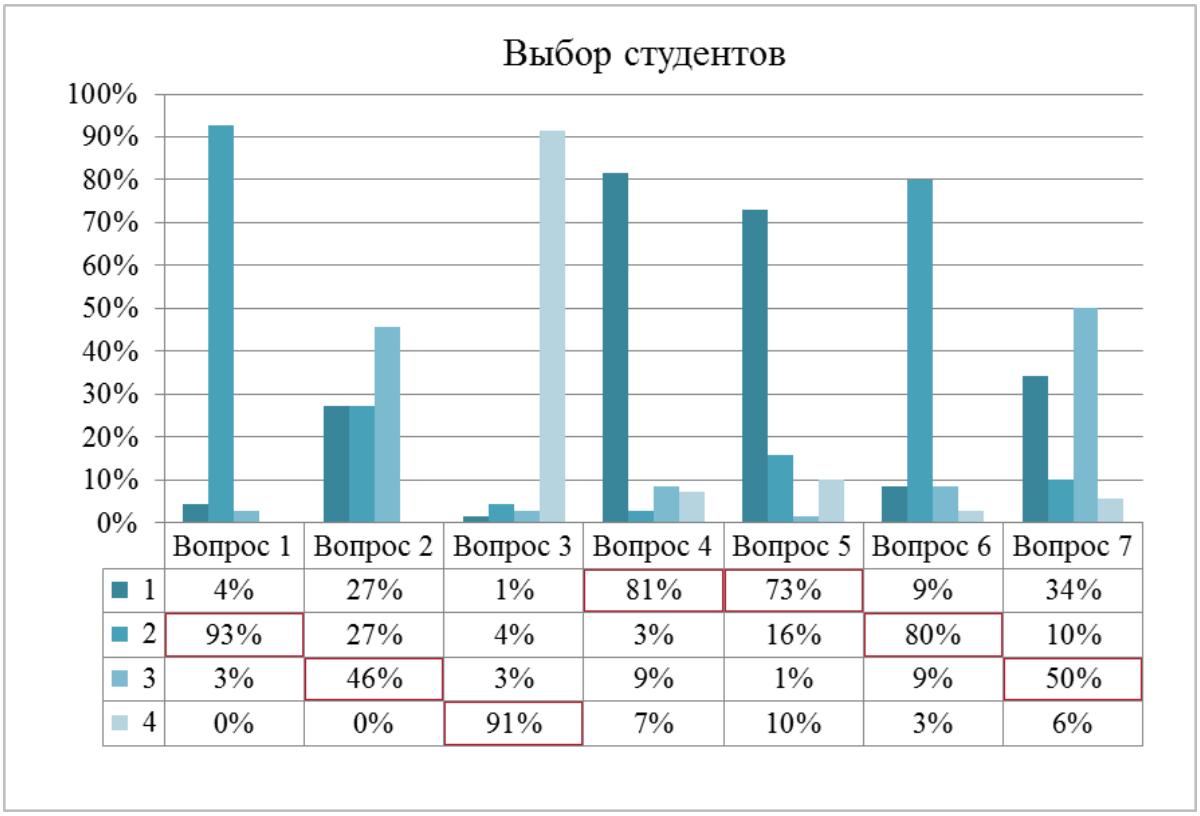
С первым заданием студенты справились отлично: правильный ответ выбрало 93% тестируемых. Ответ 4 никто не выбрал, что отражает хороший уровень проработки соответствующей теории курса.

Вторая задача для многих оказалась сложной. Только 46% от общего числа участников ответили правильно. Большое число неверных ответов с вариантами 1 и 2 следует объяснить небрежным отношением к деталям: выбравшие их студенты не прочитали текст задания и не обратили внимания на угол наклона плоскости. В действительности, эта задача — ловушка, т.к. угол наклона плоскости здесь не совсем очевиден. Однако он сознательно не был указан с целью проверить умение анализировать и учитывать все факторы формы.

С третьим и четвертым заданиями большинство студентов отлично справились. Отметим, что в четвертой задаче вариант ответа 4, где на главном виде отсутствует характерная гипербола, выбрало всего 7% студентов, что свидетельствует о высоком уровне сформированности навыка решения задачи о пересечении двух цилиндрических поверхностей.

При решении пятой задачи 73% тестируемых выбрали верный ответ. Достаточно большое число студентов (26%) сделали ошибку в

определении проекции линии пересечения сферы и соосной с ней цилиндрической поверхности отверстия, выбрав варианты ответа 2 и 4.



	Вопрос 1	Вопрос 2	Вопрос 3	Вопрос 4	Вопрос 5	Вопрос 6	Вопрос 7
1	4%	27%	1%	81%	73%	9%	34%
2	93%	27%	4%	3%	16%	80%	10%
3	3%	46%	3%	9%	1%	9%	50%
4	0%	0%	91%	7%	10%	3%	6%

Рис. 9

Ответы на шестой вопрос подтверждают сделанный ранее вывод о достигнутом уровне умения применять на практике знания теории при изображении двух пересекающихся цилиндрических поверхностей: практически никто не выбрал вариант 4, где отсутствует проекция их линии пересечения. При этом суммарно 18% испытуемых выбрали неверные варианты 1 и 3, что говорит о том, что студенты не проанализировали положение плоскостей, в которых лежат гиперболы, не увидели, что эти плоскости — проецирующие, кроме того, возможно, не все хорошо понимают способ реализации проекционной связи между видом сверху и видом слева. Тем не менее, правильный ответ 2 выбрало 80% участников, что можно признать хорошим результатом.

На седьмой вопрос правильно ответили 50% студентов. Многие (34%) не смогли оценить угол наклона плоскости и выбрали вариант 1. Выбравшие варианты 2 и 4 продемонстрировали неумение использовать данные изображения для анализа размеров: не увидели, что диаметры цилиндров равные, и можно применить теорему Монжа.

Диаграмма на рис. 10 отражает долю успешно справившихся с заданием студентов по всем вопросам теста. Видно, что с заданиями, в которых использовалось меньшее число пар пересекающихся

поверхностей, студенты справились немного лучше. Некоторые сложности вызвали задания №2 и 7, где для правильного выбора требовались не только знания, но и внимательность.

Для анализа «индивидуальных достижений» определено количество верных ответов у каждого принявшего участие в тестировании студента и количество человек с указанным количеством правильных ответов в процентном отношении от общего числа испытуемых (рис. 11).

Рис. 10

Рис. 11

Тестирование проведено на завершающем этапе обучения, и позволяет оценить результаты изучения курса начертательной геометрии в целом и занятий с разработанным «банком» практико-направленных задач в частности. Думаем, что результаты можно признать хорошими: 27% от общего числа студентов полностью правильно выполнили тест, 41% студентов решили правильно 6-7 задач, 71% студентов решили пять и более задач и 82% от общего числа студентов успешно решили более половины задач. В будущем при работе в аудитории следует обратить больше внимания на свойства проецирующих поверхностей, частные случаи пересечения поверхностей, пересечение соосных поверхностей вращения и алгоритмы построения дополнительных проекций.

Работу над тестовыми заданиями планируется продолжить, расширив состав рассматриваемых типов поверхностей. Возможным продолжением может стать также разработка контрольно-измерительных материалов для разных этапов формирования компетенций, в частности, для входного тестирования, для разных групп испытуемых, а также тестовых заданий открытого типа, где будет предложено изобразить недостающие линии пересечения поверхностей.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

[1] Иванова Н.С., Красильникова Г.А., Маркова Т.В., Самсонов В.В. Проблемы комплексного обучения студентов инженерной и компьютерной графике / Современное машиностроение. Наука и образование. 2013. №3. С. 90-99

[2] Сергеева И. А. Преподавание графических дисциплин студентам технического вуза в современных условиях // Проблемы качества графической подготовки студентов в техническом ВУЗе: традиции и инновации: материалы 5-й Международной научно-практической интернет-конференции. – Пермь: Изд-во ПНИПУ, 2015. – с. 436-446

[3] Ярошевич О.В., Зеленовская Н.В. Резервы совершенствования геометро-графической подготовки современного инженера // Проблемы качества графической подготовки студентов в техническом ВУЗе: традиции и инновации: материалы 4-й Международной научно-практической интернет-конференции. – Пермь: Изд-во ПНИПУ, 2014.– с. 378-387

[4] Инженерная и компьютерная графика. Компьютерные технологии разработки конструкторской документации: учеб. пособие / Т.В. Маркова [и др.]. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2013. – 92 с.

[5] Использование технологий 3D-моделирования для изучения пространственных форм в курсе "Начертательная геометрия" / Иванова Н. С. , Красильникова Г.А., Маркова Т.В., Смирнова И.С. // Высокие интеллектуальные технологии и инновации в образовании и науке: Материалы XVI Междунар. науч.-метод. конференции. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2009. – с. 315 - 316.

[6] Крайнова М.Н., Акулов П.В. О формировании профессиональной компетенции будущего инженера // Проблемы качества графической подготовки студентов в техническом ВУЗе: традиции и инновации: материалы 4-й Международной научно-практической интернет-конференции. – Пермь: Изд-во ПНИПУ, 2014.– с. 279-283

[7] Красильникова Г.А., Маркова Т.В. 3D-моделирование как средство самоконтроля знаний геометрии форм и позиционных отношений компонентов сборочной единицы машиностроительного изделия / Современное машиностроение. 2016. №5. С. 90-97

[8] Красильникова Г.А., Кокорин М.С., Иванова Н.С. Начертательная геометрия и инженерная графика. Краткий курс лекций по начертательной геометрии: учебное пособие – СПб: Изд-во Политехн. ун-та, 2015

[9] Иванова Н. С. Начертательная геометрия. Инженерная графика [Электронный ресурс]: учеб. пособие: комплект вариантов заданий к курсовой работе "Пересечение поверхностей" / Н. С. Иванова, Г. А.

Красильникова, Т. В. Маркова, И. С. Смирнова. — Электрон. текстовые дан. (1 файл: 2,78 Мб). — СПб., 2011 <URL:http://elib.spbstu.ru/dl/2040.pdf> (дата обращения 11.03.2018).
[10] Иванова Н. С. Начертательная геометрия. Комплект заданий для самостоятельных работ [Электронный ресурс]: учебное пособие / Н. С. Иванова, Т. В. Маркова, И. С. Смирнова. — Электрон. текстовые дан. (1 файл: 21,0 МБ). — Санкт-Петербург, 2017. <URL:http://elib.spbstu.ru/dl/2/s17-56.pdf>. — (дата обращения 11.03.2018).
[11] Волошинов Д.В., Иванова Л.Б., Юрова С.А. Об особенностях и перспективах преподавания дисциплин инженерно-графического цикла в условиях действия федеральных образовательных стандартов третьего поколения на кафедре прикладной геометрии и дизайна / Современное машиностроение. Наука и образование. 2012. №2. С. 35-47.
[12] Фонд оценочных средств качества графической подготовки / Александрова [и др.] // Проблемы качества графической подготовки студентов в техническом ВУЗе: традиции и инновации: материалы 6-й Международной научно-практической интернет-конференции. – Пермь: Изд-во ПНИПУ, 2016. – с. 150-160
[13] Солодухин Е. А., Тихонов-Бугров Д. Е. Об оценке качества графической подготовки студентов, обучаемых по конструкторско-технологическим направлениям // Проблемы качества графической подготовки студентов в техническом ВУЗе: традиции и инновации: материалы 6-й Международной научно-практической интернет-конференции. – Пермь: Изд-во ПНИПУ, 2016.– с. 333-344
[14] Никитина Т.А., Смирнова И.С. Особенности разработки контрольно-измерительных материалов по дисциплине «Инженерная графика» // Современное машиностроение. Наука и образование. 2014. №4 С. 92-100
[15] Никитина Т.А. Инженерная графика. Контрольно-измерительные материалы: учеб. пособие / Т.А. Никитина, И.С. Смирнова. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2016. – 94 с.
[16] Аванесов В.С. «Композиция тестовых заданий». Учебная книга. 3-е изд., доп. – М.: Центр тестирования, 2002. – 240 с.
[17] Ефремова Н.Ф. Тестовый контроль в образовании: Учеб. пособие. – М.: Университетская книга, Логос, 2005. – 386 с.
[18] Иванов Б.С. Принципы и технология тестирования студентов: Учебно-методическое пособие/ Под ред. В.Н. Козлова. – СПб.: Изд-во Политехнического университета, 2005. – 80 с.

T.V. Markova[1], T.A. Nikitina[1]

ON THE QUESTION OF GRAPHICAL CULTURE FORMATION OF A TECHNICAL UNIVERSITY STUDENT

[1]Peter the Great St. Petersburg Polytechnical University, Russia;

Abstract

The role of descriptive geometry in the graphical culture formation of a technical university student is shown. The importance of tasks is marked which implement logically related transition from descriptive geometry to engineering and computer graphics. Examples of test tasks and statistical analysis of test results are given. The causes of common mistakes and recommendations for improvement of the course are given.

Keywords: graphical culture, descriptive geometry, engineering graphics, testing

REFERENCES

[1] Ivanova N.S., Krasilnikova G.A., Markova T.V., Samsonov V.V. Competitions in graphic disciplines as the stage of engineering intelligence formation / Modern Mechanical Engineering. Science and Education. 2013. №3 pp. 90-99. (rus.)

[2] Sergeeva I.A. The graphic disciplines: training students of technical university in modern conditions // Problems of quality of graphic preparation of students in a technical university: traditions and innovations: materials of the 5th International Scientific and Practical Internet Conference. - Perm: Publishing house of the Central Scientific and Technical University, 2015. – pp. 436-446 (rus.)

[3] Yaroshevich O.V., Zelenovskaya N.V. Reserves in improvement of the geometrical graphics preparation of the engineers nowadays // Problems of the quality of graphic preparation of students in a technical university: traditions and innovations: materials of the 4th International Scientific and Practical Internet Conference. – Perm: Publishing house of the Central Scientific and Technical University, 2014. – pp. 378-387. (rus.)

[4] Engineering and computer graphics. Computer technologies for the development of design documentation: Textbook. allowance / T.V. Markova [and others]. – SPb.: Publishing house of Polytechnic. University, 2013. – 92 P. (rus.)

[5] The use of 3D modeling technologies for the study of spatial forms in the course "Descriptive geometry" / N. Ivanova [and others] // High intellectual

technologies and innovations in education and science: Materials XVI Intern. sci. method. conference. – SPb .: Publishing house of Polytechnical. University, 2009. – pp. 314-315. (rus.)
[6] Krainova M.N., Akulov P.V. About the formation of professional competence of the future engineer // Problems of quality of graphic preparation of students in a technical university: traditions and innovations: materials of the 4th International Scientific and Practical Internet Conference. Perm: Publishing house of the Central Scientific and Technical University, 2014. – pp. 279-283 (rus.)
[7] Krasilnikova G.A., Markova T.V. Knowledge of the shape geometry and components positioning ratio in an engineered product within 3D self-testing modeling tools / Modern Mechanical Engineering: Science and Education. 2016. №5. pp. 90-97 (rus.)
[8] Krasilnikova G.A., Kokorin M.S., Ivanova N.S. Descriptive geometry and engineering graphics. A short course of lectures on descriptive geometry: textbook. – St. Petersburg: Publishing house Polytechnic. University, 2015 (rus.)
[9] Ivanova N.S. Descriptive Geometry. Engineering Graphics [Electronic resource]: Textbook. allowance: a set of options for assignments to the course work "Intersection of surfaces" / N.S. Ivanova, G.A. Krasilnikova, T.V. Markova, I.S. Smirnova.– Electron. text dan. (1 file: 2.78 MB). – St. Petersburg., 2011 <URL: http: //elib.spbstu.ru/dl/2040.pdf> (circulation date on March 11, 2018) (rus.).
[10] Ivanova N.S. Descriptive Geometry. A set of tasks for independent work [Electronic resource]: a tutorial / N.S. Ivanova, T.V. Markova, I.S. Smirnova. – <URL: http: //elib.spbstu.ru/dl/2/s17-56.pdf>. (circulation date 11.03.2018). (rus.)
[11] Voloshinov D.V., Ivanova L.B., Yurova S.A. About peculiarities and prospects of education for engineering and graphics in the context of the third generation federal educational standards at the department of applied geometry and design / Modern Mechanical Engineering. Science and Education. 2012. №2. pp. 35-47. (rus.)
[12] The Fund of assessment means the quality of graphic training/ Aleksandrova [et al.] // Problems of the quality of graphic preparation of students in a technical university: traditions and innovations: materials of the 6th International Scientific and Practical Internet Conference.– Perm: Publishing house of the Central Scientific and Technical University, 2016. – pp. 150-160 (rus.)
[13] Solodukhin E.A, Tikhonov-Bugrov D.E On the evaluation of the quality of graphic preparation of students enrolled in engineering and technology areas // Problems of the quality of graphic preparation of students in a technical university: traditions and innovations: materials of the 6th

International Scientific and Practical Internet conference. –Perm: Publishing house of the Central Scientific and Technical University, 2016. – pp. 333-344 (rus.)
[14] Nikitina T.A., Smirnova I.S. Special details of progress check developing for technical drawing / Modern Mechanical Engineering. Science and Education: materials of the 4th International Scientific and Practical Conference / under. Ed. M.M. Radkevich and A.N. Evgrafova. – SPb.: Publishing house of Polytechnic. University, 2013. – pp. 92-100 (rus.)
[15] Nikitina T.A. Engineering graphics. Control and measuring materials: Textbook. allowance / T.A. Nikitina, I.S. Smirnova. – SPb.: Publishing house of Polytechnic. University, 2016. – 94 P. (rus.)
[16] Avanesov B.C. "Composition of test tasks". Training book. 3rd ed., Ext. – Moscow: Testing Center, 2002. – 240 P. (rus.)
[17] Efremova N.F. Test control in education: Textbook. allowance. –Moscow: University Book, Logos, 2005. – 386 P. (rus.)
[18] Ivanov B.S. Principles and technology of testing students: Teaching – methodical manual / Ed. V.N. Kozlov. – St. Petersburg: Publishing house of the Polytechnic University, 2005. – 80 P. (rus.)

ISSN 2223-0807
Современное машиностроение: Наука и образование :
материалы 7-й международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н.Евграфова и А.А. Поповича.- СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2018.

DOI 10.1872/MMF-2018-6
УДК 004.912, 378.147.88

А. В. Титов[1], А. Ю. Вуколов[2]

СОВРЕМЕННЫЙ ПОДХОД К ДОКУМЕНТИРОВАНИЮ РЕЗУЛЬТАТОВ РАБОТЫ В ИНЖЕНЕРНОМ ОБРАЗОВАНИИ

[1]Александр Вячеславович Титов, студент
Московский Государственный Технический Университет им. Н. Э. Баумана, Аэрокосмический факультет
Россия, Москва
E-mail: aserwqq@gmail.com

[2] Андрей Юрьевич Вуколов, программист
Московский Государственный Технический Университет им. Н. Э. Баумана, НУЦ «Робототехника»
Россия, Москва
Тел.: +7(910)416-3280, E-mail: twdragon@bmstu.ru

Аннотация

В наши дни почти все работы в науке и образовании создаются с использованием электронных средств разработки и проектирования. Полученные результаты нуждаются в документировании для последующего применения, в том числе в других областях знания. В статье рассмотрены основные подходы к документированию результатов, используемые студентами МГТУ им. Н. Э. Баумана. Исследуется различие и применимость к подготовке рабочей документации инженерного образования подхода с визуально однозначным отображением и программируемого подхода на базе LaTeX.

Ключевые слова: инженерное образование, свободное ПО, техническая документация, документирование, LaTeX, Microsoft Office, LibreOffice, OpenDocument, XML

Введение

В мире существует огромное количество научных и инженерных организаций, которые производят множество работ в области инженерного

образования. Результаты этих работ представляют в виде статей, отчётов, типовых квалификационных работ студентов. Почти во всех случаях они представляют собой размеченные специальным образом тексты с включенными рисунками, формулами и другими элементами [22]. При написании таких текстов используются предоставляемые организацией шаблоны и стандарты оформления. Подготовка документации по этим стандартам – рутинная, трудоемкая, но легко автоматизируемая деятельность. К примеру, курс теории машин и механизмов в МГТУ им. Баумана предусматривает подготовку технической документации в соответствии с ГОСТ. Для ее автоматизации можно использовать мобильное окружение [10], чтобы сделать процесс документирования более интерактивным; также можно включить в производственную практику самостоятельное документирование разработок коллег [7, 11, 12]. Однако, самым распространенным способом автоматизации подготовки технической документации является использование специализированных программных средств [22].

Существуют два основных подхода к подготовке текстовой документации на программном обеспечении (ПО). Первый из них — WYSIWYG-подход [5]. Этот подход получил наибольшее распространение. В программах, поддерживающих этот принцип, документ представляется визуально «как есть» (рис. 1). В то же время, WYSIWYG требует учета различий обработки стиля документа на различных платформах, но не в состоянии обеспечить учет различий в работе аппаратного обеспечения. Таким образом, вид разрабатываемой документации оказывается зависимым от конкретной машины, и это ограничение фундаментально. Из-за этого WYSIWYG-ПО часто имеет проблемы с единым отображением стилей в документе [8, 16, 21, 22].

Рисунок 1. WYSISYG-редактор LibreOffice с загруженным документом

Для исключения большого количества дополнительных действий пользователя при подготовке большого числа одинаковых документов, в WYSIWYG-решения включают механизм шаблонов — возможность создания отдельной базы данных настроек, на основе которой генерируется новый документ. Данное решение делает получаемую документацию зависимой по стилю не только от отдельного устройства, но и от версии программы: шаблоны, созданные в разных версиях одной и той же программы могут не иметь совместимости между собой [24].

Постановка задачи

В МГТУ им. Н. Э. Баумана для описания работ используются такие виды технической документации, как спецификация, расчётно-пояснительная записка, отчёт. Их подготовка требует специального программного обеспечения на каждом этапе:

- Анализ исходных данных (используются специализированные программы);
- Построение схем (используются граф-анализаторы);
- Конструирование и черчение (используются CAD-системы);
- Систематизация и подготовка конечных результатов (используются текстовые редакторы и генераторы документации).

В МГТУ им. Н. Э. Баумана спецификации создаются на тех же программах, что и чертежи. Остальные виды документации (расчётно-пояснительная записка, типовые расчеты и отчеты) подготавливаются в офисных пакетах, таких как Microsoft Office. Почти все подобные программные решения базируются на WYSIWYG-подходе, поэтому возможность полной автоматизации процесса подготовки документа и интеграции с CAD-системами выглядит маловероятной [13, 22, 24]. В отличие от них, программируемые решения, такие как LaTeX [20], не следуют WYSIWYG-подходу. Они используют специальный входной язык программирования для разметки и сопутствующего анализа структуры документа. LaTeX, в частности, предоставляет собственный язык программирования TeX. Суть данного подхода к документированию состоит в том, что любой документ на этапе составления состоит из простого текста (включает в себя не элементы оформления, а лишь их описания), а все настройки стиля и стандарта содержатся в специальном командном разделе документа – преамбуле. Такой формат описания документа существенно проще использовать для автоматизации [22, 9], но для человека он менее понятен, нежели визуальный образ, создаваемый при помощи WYSIWYG-решений (рис. 1, 2). Для того чтобы автоматизировать процесс создания документации в программируемом

решении, от пользователя требуется знание входного языка [17,6]. Это приводит к тому, что многие профессиональные пользователи, и даже студенты, не хотят менять привычные решения, отходя от визуального контроля над документом.

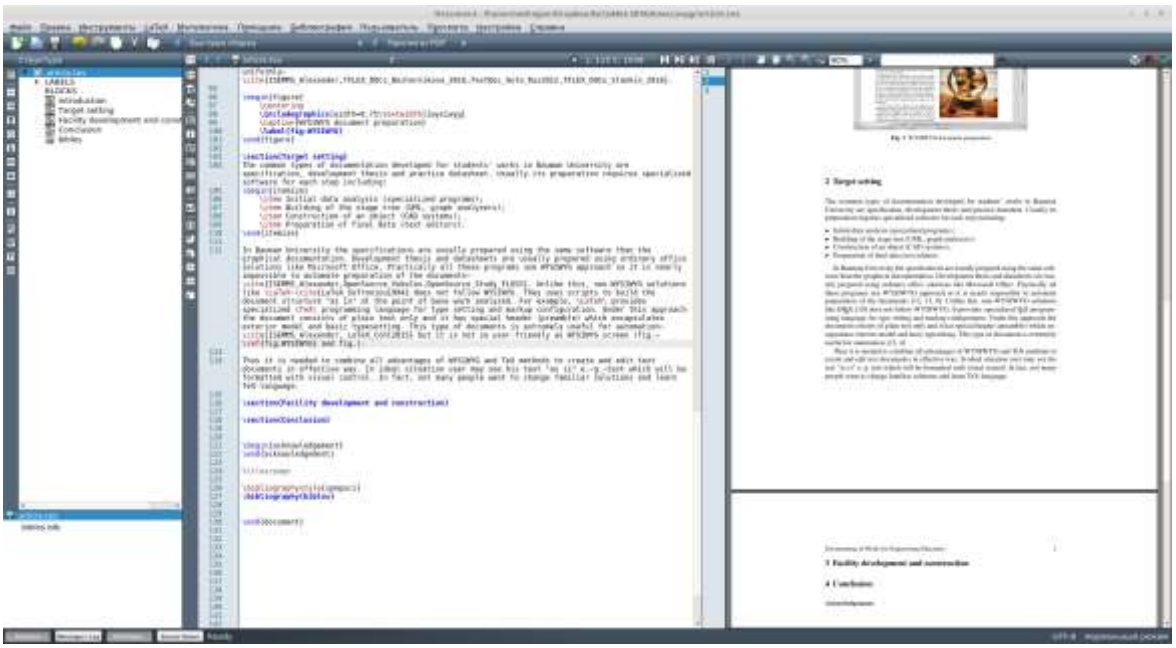


Рисунок 2. Графический интерфейс среды разработки TeXmaker с загруженным LaTeX-документом и его визуальным представлением в формате PDF

Из сказанного выше следует желательность объединения достоинств WYSIWYG и программируемого подходов для эффективного создания и изменения текстовой документации в реальном времени. В идеале, пользователь должен получить возможность видеть документ «как есть» и изменять его, т. е. получить визуальный контроль над редактируемым документом, а также его представлением в виде программного кода (например, для того же LaTeX).

Форматы и хранение документов

Проблема документирования результатов работы тесно совмещена с проблемой хранения данных. Можно выделить следующие подходы к хранению документации:

- Документация содержится в самой исходной работе (самодокументирование). Этот подход использует данные работы (например, CAD-файл) как базу данных для хранения документации. Этот способ считается наиболее полезным и известным среди разработчиков ПО. Документация в этом случае получается как часть вывода при генерации выходного

представления работы. На принципе самодокументирования основаны системы автоматизированного документирования исходных текстов программ, такие как Doxygen [14].

- Документация как сервис (*Doc.aaS*). Этот способ решает проблему документирования результатов проводимых работ теми же программными средствами, что и основную задачу. Используется в большинстве профессиональных CAD/CAM систем. Документация хранится отдельно в специальной базе данных, предоставляются специальные встроенные средства для её редактирования [16].
- Документирование отделено от основной задачи. Наиболее распространённый способ при использовании WYSIWYG-решений. Работа никак не связана с документацией по ней, хранится и обрабатывается пользователем самостоятельно.

Существуют проблемы, связанные с описанными способами обращения с документацией и типами документов. К примеру, самодокументируемый источник должен хранить исходную работу и документацию в одинаковых форматах. Подход Doc.aaS в большинстве случаев реализуется проприетарным ПО [24]. Проблемы лицензирования известны и для большинства WYSIWYG-решений из-за того, что основные форматы хранения, такие, как DOC и RTF, являются проприетарными.

При описанных ограничениях частью решаемой задачи становится выбор представления данных для хранения документации, который позволял бы свободно изменять конкретный документ в соответствии с меняющимися условиями и требованиями пользователя. В настоящее время в МГТУ с участием авторов, совместно с командой журнала FLOSSinER (https://www.flossiner.com/index.php/flossiner) идёт разработка инструментов по данной тематике.

Сравнительный анализ имеющихся решений

В сравнительном анализе учитывались следующие решения для документирования вместе со стандартизованными форматами представления и хранения данных:

- LibreOffice с форматом OpenDocument (сжатый XML);
- Microsoft Office с проприетарным форматом Adobe RTF и свободным интегрированным инструментарием, написанным на языке C++ поверх библиотеки QT [2];
- Microsoft Office с проприетарными форматами DOC (сжатый бинарный формат хранения объектов OLE) и DOCX (сжатый XML);

- HTML с различными расширениями, в том числе, проприетарными Microsoft;
- Doxygen/LaTeX со сплошным самодокументируемым представлением исходной работы и промежуточным представлением в виде текста ASCII.

Формат HTML был признан непригодным для целей инженерного образования ввиду слабой поддержки средств однозначной настройки стилей и макета печатного листа. Формат DOC также был признан непригодным. Он является LZW-архивом с бинарным внутренним представлением всех объектов и текста. Как и в случае формата DOCX, любая работа с ним требует специального лицензирования.

Особый интерес в качестве промежуточного представления данных при создании документации представляют проприетарные форматы, имеющие свободные реализации. Например, формат Microsoft RTF проприетарен [4], но имеет свободные реализации в пакете LibreOffice и библиотеке Qt [2], которые не требуют лицензирования при использовании в учебных целях. Информация внутри этого формата хранится в виде ASCII-текста, размеченного метками (*тэгами* в терминологии Microsoft). Каждый из *тэгов* имеет строго заданное спецификацией формата поведение и способ программной реализации. Каждый фрагмент текста также отделяется и задаётся тэгом. Созданный автоматически, документ в этом формате практически непригоден для чтения человеком (рис. 3).

Рисунок 3. Промежуточное представление текстового документа, созданное в формате RTF

Формат OpenDocument использует базирующуюся на свойствах языка XML модель представления и хранения данных [23, 1] с внешними ссылками на бинарные объекты, в том числе, по механизму OLE [1]. В

отличие от RTF, OpenDocument хранит структуру документа в виде абстрактного синтаксического дерева XML, с поддержкой наследования признаков стиля, аналогично HTML. В главном XML-файле документа (на рис. 4) содержится весь текст, ссылки и разметка. Такое представление данных порождает избыточность, но позволяет однозначно описать наборы признаков для визуального контроля по WYSIWYG. Формат OpenDocument также следует признать максимально применимым в качестве базового для создания шаблонов: его структура унифицирована, формат хранения имеет внутреннюю систему имен, а синтаксический анализатор XML является частью ПО LibreOffice со свободным лицензированием. Синтаксическое дерево XML также может быть использовано как основа для самостоятельной разработки инструментов редактирования.

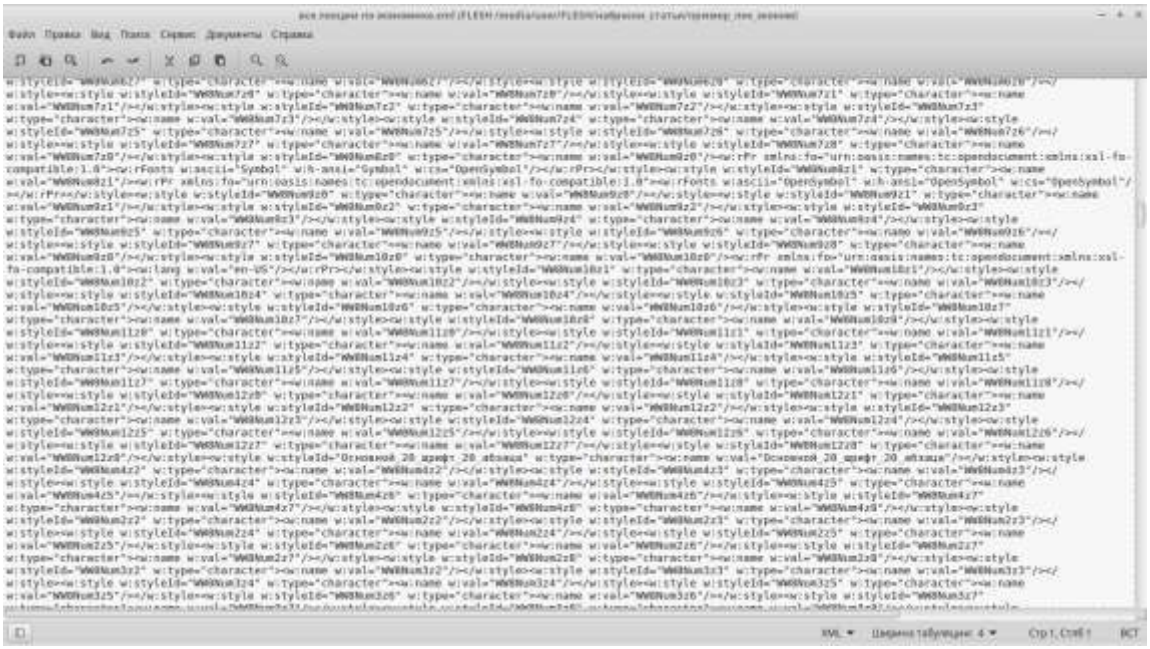


Рисунок 4. Структура текстового документа, описанного форматом OpenDocument

Шаблонизация и преобразование стилей OpenDocument и LaTeX

Общим местом большинства операций документирования является вывод данных в неизменяемом переносимом формате, в качестве которого в полиграфии и инженерном деле выступает PDF. Он также является самым распространённым неизменяемым форматом для обмена документами в процессе обучения и публикации работ в МГТУ им. Н.Э. Баумана. ПО, рассмотренное выше, в частности, LaTeX, LibreOffice и Microsoft Office, обеспечивает поддержку формата PDF при экспорте документа. Однако, в LibreOffice автоматизировать создание множества документов, оформленных по единым стандартам довольно сложно из-за

особенностей механизма шаблонов OpenDocument. Его отличает наличие внутренней реализации именованных стилей, объединяющих большое количество признаков, аналогично Microsoft Word. Таким образом, для автоматизированной шаблонизации в LibreOffice требуется описание и определение в готовом документе соответствий по целым наборам стилевых признаков (сигнатурам) текстовых фрагментов для обнаружения и вывода в промежуточное представление именованных стилей. С другой стороны, в LaTeX эта операция полностью выполняется в заголовке документа, что приводит к неоправданной избыточности [3] и разделении каждого именованного стиля LibreOffice на множество подстановочных команд LaTeX при взаимном преобразовании форматов. Избавиться от избыточности в данном случае позволяет наличие возможности в языке TeX создавать новые лексемы, определяющие наборы стилевых признаков для многократного использования. Фрагмент кода TeX, иллюстрирующий данную возможность, представлен ниже (вводится набор стилевых признаков, устанавливающих начертание и отступы для абзаца ключевых слов):

```
1 \newtoks\@keywords
2 \global\@keywords={}
3 \providecommand{\@keywordsname{\textit{Keywords:}}
4 \providecommand{\keywords}[1]{\global\@keywords={#1}}
```

Процесс регистрации новой лексемы TeX прост и пригоден для автоматизации, при этом точность представления данных при выводе документа обеспечивается ядром LaTeX. Таким образом, лучший способ преобразования между форматами хранения LaTeX и OpenDocument – привязать именованные стили WYSIWYG-документа к стандартным лексемам TeX, определенным в пакетах LaTeX или введенным специально. С помощью такого механизма удается достичь максимальной степени визуального соответствия между преобразуемыми документами (рис. 5).

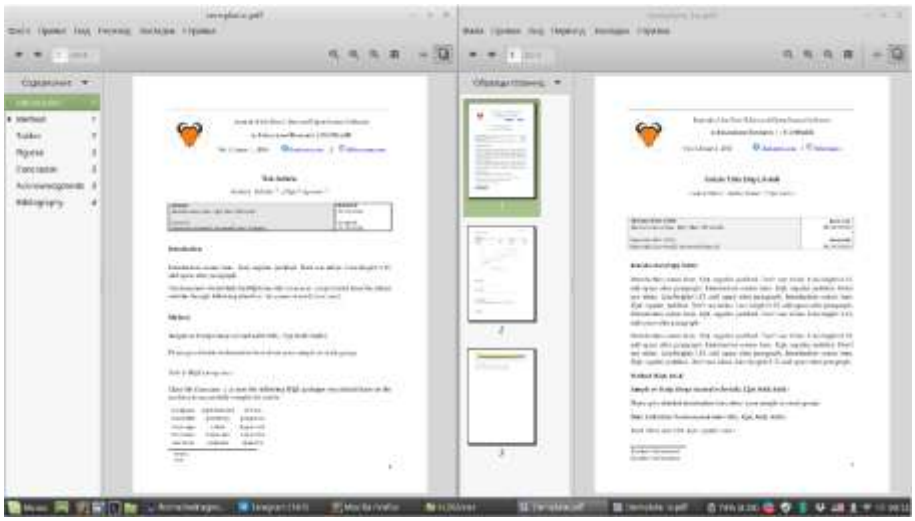


Рисунок 5. Визуальное соответствие между документами, выведенными LaTeX и LibreOffice

Форматы хранения документации OpenDocument и LaTeX защищены свободными лицензиями [18, 24].

Обработка формул и математических символов

Набор и редактура формул на ЭВМ – сложная и нетривиальная задача, решение которой осложнено ориентированностью ЭВМ на единообразное оформление строковых данных. WYSIWYG-решения разделяют редактирование текста документа и обработку формул на две независимые задачи. В этом случае формула определяется спецификацией формата хранения как бинарный объект со своей структурой и правилами обработки, которые реализуются отдельной программой, с последующим представлением формулы в виде растрового изображения Полученное графическое представление формулы может быть интерпретировано как специальный символ внутри разделенного на строки текста. Большинство документирующего ПО общего назначения реализует специальные проприетарные технологии для создания ссылок на исходный код объектов, представляющих формулы. Например, Miscrosoft Office использует подход с хранением бинарной структуры данных, представляющей формулу, в сжатом файле-архиве внутри формата DOCX. Такая комбинированная технология позволяет интегрировать напрямую в документ не только сам объект-формулу, но и программу отрисовки [19, 22, 23]. В LibreOffice реализована собственная технология представления формул в виде TeX-подобных команд [9, 13, 22, 24]. Подобный подход непригоден для шаблонизации и понижает скорость работы [9, 22, 24] из-за постоянного переключения внимания с клавиатурного ввода стандартных символов на выбор специальных символов и описателей математических операций. Единственное преимущество работы пользователя в таком окружении – высокая наглядность взаимодействия и обратной связи между видом объекта и производимыми действиями.

В формате LaTeX формула не является внешним объектом по отношению к тексту документа. Она получается из символов стандартных и специальных математических шрифтов, варьируемых по размеру [24]. Операция вставки не требуется, формула обрабатывается как простой текст, реализующий древовидную структуру последовательности вложенных математических операций. Такой подход упрощает преобразование документа между визуальным и программируемым представлениями, так как каждой математической операции или их набору может быть поставлен в соответствие именованный стиль. В процессе обучения инженера он также дает ряд преимуществ:

- Повышение скорости редактирования;

- Улучшение понимания логики вычислений, так как студент вынужден обращаться с выражениями внутри формулы по принципу вложенности;
- Возможность повторного использования однажды подготовленного представления формулы.

Необходимость изучения команд для подготовки формул в LaTeX дополнительно реализует известный «русский метод» инженерного образования [12], так как студент улучшает необходимые в будущей деятельности навыки программирования одновременно с подготовкой документации по текущей работе.

Заключение

LaTeX с его модульной структурой может генерировать любой тип документации для ряда работ, типичных для инженерного образования в МГТУ им. Н. Э. Баумана. Принципы преобразования документов, предложенные авторами, предоставляют возможности автоматизации документирования конструкторской работы, в том числе решения задач анализа и представления массивов данных. В настоящее время ведется разработка автоматизированных средств такого документирования, в частности, в виде конвертеров, освобождающих данные от проприетарного формата хранения.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

[1] Open Document format specification. URL http://opendocument.xml.org/specification Дата обращения: 01.02.2018

[2] QT framework documentation. URL http://doc.qt.io/ . Дата обращения: 01.02.2018

[3] User’s manual for Writer2LaTeX, Writer2BibTeX, Writer2XHTML and Calc2XHTML by Henrik Just. URL http://writer2latex.sourceforge.net/doc1.4/user-manual.html Дата обращения: 01.02.2018.

[4] Word 2007: Rich Text Format (RTF) specification, version 1.9.1. URL https://www.microsoft.com/en-us/download/details.aspx?id=10725 Дата обращения: 01.02.2018

[5] WYSIWYG, p. 1936. Springer US, Boston, MA (2001). DOI 10.1007/1-4020-0613-6 21274

[6] Erste Schritte, pp. 13–46. Springer Berlin Heidelberg, Berlin, Hei-delberg (2006). DOI 10.1007/978-3-540-34584-8 2

[7] Baryshnikova, O.O., Egorova, O.V., Omelchenko, V.: An efficient educational methodologyfor teaching Theory of Machines and Mechanisms

discipline. In: Proceedings of 14th IFToMM World Congress 2015, vol. 1. Taipei, Taiwan (2015). DOI 10.6567/IFToMM.14TH.WC.OS5.008. URL http://www.iftomm2015.tw/IFToMM2015CD/PDF/OS5-008.pdf

[8] Комплексная автоматизация АО «Уралкриомаш» с применением PLM-системы / Бочарникова, Н. А. // Автоматизация в промышленности. №9, стр. 7–10, М., 2016

[9] Cohl, H.S., Schubotz, M., McClain, M.A., Saunders, B.V., Zou, C.Y., Mohammed, A.S., Danoff, A.A.: Growing the Digital Repository of Mathematical Formulae with Generic LATEX Sources, pp. 280–287. Springer International Publishing, Cham (2015). DOI 10.1007/978-3-319-20615-8 18

[10] Corral Abad, E., Gormez-Garcıra, M.J., Ruiz Blarzquez, R., Bus-tos-Caballero, A., Garcıra-Prada, J.C.: Using an Android app for teaching Mechanism and Machine Theory. In: C. Castejon, J.C. Garcia-Prada, et al.(eds.) Proceedings of ISEMMS-2017 the 2nd International Symposiumon the Education in Mechanism and Machine Science. Universidad Carlos III de Madrid, Springer, Madrid (2018). Preprint edn.

[11] Egorova, O., Shcherbinin, D.: Creating technical heritage object replicas in a virtual environment. Frontiers of Mechanical Engineering pp. 1–8 (2016). DOI 10.1007/s11465-016-0363-4

[12] О «Русском методе» обучения инженеров / Егорова О. В. // Международная жизнь, №1, 2014. URL http://interaffairs.ru/read.php?item=10459

[13] Ghosh, R., Glott, R., Krieger, B., Robles, G.: Free/libre and open source software: Survey and study. Tech. rep., International Institute of Infonomics, University of Maastricht (2002)

[14] van Heesch, D.: Doxygen (2016). URL http://www.stack.nl/˜dimitri/doxygen/index.html. Дата обращения: 01.02.2018.

[15] Knuth, D.E.: TEX: the program. Addison-Wesley Publishing Company Inc. (1986). URL ftp://tug.org/historic/files/programs/tex/tex-copyrightpage.jpg

[16] Комплексная автоматизация на PLM-платформе T-Flex / Кочан, И. Н. CAD и графика, №6(224), стр. 54–56, 2015

[17] Leonov, I.V., Baryshnikova, O.O., Kuzenkov, V.V., Sinitsin, V.V., Tarabarin, V.B.: Usage of Mathcad system while developing of course projects and hometasks of theory of mechanisms and machines (in Russian). Bauman Moscow State Technical University, Moscow (2004)

[18] Lin, Y., Zini, E.: An Empirical Study on Implementing Free/Libre Open Source Software (FLOSS) in Schools, pp. 123–132. Springer US, Boston, MA (2006). DOI 10.1007/978-0-387-37876-3 10

[19] StackOverflow: How to extract plain text from .DOC & .DOCX files (UNIX) (2018). URL https://stackoverflow.com/questions/5671988/how-

to-extract-just-plain-text-from-doc-docx-files-unix/ Дата обращения: 02.02.2018.
[20] Sofroniou, N., Hutcheson, G.D.: Technical typesetting using LaTeX. Behavior Research Methods, Instruments, & Computers 26(3), 369–371 (1994). DOI 10.3758/BF03204648
[21] Sumtsov, A.V.: The approach to development of the automated system for issuing text engineering documentation. Scientific and Technical Herald of Informational Technologies, Mechanics and Optics 4 (80), 111–115 (2012)
[22] Titov, A., Vukolov, A.: Free and open source software for technical texts editing, its advantages and experience of usage on TMM training in Bauman University. In: C. Castejon, J.C. Garcia-Prada, et al. (eds.) Proceedings of ISEMMS-2017 the 2nd International Symposium on the Education in Mechanism and Machine Science. Universidad Carlos III de Madrid, Springer, Madrid (2018). Preprint edn.
[23] Unix manual page: unzip (1) (2018). URL https://www.opennet.ru/man.shtml?topic=unzip&category=1/ Дата обращения: 02.02.2018.
[24] Vukolov, A.: Free and Open Source Software Applications for Education of TMM Discipline in Bauman University, pp. 253–260. Springer International Publishing, Cham (2017). DOI 10.1007/978-3-319-44156-6 26. URL http://dx.doi.org/10.1007/978-3-319-44156-6_26

A. V. Titov[1], A. Y. Vukolov[2]

THE MODERN APPROACH TO DOCUMENTING OF WORKS IN ENGINEERING EDUCATION

[1]Aerospace faculty of Bauman Moscow State Technical University, Russia;
[2]Robotics Research Center of Bauman Moscow State Technical University, Russia.

Abstract

Almost all works in modern science today are created using electronic design and development solutions. It is needed to document the obtained results to apply them on another areas of knowledge. This paper is dedicated to modern approaches of documenting which are used in Bauman University. For educational documentation the two approaches are described: visual-controlled and programmable LaTeX-based.

Key words: engineering education, technical documentation, documenting, free software, LaTeX, LibreOffice, Microsoft Office, XML, OpenDocument

REFERENCES

[1] Open Document format specification. URL http://opendocument.xml.org/specification Дата обращения: 01.02.2018

[2] QT framework documenatation. URL http://doc.qt.io/ Дата обращения: 01.02.2018

[3] User's manual for Writer2LaTeX, Writer2BibTeX, Writer2XHTML and Calc2XHTML by Henrik Just. URL http://writer2latex.sourceforge.net/doc1.4/user-manual.html Дата обращения: 01.02.2018.

[4] Word 2007: Rich Text Format (RTF) specification, version 1.9.1. URL https://www.microsoft.com/en-us/download/details.aspx?id=10725. Дата обращения: 01.02.2018

[5] WYSIWYG, p. 1936. Springer US, Boston, MA (2001). DOI 10.1007/1-4020-0613-6 21274

[6] Erste Schritte, pp. 13–46. Springer Berlin Heidelberg, Berlin, Hei-delberg (2006). DOI 10.1007/978-3-540-34584-8 2

[7] Baryshnikova, O.O., Egorova, O.V., Omelchenko, V.: An efficient educational methodologyfor teaching Theory of Machines and Mechanisms discipline. In: Proceedings of 14th IFToMM World Congress 2015, vol. 1. Taipei, Taiwan (2015). DOI 10.6567/IFToMM.14TH.WC.OS5.008. URL http://www.iftomm2015.tw/IFToMM2015CD/PDF/OS5-008.pdf

[8] Bocharnikova, N.A.: Complex automation of Uralkryomash AO us-ing PLM-system (in Russian). Automation in Industry 9, 7–10 (2016)

[9] Cohl, H.S., Schubotz, M., McClain, M.A., Saunders, B.V., Zou, C.Y., Mohammed, A.S., Danoff, A.A.: Growing the Digital Repository of Mathematical Formulae with Generic LATEX Sources, pp. 280–287. Springer International Publishing, Cham (2015). DOI 10.1007/978-3-319-20615-8 18

[10] Corral Abad, E., Gormez-Garcıra, M.J., Ruiz Blarzquez, R., Bus-tos-Caballero, A., Garcıra-Prada, J.C.: Using an Android app for teaching Mechanism and Machine Theory. In: C. Castejon, J.C. Garcia-Prada, et al.(eds.) Proceedings of ISEMMS-2017 the 2nd International Symposiumon the Education in Mechanism and Machine Science. Universidad Carlos III de Madrid, Springer, Madrid (2018). Preprint edn.

[11] Egorova, O., Shcherbinin, D.: Creating technical heritage object replicas in a virtual environment. Frontiers of Mechanical Engineering pp. 1–8 (2016). DOI 10.1007/s11465-016-0363-4

[12] Egorova, O.V.: About "Russian Method" of training of engineers (in Russian). International Affairs (1) (2014). URL http://interaffairs.ru/read.php?item=10459/ Дата обращения: 02.02.2018.

[13] Ghosh, R., Glott, R., Krieger, B., Robles, G.: Free/libre and open source software: Survey and study. Tech. rep., International Institute of Infonomics, University of Maastricht (2002)
[14] van Heesch, D.: Doxygen (2016). URL http://www.stack.nl/˜dimitri/doxygen/index.html Дата обращения: 01.02.2018.
[15] Knuth, D.E.: TEX: the program. Addison-Wesley Publishing Company Inc. (1986). URL ftp://tug.org/historic/files/programs/tex/tex-copyrightpage.jpg
[16] Kochan, I.N.: Complex automation based on T-FLEX PLM platform (in Russian). CAD and Graphics (6 (224)), 54–56 (2015)
[17] Leonov, I.V., Baryshnikova, O.O., Kuzenkov, V.V., Sinitsin, V.V., Tarabarin, V.B.: Usage of Mathcad system while developing of course projects and hometasks of theory of mechanisms and machines (in Russian). Bauman Moscow State Technical University, Moscow (2004)
[18] Lin, Y., Zini, E.: An Empirical Study on Implementing Free/Libre Open Source Software (FLOSS) in Schools, pp. 123–132. Springer US, Boston, MA (2006). DOI 10.1007/978-0-387-37876-3 10
[19] StackOverflow: How to extract plain text from .DOC & .DOCX files (UNIX) (2018). URL https://stackoverflow.com/questions/5671988/how-to-extract-just-plain-text-from-doc-docx-files-unix/ Дата обращения: 02.02.2018.
[20] Sofroniou, N., Hutcheson, G.D.: Technical typesetting using LaTeX. Behavior Research Methods, Instruments, & Computers 26(3), 369–371 (1994). DOI 10.3758/BF03204648
[21] Sumtsov, A.V.: The approach to development of the automated system for issuing text engineering documentation. Scientific and Technical Herald of Informational Technologies, Mechanics and Optics 4 (80), 111–115 (2012)
[22] Titov, A., Vukolov, A.: Free and open source software for technical texts editing, its advantages and experience of usage on TMM training in Bauman University. In: C. Castejon, J.C. Garcia-Prada, et al. (eds.) Proceedings of ISEMMS-2017 the 2nd International Symposium on the Education in Mechanism and Machine Science. Universidad Carlos III de Madrid, Springer, Madrid (2018). Preprint edn.
[23] Unix manual page: unzip (1) (2018). URL https://www.opennet.ru/man.shtml?topic=unzip&category=1/ Дата обращения: 02.02.2018.
[24] Vukolov, A.: Free and Open Source Software Applications for Education of TMM Discipline in Bauman University, pp. 253–260. Springer International Publishing, Cham (2017). DOI 10.1007/978-3-319-44156-6 26. URL http://dx.doi.org/10.1007/978-3-319-44156-6_26

ISSN 2223-0807
Современное машиностроение: Наука и образование :
материалы 7-й международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н.Евграфова и А.А. Поповича.- СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2018.

DOI 10.1872/MMF-2018-7
УДК 37.022

Н.Н. Шекшаева [1], Н.И. Наумкин[2], А. В. Безруков [3]

ВОВЛЕЧЕНИЕ СТУДЕНТОВ В ИЗГОТОВЛЕНИЕ ТСО С ПОМОЩЬЮ АДДИТИВНЫХ ТЕХНОЛОГИЙ - ВАЖНЫЙ ФАКТОР ПОДГОТОВКИ К ИННОВАЦИОННОЙ ДЕЯТЕЛЬНОСТИ

[1]Наталья Николаевна Шекшаева
Мордовский государственный университет им. Н. П. Огарёва
Россия, Саранск
Тел.: (88342)254496, E-mail: shekshaeva@yandex.ru

[2]Николай Иванович Наумкин
Мордовский государственный университет им. Н. П. Огарёва
Россия, Саранск
Тел.: (88342)254496, E-mail: naumn@yandex.ru.

[3]Анатолий Владимирович Безруков,
Мордовский государственный университет им. Н. П. Огарёва
Россия, Саранск
Тел.: +79271724851, E-mail: bezrukow157@yandex.ru.

Аннотация

В данной статье рассматриваются возможности центра проектирования и быстрого прототипирования «Рапид-Про» в формировании у студентов компетентности в инновационной инженерной деятельности.

Ключевые слова: инновационная деятельность, глобальный инновационный индекс, прототипирование, технические средства обучения, мальтийский механизм.

Инновационная деятельность является ключом экономической, социальной и политической мощи любого государства. Ведь современные технологии всегда будут определять лидерство на международной арене.

В предыдущих наших работах [1-7] мы уже писали о Глобальном инновационном индексе (ГИИ). ГИИ – это инструмент, который служит

главным ориентиром для руководства компаний, директивных органов и других желающих получить представление об инновационных процессах, протекающих в мире. Доклад «Глобальный инновационный индекс» (ГИИ) публикуется ежегодно с 2007г., он является совместным изданием Корнельского университета, школы бизнеса INSEAD и Всемирной организации интеллектуальной собственности (ВОИС – специализированное учреждение системы Организации Объединенных Наций). В докладе публикуются рейтинги инновационной деятельности почти 130 стран мира, каждая страна оценивается по 81 показателю (от количества патентных заявок до объема расходов на образование). Так по результатам доклада ГИИ 2011 года Российская Федерация занимала 56 место, тогда впереди нее были такие страны третьего мира, как: Маврикий, Вьетнам, Ливан, Иордания, Коста Рика и др. Сейчас по результатам доклада за 2017 год Россия на 45 месте. Первую пятерку занимают Швейцария, Швеция, Нидерланды, США, Соединенное Королевство. В 2017 г. Швейцария седьмой год подряд возглавляет общий рейтинг, в котором двадцать четыре из первых двадцати пяти мест принадлежит странам с высоким доходом – Китай, занимающий двадцать второе место, является исключением. В 2016 г. Китай стал первой страной со средним уровнем дохода, вошедшей в число ведущих двадцати пяти стран инновационного рейтинга [8]. Тема ГИИ 2017 г. «Инновации кормят мир», по мнению аналитиков [8] в предстоящие десятилетия агропродовольственный сектор столкнется с колоссальным ростом мирового спроса и обострением конкурентной борьбы за ограниченные природные ресурсы. А руководитель консалтинговой фирмы «Strategy&», входящей в сеть PwC, Барри Джарузельски подчеркнул: «По имеющимся оценкам к 2050 г. численность населения достигнет 9,7 миллиардов человек. В результате перед мировым аграрным сектором встают колоссальные задачи. Возникает угроза глобального продовольственного кризиса, который может разразиться, если директивным органам и другим заинтересованным сторонам не удастся обеспечить внедрение сельскохозяйственных инноваций, значительно повышающих продуктивность». Генеральный директор ВОИС Фрэнсис Гарри заявил: «В глобальной экономике, фундаментом которой все чаще становятся знания, инновации выступают локомотивом экономического роста, однако при этом нужны дополнительные вложения, которые помогут стимулировать реализацию творческих способностей человека и увеличивать объемы производства. Инновации могут стать тем рычагом, который поможет трансформировать наблюдающийся экономический подъем в долговременный рост» [8].

Исходя из содержания этого доклада нашей стране необходимо развивать сферу образования, НИОКР, повышать темпы роста производительности труда и экспорт высокотехнологичной продукции.

Одной из основных задач образования, в этих условиях, является формирование в обществе способности генерировать современные технологии, умение передавать их на рынок, быстро превращать в нужные потребителям продукцию и услуги.

В МГУ им. Н.П. Огарева с одной из таких задач справляются посредством обучения студентов инновационной инженерной деятельности (ИИД) в научно-исследовательской среде, в частности, – центре проектирования и быстрого прототипирования «Рапид-Про», который создан в соответствие с реализацией программы развития университета. В этом центре реализуется технологическая схема, показанная на рис. 1.

Рисунок 1 – Оборудование и последовательность реализации цифровых технологий изготовления деталей

Оборудование центра (3D сканер Shining3D Optiscan-plus DM, 3D принтер Project SD 3000, 3D принтер 3-х головочный, ваккумно-литьевая система HVC-1, установка смешивания и дозирования, компрессор RD 30/50 Red Verg) позволяет не только создавать 3D модель, в том числе с помощью сканирования объекта, но и распечатывать ее, а с помощью технологии вакуумного литья в силиконовые формы, обеспечивать быстрый мелкосерийный выпуск деталей из пластика и резины.

Аддитивные технологии обширно используются в машиностроении, ювелирами для редактирования дизайна, архитекторами для создания макетов и т.д. [9]. В научных целях на этапе выполнения научно-исследовательской работы необходимо быстро получить прообраз изделия, на этом этапе важна отработка геометрии детали, оценка эргономических качеств, проверка собираемости и компоновочных решений. Поэтому «быстрое» изготовление детали по «обходной технологии» позволяет существенно сократить сроки разработки изделия.

Интересным видится использование возможностей центра для изготовления современных технических средств обучения (ТСО), причем основная нагрузка по их изготовлению ложится на студентов. Вовлечение студентов в такую учебную инновационную деятельность осуществляется в рамках интеграции в дисциплины специальных встраиваемых учебных модулей инновационной практической подготовки [3, 10-15]. Например, при обучении дисциплине «Теория механизмов и машин» на практических занятиях студенты сначала изучают теоретическую базу, затем на ее основе изготавливают техническое средство обучения. Рассмотрим ход выполнения такой работы студентом, используя возможности центра.

1. Формулировка задачи.

Рассчитать, спроектировать и изготовить с помощью аддитивных технологий модель мальтийского механизма внешнего зацепления.

2. Структурный анализ.

Изучить данную кинематическую схему (рис. 2), пронумеровав звенья арабскими цифрами, начиная с ведущего звена (цифра 1), а далее - в порядке их присоединения. Центры кинематических пар обозначать заглавными буквами латинского алфавита (А, В, С ….).

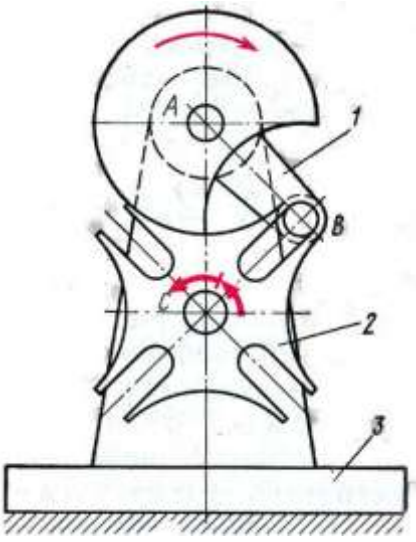


Рисунок 2 – Кинематическая схема мальтийского механизма

Записать геометрические параметры механизма: расстояния между

центрами кинематических пар, углы между звеньями, координаты неподвижных элементов кинематических пар и др. Определить действительные размеры звеньев по формуле

$$l_{AB} = AB \times \mu_l,$$

где μ_l- известный масштаб.

Сосчитать число подвижных звеньев и кинематических пар и определить степень подвижности механизма по формуле Сомова-Малышева:

$$W = 6n - 5p_1 - 4p_2 - 3p_3 - 2p_4 - p_5,$$

где n - число подвижных звеньев кинематической цепи; p_1, p_2, p_3, p_4, p_5 - число кинематических пар соответственно пятого, четвертого, третьего, второго и первого классов.

Если степень подвижности не равна единице, проверить, нет ли в механизме пассивных связей или лишних степеней свободы.

При наличии пассивных связей, лишних степеней свободы исключить их из кинематической схемы.

При наличии высших кинематических пар заменить их низшими и начертить схему заменяющего механизма.

Отделить ведущее звено и стойку механизма. Оставшуюся кинематическую цепь разложить на структурные группы Ассура.

Определить класс, порядок и вид каждой структурной группы механизма.

Определить класс механизма.

1. Создание 3D модели деталей (стойка, четырехлопастной мальтийский крест, палец, ведущее звено) этого механизма в программном обеспечении Компас.

2. Распечатка деталей на 3D принтере и сбор механизма (см. рис.3).

Рисунок 3- Техническое средство обучения – мальтийский механизм

Таким образом, в центре проектирования и быстрого прототипирования «Рапид-Про» у студентов формируются компоненты компетентности в инновационной инженерной деятельности [1-7, 10-12]: деятельностный (способность к проектированию, умение работать в команде, умение представлять решение в конечном виде), знаниевый (междисциплинарные, общетехнические), психологический «способностный» (креативность, коммуникативность, обучаемость), мотивационный (интерес, стимул), рефлексивный (самонаблюдение, самоанализ, самооценку, самоконтроль).

В результате отмечен значительный рост количественных и качественных показателей у студентов научной активности, в частности, подготовлены 13 студентов – лауреатов премии президента РФ, увеличивается количество студентов – победителей и призеров международных и всероссийских студенческих олимпиад (растет творческий потенциал студентов – основа ИИД). Такие разработанные нами технологии, представленные в виде услуг для населения, как: «Реверс-инжиниринг в области машиностроения»; «Проектирование и изготовление оригинальных изделий из пластика; «Подготовка студентов национальных исследовательских университетов к инновационной инженерной деятельности» стали лауреатами Регионального и Всероссийского этапов конкурса «100 Лучших товаров России.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

[1] Шекшаева Н.Н. Формирование у студентов национальных исследовательских университетов компетентности в инновационной

инженерной деятельности: дис. … канд. пед. наук. – Москва. 2015. – 306 с.
[2] Наумкин Н.И. Подготовка студентов национальных исследовательских университетов к инновационной инженерной деятельности на основе интеграции теоретического и практического обучения этой деятельности: монография / Н.И. Наумкин, Н.Н. Шекшаева, Е.П. Грошева, В.Ф. Купряшкин, Е.Н. Панюшкина – Саранск: Изд-во Мордов. ун-та, 2014. – С. 172.
[3] Наумкин Н.И. Опыт использования возможностей центра проектирования и быстрого прототипирования при обучении основам инновационной инженерной деятельности / Наумкин Н.И., Шекшаева Н.Н.// Образовательная деятельность вуза в современных условиях : Сборник материалов международной научно-методической конференции, Караваево : Костромская ГСХА, 2017. – С. 18-24.
[4] Наумкин Н.И. Поисковый этап педагогического эксперимента /Н.И. Наумкин, Н.Н. Шекшаева // Материалы XIX научно-практической конференции молодых ученых, аспирантов и студентов национального исследовательского Мордовского государственного университета им. Н. П. Огарёва : в 3 ч. Ч. 2 : Технические науки / сост. Г. В. Терехина ; отв. за вып. П.В. Сенин. – Саранск : Изд-во Мордов. ун-та, 2015. – С. 204-211.
[5] Naumkin N. I. Integrated Technology of Competence Staged Formation in Innovation Through Pedagogy of Cooperation / N. I. Naumkin, V. F. Kuprjashkin, E. P. Grosheva, N. N. Shekshaeva, E. N. Panjushkina // World Applied Sciences Journal 27 (7): 935-938, 2013.
[6] Nikolay I. N., G. I. Shabanov, N. N. Shekshaeva, V. F. Kupryashkin E. P. Grocheva. Practical training in innovative engineering activity. Indian Journal of Science and Technology, Vol 8(S10), DOI: 10.17485/ijst/2015/v8iS10/84855, December 2015. URL: http://www.indjst.org/index.php/indjst/issue/view/6528
[7] Наумкин Н.И. Особенности проектирования методики формирования инновационной компетентности на основе использования встраиваемого модуля / Наумкин Н.И., Грошева Е.П., Кондратьева Г.А. [др.]// Интеграция образования. 2016. Т. 20. № 4 (85). С. 493-506.
[8] Глобальный инновационный индекс 2017 г.: в рейтингах лидируют Швейцария, Швеция, Нидерланды, США и Соединенное Королевство http://www.wipo.int/pressroom/ru/articles/2017/article_0006.html
[9] Наумкин Н.И. Введение в практикум по аддитивным технологиям / Н.И. Наумкин, Д.В. Пивкин, В.Ф. Купряшкин [и др.]. – Саранск : Изд-во Мордов. ун-та, 2015. – 80 с.
[10] Шекшаева Н. Н. Особенности технологии вакуумного литья мелких деталей в силиконовые формы / Шекшаева Н.Н., Князьков А.С.//

Материалы XXI научно-практической конференции молодых ученых, аспирантов и студентов Национального исследовательского Мордовского государственного университета им. Н. П. Огарёва, – Саранск : Изд-во Мордов. ун-та, 2017. – С. 708-711.
[11] Шекшаева Н. Н. Организация самостоятельной работы студентов / Шекшаева Н. Н., Наумкин Н. И., Грошева Е. П. // Энергоэффективные и ресурсосберегающие технологии и системы : Сборник научых трудов международной конференции / редкол.: Сенин П.В. [и др.] – Саранск : Изд-во Мордов. ун-та, 2017. – С. 743-747.
[12] Грошева Е. П. Охраняемые объекты инновационной педагогической деятельности / Грошева Е. П., Наумкин Н. И., Шекшаева Н. Н. // Энергоэффективные и ресурсосберегающие технологии и системы : Сборник научых трудов международной конференции / редкол.: Сенин П.В. [и др.] – Саранск : Изд-во Мордов. ун-та, 2017. – С. 760-765.
[13] Наумкин Н.И. Организация обучения инновационной деятельности студентов инженерных специальностей и направлений подготовки на основе модульной технологии: монография / Н.И. Наумкин, Г.А. Кондратьева; Мордовский гос., ун-т. – Саранск, 2017. – 93 с. – Деп. В ВИНИТИ 25.08.2017, № 94-в 2017.
[14] Наумкин Н.И. Проектирование содержательного компонента встраиваемого модуля практической подготовки студентов к инновационной деятельности / Наумкин Н.И., Кондратьева Г.А., Котин А.В., Кильмяшкин Е.А. // Известия ВГПУ №4(277). - 2017. – С. 68-71
[15] Шекшаева Н. Н. Методическая система поэтапного формирования у студентов технических вузов компетентности в инновационной деятельности / Н.Н. Шекшаева // Современное машиностроение. Наука и образование: материалы 3-й Международной научно-практической конференции / Под ред. М.М. Радкевича и А.Н. Евграфова. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2013. – С. 557-564.

N.N.Shekshaeva [1], N.I.Naumkin[2], A.V.Bezrukov[3]

PARTICIPATION OF STUDENTS IN THE MANUFACTURE OF TECHNICAL TRAINING MEANS WITH HELP ADDITIVE TECHNOLOGIES - IMPORTANT FACTOR OF PREPARATION FOR INNOVATIVE ENGINEERING ACTIVITIES

[1, 2, 3] Ogarev Mordovia State University, Russia.

Abstract

This article explores the possibilities of the Rapid-Pro design and rapid prototyping center in forming students' competence in innovative engineering.

Key words: innovative activity, global innovation index, prototyping, technical training facilities, Maltese mechanism.

REFERENCES

[1] Shekshaeva N.N. Formation in students of national research universities of competence in innovative engineering: dis. ... cand. ped. sciences. - Moscow. 2015. - 306 p. (rus.)

[2] Naumkin N.I. Preparation of students of national research universities for innovative engineering activities on the basis of integration of theoretical and practical training of this activity: monograph / N.I. Naumkin, N.N. Shekshaeva, E.P. Grosheva, V.F. Kupryashkin, E.N. Panyushkina - Saransk: Mordov. Publishing House University, 2014. - P. 172. (rus.)

[3] Naumkin N.I. Experience in using the capabilities of the design and rapid prototyping center for teaching the basics of innovative engineering activity / Naumkin N.I., Shekshaeva N.N. / Educational activity of the university in modern conditions: Collected materials of the international scientific and methodological conference, Karavaevo: Kostroma State Agricultural Academy, 2017. - P. 18-24. (rus.)

[4] Naumkin N.I. The search stage of the pedagogical experiment / N.I. Naumkin, N.N. Shekshaeva // Materials of the XIX scientific-practical conference of young scientists, post-graduate students and students of the Mordovian National University N. P. Ogaryova: at 3 o'clock Part 2: Technical sciences / comp. GV Terekhina; otv. for edition P.V. Senin. - Saransk: Mordov Publishing House. Univ., 2015. - P. 204-211. (rus.)

[5] Naumkin, N., I., Integrated Technology of Competence, Staged Formation in Innovation Through Pedagogy of Cooperation, N. I. Naumkin, V. F. Kuprjashkin, E. P. Grosheva, N. N. Shekshaeva, E. N. Panjushkina, World Applied Sciences Journal 27 (7): 935-938, 2013.

[6] Nikolay I. N., G. I. Shabanov, N. N. Shekshaeva, V. F. Kupryashkin E. P. Grocheva. Practical training in innovative engineering activity. Indian Journal of Science and Technology, Vol 8 (S10), DOI: 10.17485 / ijst / 2015 / v8iS10 / 84855, December 2015. URL: http://www.indjst.org/index.php/indjst/issue/view/ 6528.

[7] Naumkin N.I. Peculiarities of designing the methodology for the formation of innovative competence based on the use of an embedded module / Naumkin NI, Grosheva EP, Kondratyeva GA [other] // Integration of education. 2016. Vol. 20. No. 4 (85). Pp. 493-506. (rus.)

[8] The Global Innovation Index of 2017: Switzerland, Sweden, the Netherlands, the United States and the United Kingdom are leading in the ratings http://www.wipo.int/pressroom/en/articles/2017/article_0006.html
[9] Naumkin N.I. Introduction to the workshop on additive technologies / N.I. Naumkin, D.V. Pivkin, V.F. Kupryashkin [and others]. - Saransk: Mordov. Publishing House. University, 2015. - 80 s. (rus.)
[10] Shekshaeva N.N. Features of the technology of vacuum casting of small parts in silicone molds / Shekshaeva N.N., Knyazkov A.S. / Materials of the XXI scientific and practical conference of young scientists, graduate students and students of the National Research Mordovian State University. N.P. Ogaryova, - Saransk: Mordov. Publishing House. Univ., 2017. - P. 708-711. (rus.)
[11] Shekshaeva N.N. The organization of independent work of students / Shekshaeva N.N., Naumkin N.I., Grosheva E.P. // Energy-efficient and resource-saving technologies and systems: Collection of scientific works of the international conference / rare: Senin P.V. [and others] - Saransk: Mordov. Publishing House. Univ., 2017. - P. 743-747. (rus.)
[12] Grosheva E.P. Protected objects of innovative pedagogical activity / Grosheva E.P, Naumkin N.I., Shekshaeva N.N. // Energy-efficient and resource-saving technologies and systems: Collection of scientific works of the international conference / rare: Senin P.V. [and others] - Saransk: Mordov. Publishing House. Univ., 2017. - P. 760-765. (rus.)
[13] Naumkin N.I. Organization of training of innovative activity of students of engineering specialties and training directions on the basis of modular technology: monograph / N.I. Naumkin, G.A. Kondratieva; Mordovian state university, university. - Saransk, 2017. - 93 p. - Dep. At VINITI on August 25, 2017, No. 94 in 2017. (rus.)
[14] Naumkin N.I. Designing of the content component of the built-in module for practical preparation of students for innovation activity / Naumkin NI, Kondratyeva GA, Kotin AV, Kilmyashkin EA // News of the VSPU №4 (277). - 2017. - P. 68-71. (rus.)
[15] Shekshaeva N.N. Methodological system of gradual formation of students in technical universities competence in innovation / N.N. Shekshaeva // Modern machine building. Science and Education: materials of the 3rd International Scientific and Practical Conference / Ed. M.M. Radkevich and A.N. Evgrafova. - SPb .: Publishing house of Polytechnic. Univ., 2013. - P. 557-564. (rus.)

Статья выполнена при поддержке проекта № 18-013-00342 Российского фонда фундаментальных исследований.

МЕХАНИКА МАШИН

ISSN 2223-0807
Современное машиностроение: Наука и образование :
материалы 7-й международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н.Евграфова и А.А. Поповича.- СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2018.

DOI 10.1872/MMF-2018-8
УДК 621.01

П.А.Андриенко, В.И.Каразин, Д.П.Козликин, И.О.Хлебосолов

О ВОСПРОИЗВЕДЕНИИ ГАРМОНИЧЕСКОГО ВОЗДЕЙСТВИЯ РЕЗОНАНСНЫМ МЕТОДОМ

Павел Александрович Андриенко,
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812) 297-4845, E-mail: andrienko-p@mail.ru

Владимир Игоревич Каразин,
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812) 297-4845, E-mail: tmm-russia@mail.ru

Денис Петрович Козликин,
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812) 297-4845, E-mail: kozlikindenis@gmail.com

Игорь Олегович Хлебосолов,
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812) 297-4845, E-mail: tmm-russia@mail.ru

Аннотация

В работе рассмотрены вопросы возможного усовершенствования испытательного оборудования за счет использования резонансных режимов для воспроизведения гармонических воздействий. Исследованы влияния различных параметров на воспроизведение более широкого диапазона испытательных воздействий, в том числе и в переходных режимах.

Ключевые слова: гармоническое воздействие, комбинированное воздействие, резонансное возбуждение колебаний, резонансный эффект.

Механические испытания на гармонические воздействия являются наиболее востребованными в задачах испытания объектов различного назначения [1-3]. Использование вибростендов позволяет обеспечить эти испытания в широком диапазоне амплитуд и частот [4]. Однако, для воспроизведения комбинированных воздействий [5-7] источник вибрации необходимо размещать на подвижном основании. В этом случае масса вибратора должна быть минимизирована.

Одним из способов достижения этой цели является использование резонансного эффекта [8] при воспроизведении испытательного воздействия

В работе [9] было показано, что использование метода резонансного возбуждения колебаний для испытательных целей, позволяет существенно снизить энергопотребление и заметно расширить диапазон испытательных воздействий. Однако, для подтверждения возможности воспроизведения ранее невоспроизводимых параметров необходимо более детально рассмотреть изучаемые модели.

Опыт предыдущих исследований [10-12] показывает, что в процессе испытаний существенную роль играют два параметра. Это время переходного процесса τ и максимальная амплитуда колебаний A, изменение которой определяется обобщенной координатой q (положение стола с объектом испытания).

Рассмотрим модель одномассовой колебательной системы (рис. 1).

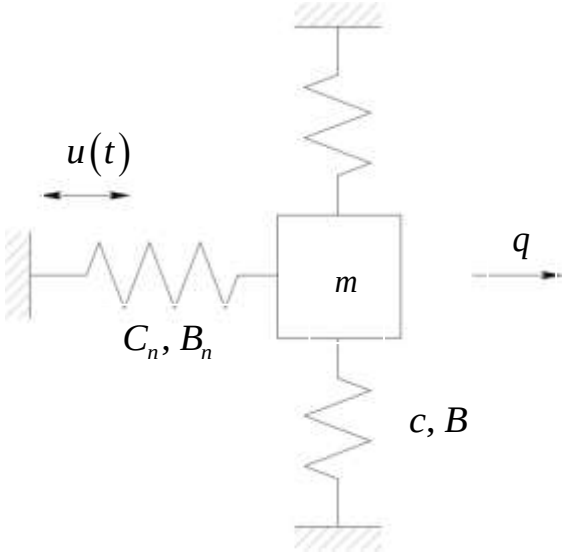


Рис. 1

где m - масса стола; c, B - жесткость и коэффициент демпфирования упругой подвески; C_n, B_n - жесткость и коэффициент демпфирования

передающего элемента; $u(t) = u_0\cos(pt)$ - вибрационное воздействие от катушки вибратора с частотой p.

В этой модели полагаем, что переходник между подвижной катушкой вибратора и столом обладает упруго диссипативными свойствами.

Уравнение движения:

$$m\ddot{q} + 2B\dot{q} + cq = C_n\left(u(t) + 2B_n\left(\dot{u}(t) - \dot{q}\right)\right); \quad (1)$$

или

$$m\ddot{q} + 2\left(B + B_n\right)\dot{q} + \left(c + C_n\right)q = \sqrt{C_n^2 + 2B_n k^2}u_0\cos\left(pt + \gamma\right); \quad (2)$$

При $p = k$ получаем:

$$q = \left(1 - e^{-\frac{B+B_n}{m}t}\right)\frac{\sqrt{C_n^2 + 4B_n^2k^2}u_0}{2\left(B + B_n\right)k}\cos\left(kt + \beta\right). \quad (3)$$

где k - собственная частота.

Если жесткость C_n небольшая, а демпфирование существенное, например, при использовании амортизатора, то $q_{\max} \approx u_0$ и время переходного процесса $\tau = \dfrac{3m}{B_n}$ - небольшое. Если B_n мал, то

$$q_{\max} = \frac{C_n u_0}{2\left(B + B_n\right)p}, \quad (4)$$

а время переходного процесса увеличивается

$$\tau = \frac{3m}{B + B_n}. \quad (5)$$

Если учесть массу катушки вибратора m_0, то модель превратиться в двухмассовую (рис. 2).

Две степени подвижности определяются двумя обобщенными координатами q_0 и q; c_0, B_0 - характеристики подвеса подвижной катушки вибратора.

Уравнения движения:

$$\begin{cases} m_0\ddot{q}_0 = F - C_n\left(q_0 - q\right) - 2B_n\left(\dot{q}_0 - \dot{q}\right) - C_0q_0 - B_0\dot{q}_0 \\ m\ddot{q} = C_n\left(q_0 - q\right) + 2B_n\left(\dot{q}_0 - \dot{q}\right) - cq - B\dot{q} \end{cases}. \quad (6)$$

Для этой модели определим влияние жесткости C_n и соотношения масс m_0 и m на собственные частоты системы. Для вычисления собственных частот примем $B = B_n = B_0 = 0$

$$\Delta = \begin{vmatrix} m_0 p^2 + C_n + C_0 & -C_n \\ -C_n & mp^2 + C_n + C_0 \end{vmatrix}. \qquad (7)$$

Подставим в определитель $p = ik$ и приравняем его нулю

$$\Delta(ik) = m_0 m k^4 - (m + m_0) C_n k^2 - (C_0 m + c m_0) k^2 + C_n (c + C_0) + c C_0 = 0. \qquad (8)$$

Введем обозначение

$$M = \frac{m \cdot m_0}{m + m_0},$$

тогда

$$k^4 - \left(\frac{C_n}{M} + \frac{C_0}{m_0} + \frac{c}{m} \right) k^2 + \frac{C_n (c + C_0) + c C_0}{m \cdot m_0} = 0. \qquad (9)$$

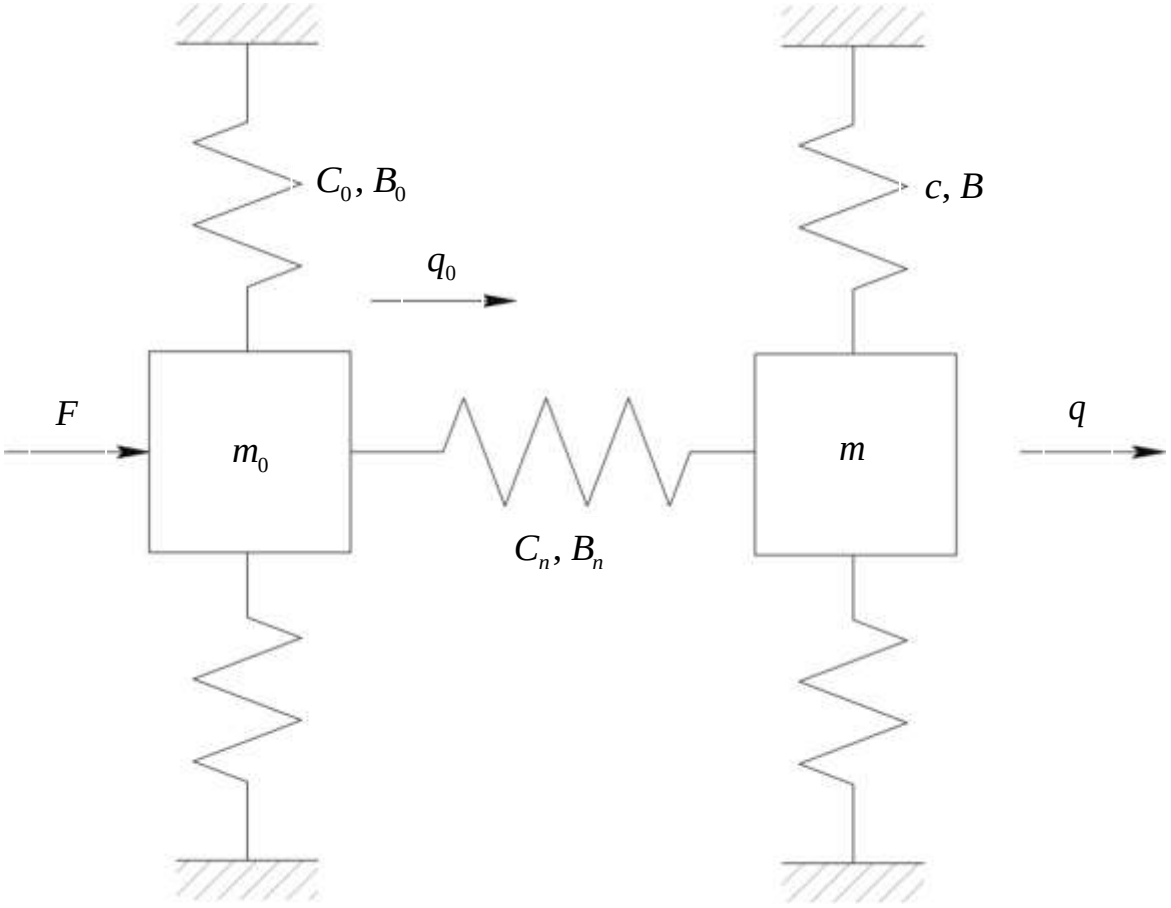


Рис. 2

Обычно первая собственная частота вибратора $\left(p_1 = \frac{c_0}{m_0} \right)$ составляет несколько герц, поэтому $\frac{C_0}{m_0} \ll \frac{c}{m}$. Это относится и к жесткостям $(c \ll c_0)$. Окончательно получаем:

$$k^4 - \left(\frac{C_n}{M} + \frac{c}{m} \right) k^2 + \frac{c \cdot C_n}{m \cdot m_0} = 0;$$
$$k_{1,2}^2 = \frac{1}{2} \left[\left(\frac{C_n}{M} + \frac{c}{m} \right) \pm \sqrt{\left(\frac{C_n}{M} + \frac{c}{m} \right)^2 - 4 \frac{c \cdot C_n}{m \cdot m_0}} \right]. \quad (10)$$

Рассмотрим некоторые характерные частные случаи:

Случай 1: $m \gg m_0$ - подвижная масса стола с объектом испытания значительно больше массы катушки вибратора.

Определим значения собственных частот k_1 и k_2, а также соотношение амплитуд обобщенных координат q_0 и q:

$$k_{1,2}^2 = \frac{1}{2} \left[\frac{C_n}{M} + \frac{c}{m} \pm \sqrt{\left(\frac{C_n}{M} \right)^2 + \left(\frac{c}{m} \right)^2 - \frac{2c \cdot C_n}{m \cdot m_0} \left(1 - \frac{m_0}{m} \right)} \right]. \quad (11)$$

Учитывая, что $M \approx m_0$, $1 - \frac{m_0}{m} \approx 1$, получаем

$$k_1^2 = \frac{c}{m}, \; k_2^2 = \frac{C_n}{m_0}.$$

Определим величину

$$\eta = \frac{|\Delta q_0|}{|\Delta q|}.$$

Для этого перепишем систему уравнений (6) в виде:

$$\begin{cases} q_0 \left(\lambda^2 + \frac{2(B_n + B_0)}{m_0} \lambda + \frac{C_n + C_0}{m_0} \right) - q \left(\lambda \frac{2B_n}{m_0} + \frac{C_n}{m_0} \right) = \frac{F}{m_0} \\ -q_0 \left(\frac{2B_n}{m} \lambda + \frac{C_n}{m} \right) + q \left(\lambda^2 + \frac{2(B_n + B)}{m} \lambda + \frac{C_n + c}{m} \right) = 0 \end{cases}. \quad (12)$$

Сделаем подстановку $\lambda = ik$, тогда

$$\left|\Delta q_0(ik)\right| = \operatorname{mod}\begin{vmatrix} \frac{F}{m_0} & -\left(ik\frac{2B_n}{m_0}+\frac{C_n}{m_0}\right) \\ 0 & k^2+\frac{2(B_n+B)}{m}ik+\frac{C_n+c}{m} \end{vmatrix} =$$

$$= \frac{F}{m_0}\sqrt{\left(\frac{C_n+c}{m}-k^2\right)^2+4\left(\frac{B_n+B}{m}k\right)^2};$$

$$\left|\Delta q(ik)\right| = \operatorname{mod}\begin{vmatrix} -k^2+\frac{2(B_n+B_0)}{m_0}ik+\frac{C_n+C_0}{m_0} & \frac{F}{m_0} \\ -\left(\frac{2B_n}{m}ik+\frac{C_n}{m}\right) & 0 \end{vmatrix} =$$

$$= \frac{F}{m_0}\sqrt{\left(\frac{C_n}{m}\right)^2+4\left(\frac{B_n}{m}k\right)^2}.$$

При этом отношение амплитуд обобщенных координат можно представить в виде

$$\eta = \frac{\left|\Delta q_0(ik)\right|}{\left|\Delta q(ik)\right|} = \frac{\sqrt{\left(\frac{C_n+c}{m}-k^2\right)^2+4\left(\frac{B_n+B}{m}k\right)^2}}{\sqrt{\left(\frac{C_n}{m}\right)^2+4\left(\frac{B_n}{m}k\right)^2}}. \qquad (13)$$

При частоте $k^2 = k_1^2 = \frac{c}{m}$

$$\eta(k_1) = \frac{\sqrt{\left(\frac{C_n}{m}\right)^2+4\left(\frac{B_n+B}{m}\cdot\frac{c}{m}\right)^2}}{\sqrt{\left(\frac{C_n}{m}\right)^2+4\left(\frac{B_n}{m}\cdot\frac{c}{m}\right)^2}} = \frac{\sqrt{m^2\left(\frac{C_n}{c}\right)^2+4(B_n+B)^2}}{\sqrt{m^2\left(\frac{C_n}{c}\right)^2+4B_n^2}}.$$

Очевидно, что $\eta \geq 1$, то есть мы не сможем добиться амплитуды q, большей, чем q_0. Если $C_n \square\ 1$, $\eta = 1$, то координаты q и q_0 совпадают.

При $C_n \square\ c$

$$\eta = 1 - \frac{B}{B_n}.$$

Для частоты

$$\eta(k_2)=\frac{\sqrt{\left[-m+m_0\left(1+\frac{c}{C_n}\right)\right]^2+4\left(B_n+B\right)^2}}{\sqrt{m_0^2+4B_n{}^2}}. \tag{14}$$

Минимального значения η достигает при

$$m=m_0\left(1+\frac{c}{C_n}\right). \tag{15}$$

Но если мы будем работать на частоте k_2, то необходимо изменить жесткость C_n или массу m_0 для перехода на другую рабочую частоту, а это конструктивно выполнить достаточно сложно, поэтому рабочей будем считать частоту k_1, которая определяется через переменную жесткость C_0.

Случай 2: $m \ll m_0$ - масса катушки вибратора значительно больше массы подвижного стола с полезной нагрузкой.

Для этого соотношения, при условии $m \to 0$,

$$k_{1,2}^2=\frac{1}{2m}\left[\left(C_n\frac{m}{M}+c\right)\pm\sqrt{\left(C_n\frac{m}{M}+c\right)^2-4C_nc\frac{m}{m_0}}\right]. \tag{16}$$

Так как $\frac{m}{m_0} \ll 1$, считаем последнее слагаемое в подкоренном выражении малой величиной. С точностью до малой 1-го порядка запишем:

$$\sqrt{\left(C_n\frac{m}{M}+c\right)^2-4C_nc\frac{m}{m_0}}=C_n\frac{m}{M}+c-\frac{2C_nc}{C_n+c}\cdot\frac{m}{m_0}. \tag{17}$$

Считаем $\frac{m}{M}\approx 1$, тогда

$$k_1\approx\sqrt{\frac{C_nc}{\left(C_n+c\right)m_0}},\ k_2\approx\sqrt{\frac{C_n+c}{m}}. \tag{18}$$

Отметим, что $k_1 \ll k_2$.

Для разных соотношений C_n и c получим:

1) $C_n \ll c \Rightarrow k_1\approx\sqrt{\frac{c}{m_0}}$, $k_2\approx\sqrt{\frac{C_n}{m}}$.

Рабочая частота k_1 (ее мы можем менять, изменяя жесткость c), $\eta_1\approx 1$.

2) $C_n \ll c \Rightarrow k_1 \approx \sqrt{\frac{C_n}{m_0}}$, $k_2 \approx \sqrt{\frac{c}{m}}$.

В данном случае рабочая частота k_2, соотношение амплитуд $\eta_2 < 1$.

3) $C_n = c \Rightarrow k_1 \approx \sqrt{\frac{c}{2m_0}}$, $k_2 \approx \sqrt{\frac{2c}{m}}$, $\eta_1 > 1$, $\eta_2 < 1$.

В данном случае желательно выбирать частоту k_2, так как $\eta_2 < 1$, изменять же мы можем как первую, так и вторую частоты.

Соотношение амплитуд обобщенных координат на первой и второй собственных частотах:

$$\eta_1 = \frac{\sqrt{\left(\frac{C_n + c}{m}\right)^2 + 4\left(\frac{B_n + B}{m} k_1\right)^2}}{\sqrt{\left(\frac{C_n}{m}\right)^2 + 2\left(\frac{B_n}{m} k_1\right)^2}} \geq 1, \quad \eta_2 = \frac{2\frac{B_n + B}{m} k_2}{\sqrt{\left(\frac{C_n}{m}\right)^2 + 4\left(\frac{B_n}{m} k_2\right)^2}} < 1. \qquad (19)$$

Сравнивая два рассмотренных случая, можно сделать вывод о том, что при $m \ll m_0$ даже «мягкое» присоединение подвижной катушки вибратора к столу с объектом испытания не может обеспечить амплитуду q_1, больше чем q_0 ($\eta \geq 1$). В случае $m \ll m_0$ имеется возможность получить $\eta < 1$, но при этом время переходного процесса будет расти.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

[1] Испытательная техника: Справочник: В 2 кн. / ; Под ред. В. В. Клюева.— Москва : Машиностроение, 1982. Кн. 1 / Г. С. Батуев, А. С. Больших, В. С. Голубков и др. — 1982 .— 528 с. + (ил.).

[2] Евграфов А.Н., Каразин В.И., Смирнов Г.А. Роторные стенды для воспроизведения параметров движения. // Научно-технические ведомости СПбГТУ. – СПб.: СПбГТУ. – 1999. № 3(17). – с. 89 – 94.

[3] Евграфов А.Н., Каразин В.И, Хлебосолов И.О. Воспроизведение параметров движения на ротационных стендах. // Теория механизмов и машин. – СПб.: СПбГТУ. - 2003. №1. – с. 92 – 96.

[4] Чернышев А.В. Проектирование стендов для испытания и конструирования бортовых систем летательных аппаратов. М., Машиностроение, 1983.

[5] Каразин В.И., Козликин Д.П., Слоущ А.В., Хлебосолов И.О. Динамическая модель виброротационного стенда. // Теория механизмов и машин: периодический научно – методический журнал. №1(9). Том 5. – 2007. – С. 38-45.

[6] Каразин В. И., Козликин Д. П., Хлебосолов И. О. Динамические стенды для виброротационных испытаний // Научно – технические ведомости СПбГТУ. – СПб: издание СПбГПУ; №3(45). – 2006. – С. 44-49.
[7] Каразин В.И., Козликин Д.П., Хлебосолов И.О. Об уравновешивании инерционных сил в виброцентрифугах // Теория механизмов и машин.: Периодический научно-методический журнал. – 2007. – №2(10). Том 5. – С. 63-71.
[8] Astashev V.K., Babitsky V.I. Ultrasonic Processes and Machines. Dynamics, Control and Applications – Springer. 2007. 330 p.
[9] Ксенофонтов В.И., Николаев В.Н, Чернокрылов С.Ю. Динамический стенд многофункционального назначения. // Испытательные и поверочные стенды. – Л.: ЛГТУ. - 1992. с. 29 – 32.
[10] Evgrafov A.N, Karazin V.I., Kozlikin D.P., Khlebosolov I.O. Centrifuges for Variable Accelerations Generation. // International Review of Mechanical Engineering (IREME), 2017, V. 11, №. 5, 280-285.
[11] Evgrafov A.N., Karazin V.I., Kozlikin D.P., Khlebosolov I.O.. Some Characteristics of Linear Acceleration Reproduction with Flexible Harmonical Component/ Lecture Notes in Mechanical Engineering. 2018. Pp. 71-82
[12] Антипов В.И., Асташев В.К. О принципах создания энергосберегающих вибрационных машин // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2004. № 4. С. 3–8.

P.A. Andrienko, V.I. Karazin, D.P.Kozlikin, I.O. Khlebosolov

ABOUT IMPLEMENTATION HARMONIC IMPACT OF THE RESONANCE METHOD

Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, Russia.

Abstract

The paper considers the problem of improvement of test equipment through the use of the resonant modes to play harmonious influences. The influence of various parameters on the reproduction of a wider range of test actions, including in transient modes.

Key words: harmonic impact, combined impact, resonance excitation of oscillations, resonance effect

REFERENCES

[1] Test equipment: Reference book: In 2 books. / ; Under the editorship of V. V. Klyuev.- Moscow: Mashinostroenie, 1982. B. 1 / G. S. Batuev, A. S. Bolshikh, V. S. Golubkov et al. — 1982.- 528 p. (rus.)

[2] Evgrafov A.N, Karazin V.I., Smirnov G.A. Rotary stands for motion variables simulation. Scientific and technical reports of SPbGTU. – SPb.: SPbGPU. – 1999, N 3(17), 89–94. (rus.)

[3] Evgrafov A.N., Karazin V.I., Khlebosolov I.O. Playing motion parameters on rotary stands //Theory of mechanisms and machines. St. Petersburg: Publishing House of the Polytechnic University Press, 2003, V. 1, N 1, 92-96. (rus.)

[4] Chernyshev A.V. Design of test benches for testing and control of aircraft onboard systems. Moscow, Mashinostroenie, 1983. pp. 384 (rus.)

[5] Karazin V.I., Kozlikin D.P., Sloushch A.V., Khlebosolov I.O. Dynamic model of vibratory stand. Theory of mechanisms and machines. Periodic scientific and methodical journal. Number 1 (9), V. 5, St. Petersburg: Publishing House of the Polytechnic University Press, 2007, 38-44. (rus.)

[6] Karazin V.I., Kozlikin D.P., Khlebosolov I.O. Dynamic stands for vibro-rotary tests // Scientific and technical reports of SPbGPU. – SPb: Publishing House of SPbGPU; №3(45). – 2006. – P. 44-49. (rus.)

[7] Karazin V.I., Kozlikin D.P., Khlebosolov I.O. On balancing the inertial forces in vibrotsentrifugal. Theory of mechanisms and machines. Periodic scientific and methodical journal. Number 2 (10), V. 5, St. Petersburg: Publishing House of the Polytechnic University Press, 2007, 63-71. (rus.)

[8] Astashev V.K., Babitsky V.I. Ultrasonic Processes and Machines. Dynamics, Control and Applications – Springer. 2007. 330 p.

[9] Ksenofontov V.I., Nikolaev V.N., Chernokrylov S.Yu. Multifunctional dynamic stand // Testing and control stands. – L.: LGTU. - 1992. p. 29 – 32. (rus.)

[10] Evgrafov A.N, Karazin V.I., Kozlikin D.P., Khlebosolov I.O. Centrifuges for Variable Accelerations Generation. // International Review of Mechanical Engineering (IREME), 2017, V. 11, №. 5, 280-285.

[11] Evgrafov A.N., Karazin V.I., Kozlikin D.P., Khlebosolov I.O.. Some Characteristics of Linear Acceleration Reproduction with Flexible Harmonical Component/ Lecture Notes in Mechanical Engineering. 2018. Pp. 71-82

[12] Antipov, V.I., Astashev, V.K. Principles of creating the energy-saving vibration machines. Problemy Mashinostraeniya i Nadezhnos'ti MashinIssue 4, 2004, p. 3-8.

ISSN 2223-0807
Современное машиностроение: Наука и образование :
материалы 7-й международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н.Евграфова и А.А. Поповича.- СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2018.

DOI 10.1872/MMF-2018-9
УДК 621.01: 534.1

И. И. Вульфсон

ВИБРОАКТИВНОСТЬ ПРИВОДОВ ЦИКЛОВЫХ МАШИН ПРИ УЧЕТЕ ПРОСТРАНСТВЕННОГО РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ХАРАКТЕРИСТИК РАБОЧИХ ОРГАНОВ

Иосиф Исаакович Вульфсон
Санкт-Петербургский государственный политехнический университет промышленных технологий и дизайна
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812)662-0926, , E-mail: jvulf@yandex.ru

Аннотация

В работе рассмотрены новые задачи, связанные возбуждением колебаний в приводах цикловых машин при учете пространственного распределения характеристик рабочих органов и силового замыкания систем с зазорами. Предложены динамические модели на основании агрегирования и континуальных представлений систем сложной структуры. Приведена оригинальная методика исследования систем с переменными параметрами, в которой метод условного осциллятора применен применительно к переменным пространственным и временным аргументам.

Ключевые слова: колебания, цикловые машины, силовое замыкание.

Введение

Решение современных задач динамики машин нередко связано с анализом, так называемых, регулярных колебательных систем. Под термином «регулярность» будем понимать совпадение динамической структуры и параметров отдельных подсистем (модулей). Теория регулярных колебательных систем нашла отражение в работах многих выдающихся учёных. Впервые одномерную решётку, состоящую из точечных частиц, исследовал Ньютон при определении скорости звука. Дальнейшие исследования связаны с работами Даниила и Иоганна Бернулли, Коши, Кельвина, Борна, Кармана, Дебая, Бриллюэна и др.[1, 2]. Эти работы легли в основу ряда методов, с помощью которых удаётся осуществить аналитическое

описание систем с большим числом степеней свободы, базируясь на анализе одного структурного элемента системы. Объектами для использования аппарата теории цепочек были кристаллические решётки и ряд других факторов теоретической физики.

Среди технических задач анализа этого класса систем можно привести теорию электрических линий, а также некоторые задачи, возникающие при расчётах деформаций и колебаний в рамах, фермах и т.п. В машинах циклового действия и автоматических линиях приходится сталкиваться с регулярными колебательными системами в связи с широким распространением динамически идентичных модулей, используемых при повышенной длине зоны технологического процесса, а также для реализации однотипных технологических и транспортных операций. В подобных случаях ввиду естественного стремления к унификации и взаимозаменяемости отдельных деталей и целых узлов машины возникает определенная повторяемость блоков динамической модели привода. Такая ситуация, в частности, встречается в машинах текстильной, легкой, пищевой, полиграфической и в ряде других отраслей промышленности [3–6] .

Сложность современных машин и большая динамическая связанность отдельных ее узлов приводит к необходимости рассмотрения колебательных систем с большим числом степеней свободы. При анализе, а особенно при динамическом синтезе таких систем, массив обобщенных координат и варьируемых параметров становится трудно обозримым. Для преодоления нередко возникающих трудностей при исследовании сложных объектов механики, автоматического управления, экономики в настоящее время большое распространение получил метод агрегирования системы, основанный на интегральном представлении параметров. Применительно к задачам динамики машин в развитие подобных подходов были предложены континуальные модели, в которых кинематические, упругие и инерционные свойства механизмов отображены некоторой «псевдосредой». Это позволяет оперировать обобщенным представлением группы переменных и существенно сократить число характеристик, описывающих колебательную систему [7, 3–6]. В результате удается значительно упростить динамический анализ и синтез системы, а во многих случаях представить решение в аналитической форме. Отметим, что использование моделей с распределенными параметрами весьма эффективно совмещается с методами агрегирования и декомпозиции, широко распространенными при решении современных задач повышенной сложности в разных научных направлениях [8,9].

В данной статье получили дальнейшее развитие решение задач динамики цикловых машин, рассмотренные в ряде работ автора, которые обобщены и достаточно подробно изложены в монографиях [4, 6]. В частности, ниже применительно к массивным рабочим органам исследована задача рационального пространственного распределения инерционных ха-

рактеристик и силового замыкания. Результаты исследования позволяют существенным образом снизить виброактивность привода и повысить точность воспроизведения заданных программных движений рабочих органов. Рациональный динамический синтез колебательных систем в данном случае играет особую роль из-за зазоров, которые могут привести к большим искажениям заданного программного движения рабочих органов, а также к повышению шума, динамических нагрузок и виброактивности привода. Зазор, как правило, является сопутствующим фактором любой кинематической пары, осуществляющей подвижное соединение звеньев механизма. Нередко именно величина зазоров в конечном итоге лимитирует производительность и эксплуатационные характеристики, что заставляет существенно ужесточить точностные требования при их изготовлении и сборке. По существу, кинематическую пару следует считать неудерживающей связью, к которым обычно относят подвижные соединения звеньев с односторонним контактом. Действительно, хотя кинематическая пара в целом реализует двухстороннюю связь, она при зазорах эту функцию выполняет лишь частично, так как при перекладке в зазоре имеют место локальные разрывы кинематической цепи, характерные для систем с неудерживающими связями. Такие связи можно характеризовать как псевдоудерживающие.

Динамические модели. Методика частотного анализа

На рис.1,а показан фрагмент кинематической схемы, которая состоит из двигателя **М** , передаточного механизма (редуктора – 1), главного вала 2 и приводов исполнительных органов кольцевой структуры 3. На рис. 1,б приведена динамическая модель с дискретно заданными элементами и ее модификация при трансформации этой модели после перехода к системе с распределенными параметрами (континуальная модель, рис. 1,в).

Примем следующие условные обозначения: J_0, J_1, J_2 – моменты инерции; $\Pi(\varphi)$ – оператор, соответствующий нелинейной функции положения (см. ниже); c, ψ – приведенные коэффициенты крутильной жесткости и рассеяния привода, u – передаточное отношение редуктора.

Примечание: Если рабочий орган совершает поступательное движение, то c_0 соответствует коэффициенту жесткости при силовом замыкании.

Для идеального механизма, в котором отсутствуют зазоры и все звенья принимаются абсолютно жёсткими, $\varphi = \varphi_* = \bar{\omega} t$, где $\bar{\omega}$ – средняя угловая скорость входного звена. Пусть $\varphi = \varphi_* + \Delta\varphi$, где $\Delta\varphi$ – динамическая ошибка, возникающая при колебаниях. Принимая во внимание, что функция положения непрерывна и дифференцируема, произведём ее линеаризацию в окрестности программного движения: $\Pi(\varphi_* + q) \approx \Pi(\varphi_*) + \Pi'(\varphi_*) q,$

где $\Pi(\varphi_*)$, $\Pi'(\varphi_*) = d\Pi / d\varphi$ – функция положения и первая геометрическая передаточная функция механизма (подробнее см. [3, 6]).

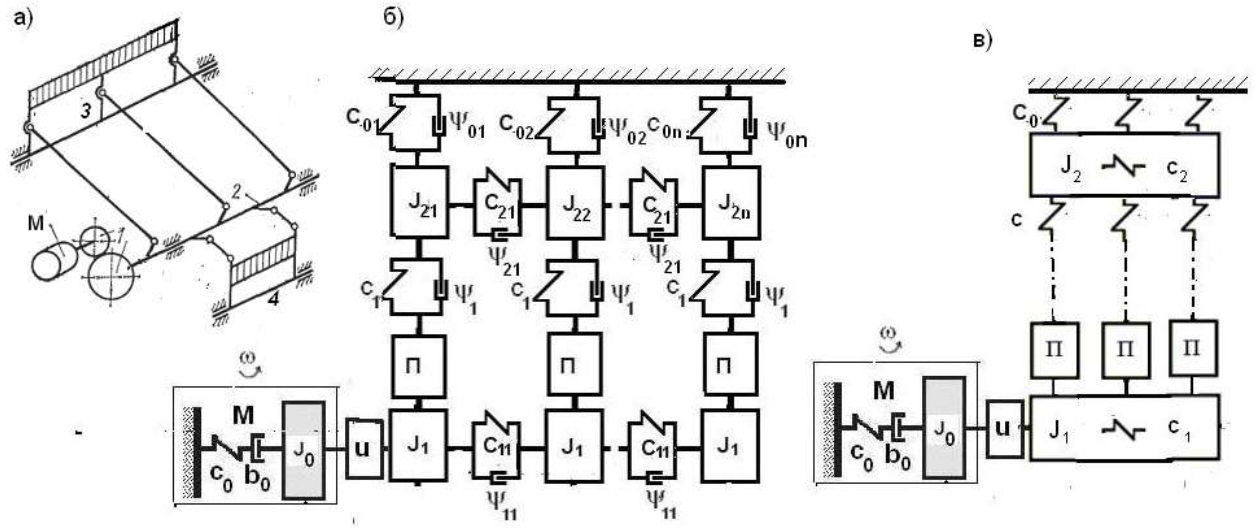


Рис.1.Кинематическая схема и модификации динамических моделей привода регулярной структуры: а) 1–редуктор; 2– главный вал; 3, 4 – механизмы привода рабочих органов.

При континуальной идеализации представим n идентичных механизмов в виде псевдосреды. Это среда, образована «размазыванием» упругих и инерционных характеристик вдоль осей соответствующих валов. «Вертикальная» среда $(\Pi - c)$ обладает свойством передавать моменты и движение только вдоль слоя среды, причем взаимодействие между слоями осуществляется лишь через подсистемы главного вала и исполнительного органа.

Дифференциальное уравнение свободных колебаний без учета характеристик двигателя, сил сопротивления и силового замыкания имеет вид

$$G\frac{\partial}{\partial x}\left[I(x)\frac{\partial \varphi}{\partial x}\right] - \rho(x)\frac{\partial^2 \varphi}{\partial t^2} = 0, \qquad (1)$$

где x; $\rho(x) = \partial J / \partial x$ –интенсивность изменения момента инерции по оси вала; G – модуль сдвига.

При равномерном распределении момента инерции $\rho = J/\ell = \text{const}$, где ℓ – длина вала. Тогда

$$GI\frac{\partial^2 \eta}{\partial x^2} - \rho\frac{\partial^2 \eta}{\partial t^2} - \rho\bar{\omega}^2\frac{d^2\Pi}{d\varphi^2} = 0.$$

Здесь $\eta = \varphi_2(x,t) - \Pi(\varphi)$ – динамическая ошибка в сечении x.

Характеристикой псевдосреды одного модуля служит модифицированная матрица перехода

$$\tilde{\mathbf{\Gamma}}_* = \prod_s^1 \tilde{\mathbf{\Gamma}}_i = \begin{bmatrix} A(p) & B(p) \\ C(p) & D(p) \end{bmatrix} \quad (i = \overline{1,s}), \tag{2}$$

где s – число элементов механизма, $\tilde{\mathbf{\Gamma}}_i$ – матрица перехода элемента.

Так, в частности, если модуль образован соединением n инерционных, упругих и кинематических элементов $J_* - c - \Pi$, то

$$\tilde{\mathbf{\Gamma}}_J = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ -p^2 J_* / l & 1 \end{bmatrix}; \quad \tilde{\mathbf{\Gamma}}_c = \begin{bmatrix} 1 & l/(cn) \\ 0 & 1 \end{bmatrix}; \quad \tilde{\mathbf{\Gamma}}_\Pi = \begin{bmatrix} \Pi'(\varphi_1^*) & 0 \\ 0 & \Pi'(\varphi_1^*)^{-1} \end{bmatrix}. \tag{3}$$

Здесь $\Pi'(\varphi^*) = d\varphi_2^* / d\varphi_1^*$ – первая геометрическая передаточная функция, $J_* = nJ$ (Ниже при иллюстрациях принято $\Pi' = h_0 \sin\varphi_1$).

Применительно к анализу и динамическому синтезу колебательных систем рабочих органов трикотажных машин рассматриваемая проблема отражена в работе [10].

Анализ колебаний при переменной интенсивности пространственного распределения характеристик

В отличие от изложенного выше случая примем теперь $\rho(x) \neq \text{const}$. Далее, следуя методу Фурье, решение ищем в форме

$$\varphi(x,t) = X(x,\tau)T(t). \tag{4}$$

Здесь τ – «медленное время».

После подстановки (4) в (3) и некоторых преобразований получаем

$$\begin{aligned} &X'' + 2P(x,\tau)X' + K^2 X(x,\tau) = 0; \\ &\ddot{T} + p^2(\tau)T = 0. \end{aligned} \tag{5}$$

Здесь принято:

$P(x) = 0{,}5\gamma'(x)/\gamma(x); K^2(x,\tau) = p^2(\tau)a(x,\tau)^{-2}\gamma(x)^{-1};$

$a^2(x,\tau) = GI(0)/\rho(x,\tau); \gamma(x) = I(x)/I(0); \quad ()' = \partial/\partial x; (\dot{}) = \partial/\partial t.$

На основании метода условного осциллятора имеем

$$X = \exp\{-\int_0^x P(\xi)d\xi - 0{,}5[z(x) - z(0)]\}(C_1\cos\Phi + C_2\sin\Phi), \tag{6}$$

где $\Phi(\tau) = \int_0^\ell U(\xi,\tau)d\xi$; $U(x,\tau) = \sqrt{K^2 - P^2 - P'}$; C_1, C_2 – постоянные интегрирования.

Функция z является частным решением (точным или приближенным) уравнения условного осциллятора [11], которое в данном случае определяется как

$$z'' - 0,5z'^2 + 2U(0,\tau)^2 e^{2z} = 2U(x,\tau)^2 . \qquad (7)$$

Для определенности примем, что на конце вала располагается диск (ротор двигателя, маховик), момент инерции которого значительно превышает приведенный момент инерции главного вала, т.е. $J_o >> J^*_{\max}$ (см. рис.1,б; модель 2). В этом случае граничные условия при частотном анализе совпадают с условиями при заделке. Тогда $X(0) = 0;\ X'(\ell) = 0$. Кроме того, при $I = \text{const}$ имеем $\gamma = 1; P = 0;\ U(x,\tau) = K(x,\tau) = p^2 / a^2(x,\tau)$. На основании (6), (7) получаем, что при медленном изменении параметров решение совпадает с ВКБ приближением первого порядка [12] и имеет вид

$$X \approx A\sqrt{a(x,\tau)/a(0,\tau)}\sin[p\int_0^x \frac{dx}{a(x,\tau)} + \alpha] \ . \qquad (8)$$

Отсюда, после подстановки граничных условий получаем частотное уравнение

$$\text{tg}[p\int_o^\ell dx / a(x,\tau)] + 2p / a'(\ell) = 0 . \qquad (9)$$

Если между двигателем и главным валом находится достаточно податливый элемент (например, ременная передача, упругая муфта и.т п.), то справедливы следующие граничные условия:

$$GIX'(0) = cX(0);\ X'(\ell) = 0 . \qquad (10)$$

Здесь c – коэффициент жесткости промежуточного упругого элемента
На основании (23) и (24)получаем

$$.\text{tg}\left[p\int_0^\ell \frac{dx}{a(x,\tau)}\right] - \left[\frac{0,5a' + (a\sigma - 0,5a')}{p - 0,5a'p^{-1}(a\sigma - 0,5a')}\right]_{x=\ell} = 0, \qquad (11)$$

где $\sigma = c / GI$

Если допущение о медленности изменения функции $a(x)$ не является правомерным, можно воспользоваться следующей модификацией метода условного осциллятора. Примем в качестве аппроксимирующей функции

$$a = a_0\left(\zeta x/\ell + 1\right), \tag{12}$$

где ζ – некоторая константа, определяемая конкретными условиями.

Легко убедиться в том, что уравнение (7) удовлетворяется при подстановке (12) и

$$z = \ln\frac{b}{\beta\tau + 1}, \tag{13}$$

где $\beta = \zeta / \tau_*; \tau_* = pl / a_0;\ \tau = px / a_0;\ b = \sqrt{1 - 0,25\beta^2}$.

Далее, используя граничные условия и исключив из рассмотрения тривиальное решение $A = 0$, запишем частотное уравнение

$$\mathrm{tg}\left[\frac{b}{\beta}\ln(1+\zeta)\right] = -\frac{2b}{\beta}\ . \tag{14}$$

На основании (14) находим b/β, после чего определим β и $\tau_* = \zeta/\beta$. Искомые собственные частоты находим как

$$p_r = a_0\tau_{*r} / \ell \quad (r = 1, 2, 3,...). \tag{15}$$

Силовое замыкание

Рассмотренный выше метод может быть применен при изменении коэффициента жесткости замыкающей пружины c_0 в зависимости от координаты x, а также при исследовании вынужденных колебаний. Следует, однако, принять во внимание, что при решении данной задачи нельзя непосредственно применять метод Фурье, так как граничные условия неоднородны. Эта трудность устраняется, если использовать подстановку

$$X(x,\tau) = X_1(x,\tau) + w(x,\tau)$$

при $w(x,\tau) = X(0,\tau) + \left[X(\ell,\tau) - X(0,\tau)\right]x/\ell$. Теперь для новой переменной $X_1(x,\tau)$ имеем нулевые граничные условия: $X_1(0,\tau) = 0;\ X_1(\ell,\tau) = 0$.

В рамках данной статьи мы ограничимся анализом некоторых результатов качественного характера, иллюстрирующим эффективность рационального использования силового замыкания применительно к рассматриваемой колебательной системе. Для определенности примем идеальный закон движения (без учета колебаний и зазоров), описываемый геометрическими характеристиками, приведенными на рис.2.

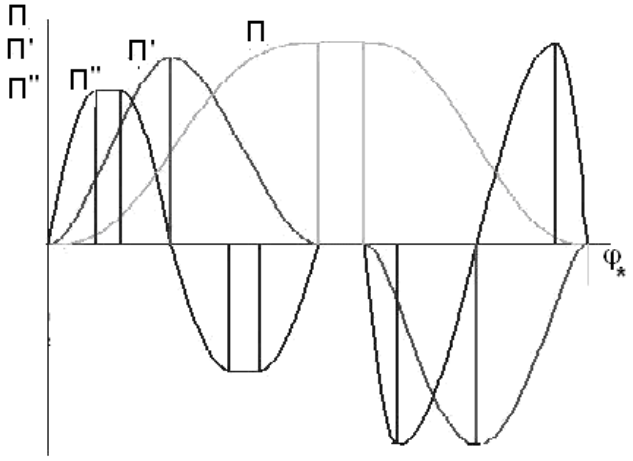


Рис.2. Геометрические характеристики закона движения

На динамических моделях (см. рис.1) не показаны операторы, отображающие зазоры, так как посредством силового замыкания их влияние устранено. Однако при силовом замыкании и учете упругодиссипативных характеристик возникают искажения заданного закона движения (рис.3). На рис.3,а линии 1*, 2*, 3* отвечают статической реакции R_j при $\omega = \text{const}$ и деформации упругого элемента силового замыкания, причем линия 1* соответствует реакция $R_1 = 0$.

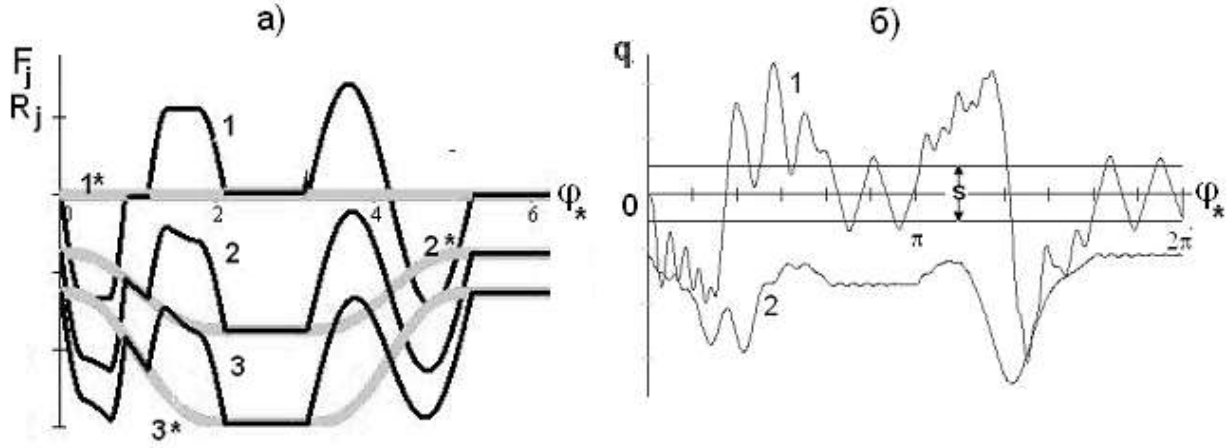


Рис.3. К анализу силового замыкания при кинематическом возбуждении

Отметим, что в общем случае статическая деформация складывается из постоянной составляющей от предварительного натяга и переменной составляющей, пропорциональной функции положения П. Кривые 2* и 3* соответствуют двум уровням жесткости. Поскольку эти кривые одновременно отображают медленно меняющееся положение равновесия, то при кинематическом возбуждении во избежание ударов дополнительная сила инерции F_j (кривые 1,2,3), отсчитываемая от этого положения, не должна

пересечь зону зазора, т.е., в первом приближении, – ось абсцисс (кривые 2, 3). Нарушение этого условия приводит к возбуждению интенсивных колебаний q (рис.3, б, кривая 1). При реализации условий, соответствующих кривым 2*, 2 (см. рис.3,а, кривая 2) амплитуда колебаний существенно уменьшилась. В тоже время, силовое замыкание вызывает дополнительные динамические ошибки из-за колебаний привода (см. динамическую модель на рис. 1), которые нарушают принятое допущение $\omega = \text{const}$. Эта проблема, изучение которой требует совместного учета характеристик двигателя и механической системы цикловой машины, частично отражена в работах [13 – 17] , однако требует дальнейшего изучения.

Заключение

В статье исследуется ряд вопросов, связанных с дальнейшим совершенствованием высокоскоростных цикловых машин, широко распространенных в текстильной, легкой, полиграфической и ряде других отраслей промышленности. Одной из важных задач в этой области является снижение виброактивности машин, с которой непосредственно связана точность воспроизведения заданных законов программного движения рабочих органов и качество выпускаемой продукции. Особенностью многих машин является большая протяженность зон технологической обработки. Это требует повышенного внимания к пространственному распределению динамических характеристик и подавлению колебаний, вызванных перекладкой в зазорах. В развитие известных работ в этой области в работе предложены новые динамические модели и методы решения данного класса задач.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

[1] Бриллюэн Л., Пароди М. Распространение волн в периодических структурах. – М.: Изд.-во иностр. лит. 1959.

[2] Мандельштам Л.И. Лекции по теории колебаний. М.: Наука, 1972.

[3] Вульфсон И. И. Колебания машин с механизмами циклового действия.– Л.: Машиностроение. 1990.

[4] Вульфсон И. И. Динамика цикловых машин.– СПб.: Политехника. 2013.

[5] Dresig, H. & Vulfson I I. Dynamik der Mechanismen. Wien, New York: Springer 1989.

[6] Vulfson I. Dynamics of cyclic machines.–Heidelberg, New York, London: Springer, 2015 (Trans. from Russian, Politechnika, 2013).

[7] Пальмов В.А. Колебания упруго-пластичных тел. – М.: Наука. 1976.

[8] Первозванский А. А., Гайцгори В. Г. Декомпозиция, агрегирование и приближенная оптимизация. М.: Наука, 1979.

[9] Banakh, L., Kempner M.(2010): Vibrations of mechanical systems with regular structure. Springer, New -York, London, 2010.
[10] Вульфсон И. И., Левит В. Л. Распределение динамических нагрузок в замкнутых приводах с учётом зазоров и фазовых рассогласований.// Машиноведение. 1988. №1. – С. 75-81
[11] Вульфсон И. И. О колебаниях систем с параметрами, зависящими от времени. Прикладная математика и механика.1969. Т.33, №2.– С. 331–337
[12] Freman, N., & Freman, P. JWKB-approximation. Amsterdam: North Holland Publ.Com, 1967.
[13] Вейц В.Л., Коловский М.З., Кочура А.Е. Динамика управляемых машинных агрегатов. – М.: Наука, 1984.
[14] Коловский М.З. Динамика машин. – Л.: Машиностроение, 1989.
[15] Вульфсон И. И. К проблеме динамической взаимозависимости электродвигателя и механического привода цикловой машины. // Теория механизмов и машин. – 2016. Т. 32. – №4. – С. 173–182.
[16] Vulfson I. I. On the problem of decreasing the vibroactivity of cyclic machines when accounting for the dynamic characteristics of electric engines // Journal of Machinery Manufacture and Reliatibility, 2017, vol. 46, No 4. Pp. 322–329.
[17] Vulfson I. I. Some peculiaritaties of the electric drive influence on cyclic machines dynamics /Advances in Mechanical Engineering. Selected Contributions from the Conference “Modern Engineering: Science and Education”, Saint Petersburg, Russia, June 2017. Berlin-Heidelberg: Springer - Verlag 2018. Pp. 2-14.

I.I. Vulfson

VIBRACTIVITY OF CYCLIC MACHINE DRIVES IN THE ACCOUNTING OF THE SPACE DISTRIBUTION OF WORKING BODIES CHARACTERISTICS

Abstract

The paper considers new problems connected with the excitation of oscillations in the drives of cyclic machines, taking into account the spatial distribution of the inertial characteristics of the working bodies and the force closure of systems with gaps. Dynamic models based on aggregation and continual representations of systems of complex structure are proposed. An original method for studying systems with variable parameters is presented, in which the conditional oscillator method is applied to systems with variable spatial and temporal arguments.

Key words: oscillations, cyclic machines, force closure.

REFERENCES

[1] Brilloin, L.& Parodi, M. Propagation of waves in periodic structures. Izd. Inostr. Lit. Moscow, 1959.
[2] Mandelstam, L.I. Lectures on the theory of oscillations. Nauka. Moscow, 1972.(rus.)
[3] Vulfson, I.I. Vibrations in machines with cyclic action mechanisms.: Mashinostroenie, Lenungrad, 1990.(rus.)
[4] Vulfson, I.I. Dynamics of cyclic machines. Politechnika, Lenungrad, 2013.(rus.)
[5] Dresig, H. & Vulfson I I. Dynamik der Mechanismen. Wien, New York: Springer, 1989.
[6] Vulfson I. Dynamics of cyclic machines.–Heidelberg, New York, London: Springer, 2015 (Trans. from Russian, Politechnika, 2013).
[7] Palmov ,V.A.Oscillations of elasto-plastic bodies. Springer, Berlin, 1976.(rus.)
[8] Pervozvanskii, A.A., & Gaytsgori, V.G. Decomposition, aggregation and approximate optimization. Nauka, Moscow, 1979. (rus.)
[9] Banakh, L., Kempner M.(2010): Vibrations of mechanical systems with regular structure. Springer, New -York, London, 2010.
[10] Vulfson I.I., Levit V. L.Distribution of dynamic loads in closed drives with al lowance for gaps and phase mismatches // Mashinovedenie, 1988. №1, – Pp. 75-81. (rus.)
[11] Vulfson, I.I. Oscillations of systems with parameters depending on the time. Prikladnaya matematika i mexanika. 1969. V. 33, No2, 331-337. (rus.)

[12] Freman, N., & Freman, P. JWKB-approximation. Amsterdam: North Holland Publ.Com, 1967.
[13] Veits V.L., Kolovsky M.Z., Kochura A. E. Dynamics of controlled machine aggregates. Nauka, Moscow, 1979. (rus.)
[14] Kolovsky M.Z. Dynamics of machines. Mashinostroenie, Lenungrad, 1989. (rus.)
[15] Vulfson I.I. To the problem of the dynamic interdependence of the electric motor and the mechanical drive of a cyclic machine // Teoria mechanismov i mashin. 2016, V.32, No.4. Pp. 173 –182. (rus.)
[16] Vulfson I. I. On the problem of decreasing the vibroactivity of cyclic machines when accounting for the dynamic characteristics of electric engines // Journal of Machinery Manufacture and Reliatibility, 2017, vol. 46, No 4. Pp. 322–329.
[17] Vulfson I. I. Some peculiaritaties of the electric drive influence on cyclic machines dynamics /Advances in Mechanical Engineering. Selected Contributions from the Conference "Modern Engineering: Science and Education", Saint Petersburg, Russia, June 2017.Berlin-Heidelberg: Springer - Verlag 2018. Pp. 2-14.

ISSN 2223-0807
Современное машиностроение: Наука и образование :
материалы 7-й международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н.Евграфова и А.А. Поповича.- СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2018.

DOI 10.1872/MMF-2018-10
УДК 621.01+531.8

А.Н. Евграфов[1], Г.Н. Петров[2]

АНАЛИЗ ЭФФЕКТА САМОТОРМОЖЕНИЯ РЫЧАЖНЫХ МЕХАНИЗМОВ

[1]Александр Николаевич Евграфов
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого.
Ул. Политехническая, 29, Санкт-Петербург, 195251, Россия.
Тел.: (812)297-4845, E-mail: alexevgrafov@mail.ru.

[2]Геннадий Николаевич Петров
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого.
Ул. Политехническая, 29, Санкт-Петербург, 195251, Россия.
Тел.: (812)297-4845, E-mail: gnpet@mail.ru.

Аннотация

При подходе структурных групп рычажных механизмов к особым положениям из-за сил трения может возникнуть эффект самоторможения. На примере структурных групп с вращательными кинематическими парами показаны условия, которые обеспечивают отсутствие таких нежелательных эффектов. Введено понятие структурной группы с заменяющими идеальными кинематическими парами. Попадание такой группы в особое положение говорит о возникновении режима самоторможения.

Ключевые слова: структурная группа, группа Ассура, механизм, самоторможение, оттормаживание, заменяющая идеальная кинематическая пара, трение.

Введение

Достаточно часто силы трения в шарнирах механизмов учитывают, чтобы проверить, не выйдет ли механизм в определённых положениях в

режим самоторможения, когда реакции в кинематических парах не дают возможность совершать программное движение, то есть механизм «заклинивает». Начнём с описания модели идеальной вращательной кинематической пары (ВКП) и ВКП с учетом сил трения.

Модель вращательной кинематической пары (ВКП)

Будем рассматривать плоские механизмы и реакции, возникающие в плоскости движения звеньев. На рис. 1 показана ВКП с осью относительного вращения в точке *A*, связывающая звенья 1 и 2. Суммарная реакция $\overline{R}_2$, действующая на второе звено со стороны первого в идеальной ВКП проходит через точку *A* :

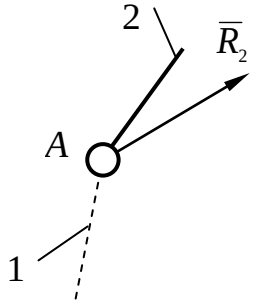


Рис.1. Модель идеальной ВКП

$$\overline{R}_2 = -\left(\overline{\Phi}_2 + \overline{P}_2^a + \overline{R}_2^e\right) = -\overline{P}_2, \qquad (1)$$

где $\overline{\Phi}_2, \overline{P}_2^a, \overline{R}_2^e$ – главные вектора сил инерции, активных сил и внешних реакций, действующих на второе звено;

$\overline{P}_2$ – суммарная сила.

При учёте сил трения считаем, что возникает момент (рис. 2, *а*):

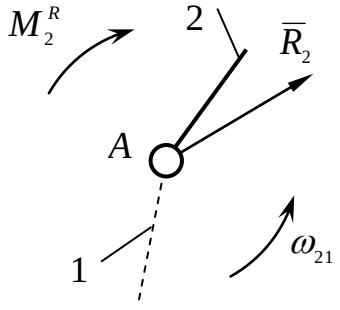
$$M_2^R = -\varepsilon^V \rho_A R_2 = -\left(M_2^\Phi + M_2^a + M_2^e\right) = -M_2, \qquad (2)$$

где $\varepsilon^V = sign\,\omega_{21} = \pm 1$ – знак угловой скорости второго звена относительно первого;

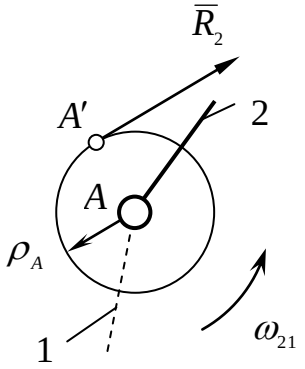
ρ_A – радиус круга трения;

$R_2 = \left|\overline{R}_2\right|$ – модуль реакции $\overline{R}_2$;

M_2^Φ, M_2^a, M_2^e – активных сил и внешних реакций, действующих на



а)



б)

Рис. 2. Модель неидеальной ВКП *а*) *момент трения*, *б*) *радиус круга трения*

второе звено;

M_2 – суммарный момент относительно точки A.

В статике (при отсутствии относительного движения звеньев, соединённых ВКП) величина момента находится в диапазоне

$$0 \le \left| M_{2S}^{R} \right| < \left| M_2^{R} \right|.$$

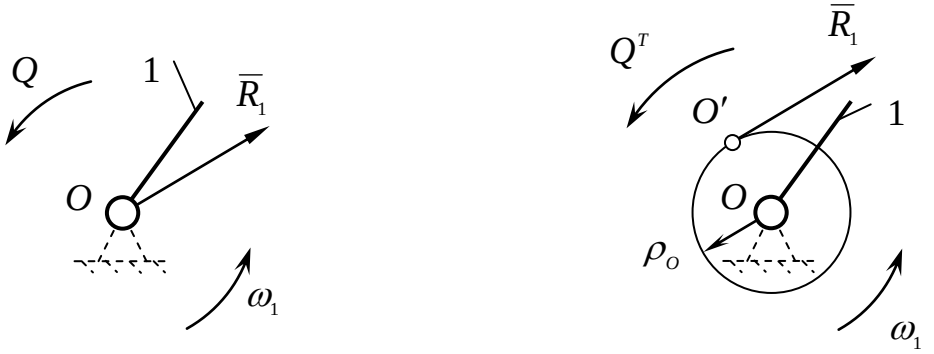
Можно представить суммарную реакцию в неидеальной ВКП как касательную к окружности радиуса ρ_A (рис. 2, *б*).

По аналогии с заменяющим механизмом, в котором звенья совершают те же движения, что и в исходном в данный момент времени, можно ввести термин «заменяющая идеальная кинематическая пара» (ЗИКП). В этой идеальной кинематической паре будут возникать те же реакции, что и в исходной КП с учётом сил трения. Очевидно,что в нашем случае ось ЗИКП находится в $(\cdot)\ A'$ (рис. 2, *б*), так как суммарная реакция $\overline{R}_2$ должна проходить через ось относительного вращения ИКП. Множество таких ЗИКП находится внутри круга трения при отсутствии относительного движения звеньев $(\omega_{21} = 0)$ или на окружности радиуса ρ_A при $\omega_{21} \neq 0$.

Однозвенная одноподвижная структурная группа

Рассмотрим структурную группу, состоящую из кривошипа 1, присоединенного к стойке активной ВКП. В идеальной ВКП по аналогии с (1) возникает реакция со стороны стойки на кривошип и движущий момент (рис. 3, *а*):

$$\overline{R}_1 = -\overline{P}_1,\ Q = -M_1,$$



а) *б)*

Рис. 3. Кривошип (Q – движущий момент) *а*) идеальная ВКП, *б*) определение заменяющей идеальной ВКП при учёте трения

где $\overline{P}_1, M_1$ – суммарные сила и момент (исключая движущий) относительно (·) *O*, действующие на кривошип.

При учёте сил трения в данной структурной группе (рис. 3, *б*) изменится только движущий момент на величину момента сил трения (2):

$$Q^T = Q - M_1^R = Q + \varepsilon^V \rho_O R_1 .$$

При $\omega_1 \neq 0$ центр ЗИКП будет находиться в (·) O'. В статике $(\omega_1 = 0)$ он расположен на линии OO' внутри круга трения.

В такой модели эффекта самоторможения нет.

Заменим движущий момент *Q* на движущую силу $\overline{P}$,которая действует на кривошип на расстоянии *h* (рис. 4). Введём систему координат, направив ось *x* по направлению положительной силы $\overline{P}$. Обозначим через α угол между осью *x* и реакцией $\overline{R}_1$ в идеальной ВКП. Определим добавку к движущей силе $\Delta\overline{P}$ и реакцию $\overline{R}_1^T$ во ВКП с учётом сил трения:

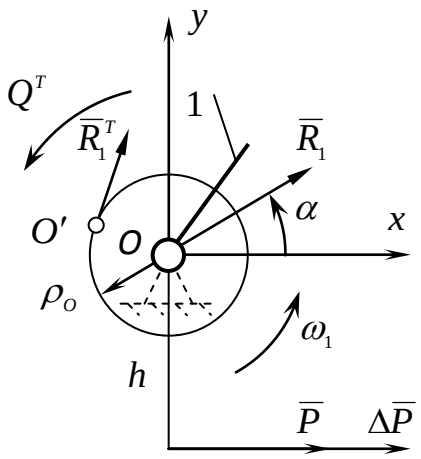


Рис. 4. Кривошип (*Q* – движущая сила), определение заменяющей идеальной ВКП при учёте трения

$$\begin{cases} \overline{R}_1^T = \overline{R}_1 - \Delta\overline{P} \\ h \cdot \Delta P = \varepsilon^V \rho_O R_1^T \end{cases},$$

где $R_1^T = \left|\overline{R}_1^T\right|, \Delta P = \varepsilon^V \left|\Delta\overline{P}\right|$.

Отметим, что $sign(\Delta P) = \varepsilon^V$, то есть $\Delta P > 0$ при $\omega_1 > 0$ и $\Delta P < 0$ при $\omega_1 < 0$. В проекциях на оси получаем следующую систему уравнений:

$$\begin{cases} R_{1X}^T = R_1 \cos\alpha - \Delta P \\ R_{1Y}^T = R_1 \sin\alpha \\ h \cdot \Delta P = \varepsilon^V \rho_O R_1^T \end{cases}. \qquad (3)$$

Возведём в квадрат третье уравнение системы (3) и подставим в него R_1^T из первых двух уравнений:

$$(h \cdot \Delta P)^2 = \rho_O^2 \left(R_1^2 + \Delta P^2 - 2R_1 \cdot \Delta P \cdot \cos\alpha\right).$$

Обозначим $\mu = \Delta P / R_1$, $\lambda = h / \rho_O$, получаем уравнение для определения μ:

$$\mu^2 \left(\lambda^2 - 1\right) + 2\mu\cos\alpha - 1 = 0. \qquad (4)$$

Корни уравнения

$$\mu_{1,2} = \frac{-\cos\alpha \pm \sqrt{\cos^2\alpha + \lambda^2 - 1}}{\lambda^2 - 1} = \frac{-\cos\alpha \pm \sqrt{\lambda^2 - \sin^2\alpha}}{\lambda^2 - 1}.$$

Пусть $\varepsilon^V = 1$ (вращение кривошипа против часовой стрелки).

В этом случае $\Delta P > 0, \mu > 0$. Определим решение уравнения (4) для различных величин λ.

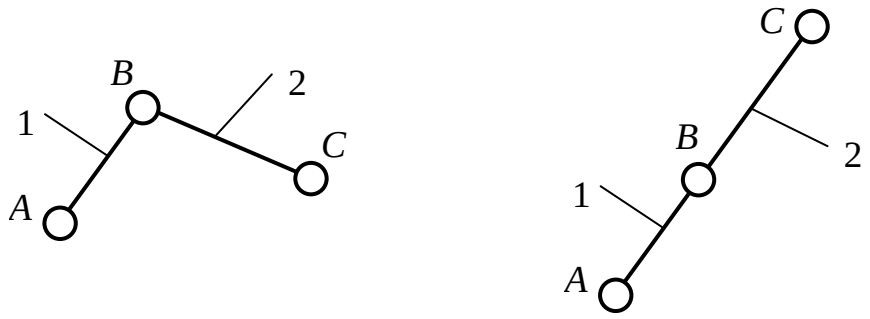
1. $\lambda > 1$, получаем единственное положительное решение
$$\mu = \frac{-\cos\alpha + \sqrt{\lambda^2 - \sin^2\alpha}}{\lambda^2 - 1} > 0.$$
2. $\lambda < |\sin\alpha|$, возникает режим самоторможения , так как нет действительных решений.
3. $|\sin\alpha| \le \lambda < 1$, действительные корни $\mu_{1,2}$ имеют один знак, поэтому возможен как режим самоторможения $(\mu_{1,2} < 0)$, так и режим оттормаживания $(\mu_{1,2} > 0)$.

Основной вывод заключается в том, что режимы оттормаживания и самоторможения возможны только при $\lambda \le 1$, то есть когда линия действия движущей силы пересекает круг трения.

Рассмотрим теперь группу Ассура с тремя вращательными кинематическими парами.

Группа Ассура ВВВ

Для диады ВВВ (рис. 5, *а*) в случае идеальных кинематических пар реакции в шарнирах A, B, C могут стремиться к бесконечности при



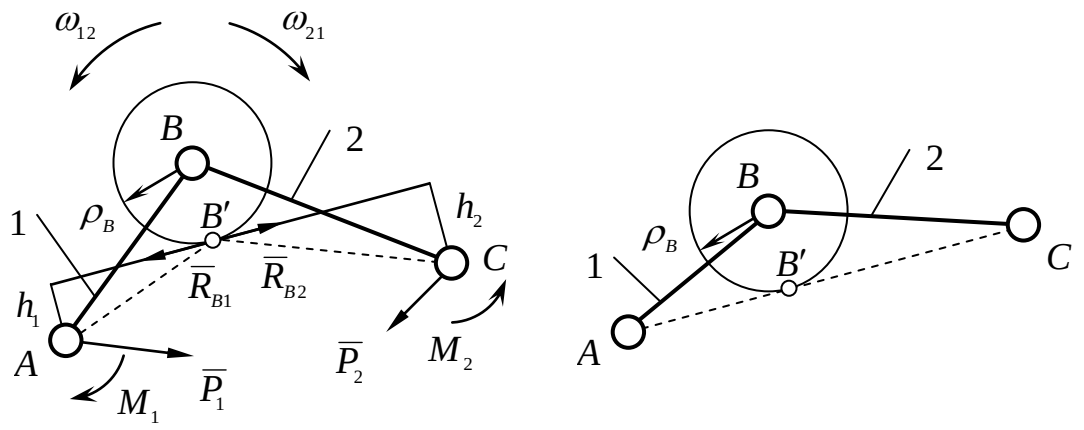
а) *б)*

Рис. 5. Группа Асура ВВВ *а) текущее положение, б) особое положение*

подходе к особому положению (рис. 5, *б*), когда три шарнира находятся на одной линии. Учтём силы трения в центральном шарнире *B*. Определим, в каком положении группы может возникнуть режим самоторможения.

Пусть на звенья действуют суммарные силы $\overline{P}_1, \overline{P}_2$ и моменты M_1, M_2 относительно точек A и C соответственно. Пусть для определённости $M_1 < 0$, $M_2 > 0$. Угловая скорость первого звена относительно второго

$\omega_{12} > 0$. В этом случае (как показано на рис 6, *а*) реакция во внутреннем шарнире В, действующая на 1 звено $\left(\overline{R}_{B1}\right)$ создаёт положительный момент



а) *б)*

Рис. 6. Учёт трения в шарнире *B* группы *BBB* *а) текущее положение, б) режим самоторможения*

относительно (·) *A* и отрицательный относительно (·) *B*. Реакция $\overline{R}_{B2} = -\overline{R}_{B1}$, действующая на второе звено, создаёт отрицательный момент относительно (·) *C* и положительный относительно (·) *B*. Линия действия реакции в шарнире *B* должна быть касательной к окружности радиуса ρ_B и расстояния от точек *A* и *C* до этой линии обратно пропорциональны моментам $|M_1|$ и $|M_2|$:

$$\frac{h_1}{h_2} = \frac{|M_2|}{|M_1|}.$$

Величину внутренней реакции определяем из выражения:

$$R_{B1} = R_{B2} = \frac{|M_1|}{h_1} = \frac{|M_2|}{h_2}.$$

Точка B' соответствует заменяющей ИКП. Это означает, что при рассмотрении диады $AB'C$ с идеальными кинематическими парами мы получим те же реакции в шарнирах, что и в исходной диаде с учётом трения. При изменении моментов M_1, M_2 и знака относительной угловой скорости ω_{12} мы имеем множество заменяющих ИКП, лежащих на окружности радиуса ρ_B. Очевидно, если ни одна из диад с заменяющими ИКП не находится в особом положении, реакции в шарнирах *A,B* и *C* будут конечны. На рис. 6,*б* показано положение, при котором заменяющая ИКП располагается на линии *AC*, поэтому может наступить режим самоторможения.

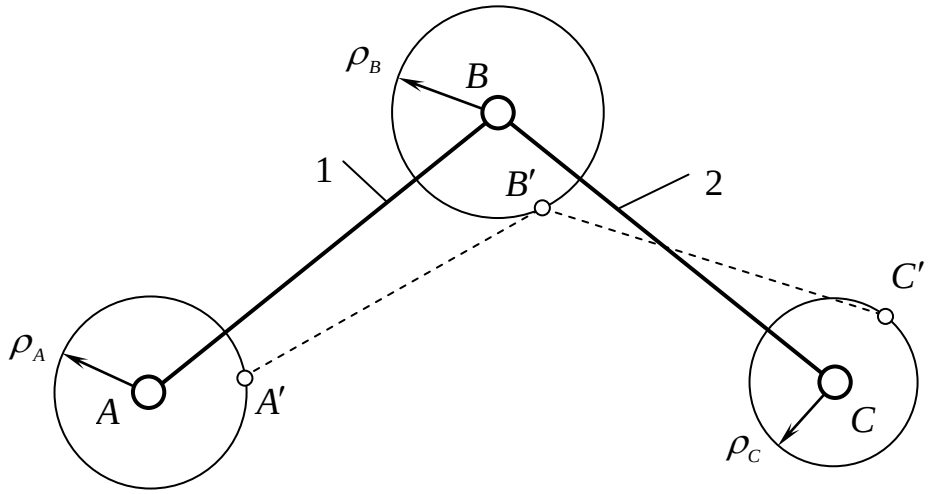


Рис. 7. Определение заменяющих ИКП для диады *BBB*

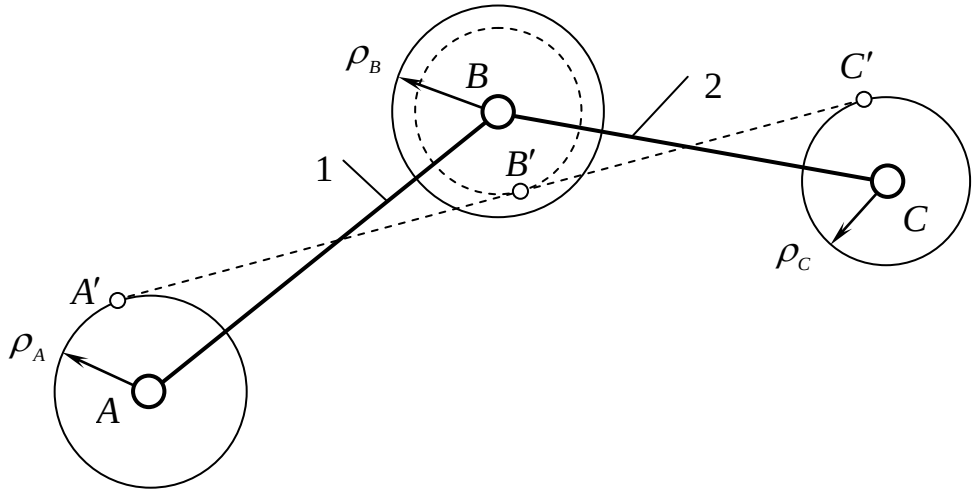


Рис. 8. Режим самоторможения диады *BBB*

Аналогичные выводы можно получить, рассматривая трение во всех ВКП (рис. 7). Если среди множества диад с заменяющими ИКП $A'B'C'$, центры которых лежат на окружностях радиусов ρ_A, ρ_B, ρ_C, нельзя найти ни одну диаду в особом положении, режим самоторможения не может на ступить. В том случае, если существуют заменяющие ИКП $A'B'C'$, расположенные на одной линии на окружностях кругов трения или внутри них, при определённых значениях относительных угловых скоростей в шарнирах и нагрузках на звенья, может произойти эффект самоторможения (рис. 8).

Вывод

На основании изложенного можно сделать вывод о том, что для определения наличия или отсутствия режима самоторможения в

структурных группах достаточно определить области, в которых могут располагаться заменяющие ИКП.

Если среди множества структурных групп с заменяющими ИКП найдётся хоть одна в особом положении, возможен режим самоторможения, при котором реакции, возникающие в шарнирах, не обеспечат заданного движения звеньев.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

[1] Коловский М.З. Об одном критерии качества положений многоподвижных рычажных механизмов // Проблемы машиностроения и надежности машин. 1997, № 2.

[2] Коловский М.З., Петров Г.Н., Слоущ А.В. Об управлении движением замкнутых рычажных механизмов с несколькими степенями свободы // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2000, № 4.

[3] А.Н. Евграфов, Г.Н. Петров. Геометрический и кинетостатический анализ плоских рычажных механизмов второго класса // Теория механизмов и машин. – 2003. – № 2. – С. 50-63.

[4] Г.Н.Петров. Компьютерное моделирование механических систем в среде «ModelVision» // Теория механизмов и машин. – 2004. – № 1. – Том 2. – С. 75-79.

[5] И.О. Хлебосолов. Графические методы расчета механизмов с использованием ЭВМ // Теория механизмов и машин. – 2004. – № 2. – Том 2. – С. 40-44.

[6] А.Н. Евграфов, Г.Н. Петров. Компьютерная анимация кинематических схем в программах Excel и Mathcad // Теория механизмов и машин. – 2008. – № 1. – Том 6. – С. 71-80.

[7] К. А. Зиборов, И. Н. Мацюк, Э. М. Шляхов. Силовой анализ механизмов с помощью программы Mathcad // Теория механизмов и машин. – 2010. – № 1. – Том 8. – С. 83-88.

[8] В. П. Верховод. Использование программы Mathcad при синтезе передаточных рычажных механизмов // Теория механизмов и машин. – 2011. – № 1. – Том 9. – С. 69-76.

[9] Евграфов А.Н. Теория механизмов и машин: учеб. пособие / А.Н. Евграфов, М.З. Коловский, Г.Н.Петров. – 3-е изд. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2015. – 248 с.

[10] Пейсах Э.Е. Система проектирования плоских рычажных механизмов / Э.Е.Пейсах, В.А.Нестеров. – М.: Машиностроение, 1988.- 232 с.

[11] А.Н. Евграфов. Об угле давления как о критерии качества передачи сил // Машиноведение. Сборник научных трудов. – СПб.: Изд-во СПбГТУ, 1997. С .84-90.

[12] Диментберг Ф.М. Теория пространственных шарнирных механизмов. – М.: Наука, 1982. – 336 с.
[13] Зиновьев В.А. Пространственные механизмы с низшими парами. – М.: Гостехиздат, 1952. – 432 с.
[14] Мудров П.Г. Пространственные механизмы с вращательными парами. – Казань: Изд-во Казанского ун-та, 1976. – 264 с.
[15] Петров Г.Н. Алгоритм кинетостатического расчета на ЭВМ замкнутых рычажных механизмов // Проблемы машиностроения и надежности машин. 1993. № 3.
[16] Петров Г. Н. Компьютерное моделирование механических систем в среде «Model Vision» // Теория механизмов и машин. – 2004. – №1(3). – Т. 2. – С. 75–79.
[17] Хростицкий А.А., Евграфов А.Н., Терешин В.А. Геометрия и кинематика пространственного шестизвенника с избыточными связями // Научно-технические ведомости СПбГТУ. – СПб.: Изд-во СПбГТУ, 2011. – №2(123). – С. 170–176.
[18] Овакимов А.Г. Анализ пассивной связи пространственного шестизвенного механизма с вращательными парами. // Известия вузов СССР. Машиностроение. – М.: Изд-во МВТУ им. Н.Э. Баумана, 1970. – №2. – С. 58–61.
[19] Uicker J.J. Velocity and Acceleration Analysis of Spatial Mechanisms Using 4x4 Matrices. – Northwestern Univers., the Technolog. Inst. Evanston, Illinois, 1963.
[20] Kolovsky M.Z., Evgrafov A.N., Semenov Yu.A., Slousch A.V. Advanced Theory of Mechanisms and Machines. Springer-Verlag. Berlin Heidelberg New York, 2000. 394 p.
[21] Петров Г.Н. Алгоритм кинетостатического расчета на ЭВМ замкнутых рычажных механизмов // Проблемы машиностроения и надежности машин. 1993. № 3.

A.N.Evgrafov, G.N.Petrov

THE EFFECT OF SELF-BRAKING OF LINKAGE MECHANISMS

Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, Russia

Abstract

When approaching structural groups of linkage mechanisms to special positions due to frictional forces, self-braking can occur. The example of structural groups with rotational kinematic pairs shows conditions that ensure the absence of such undesirable effects. The notion of a structural group with

replacement ideal kinematic pairs is introduced. The occurrence of such a group under conditions when it comes to the state of self-braking.

Key words: structural group, Assur group, mechanism, self-braking, deceleration, replacing the ideal kinematic pair, friction.

REFERENCES

[1] M.Z. Kolovsky. On a Criterion of the Quality of the Positions of Multistage Link Mechanisms // Problems of Machine Building and Machine Reliability. 1997, No. 2. (rus.)
[2] Kolovsky M.Z., Petrov GN, Sloush A.V. On the control of the motion of closed lever mechanisms with several degrees of freedom // Problems of mechanical engineering and reliability of machines. 2000, No. 4. (rus.)
[3] A.N. Evgrafov, G.N. Petrov. Geometric and kinetostatic analysis of plane lever mechanisms of the second class // Theory of mechanisms and machines. - 2003. - No. 2. - P. 50-63. (rus.)
[4] G. N. Petrov. Computer modeling of mechanical systems in the "ModelVision" environment // Theory of mechanisms and machines. - 2004. - No. 1. - Volume 2. - P. 75-79. (rus.)
[5] I.O. Khlebosolov. Graphic methods for calculating mechanisms using computers, Theory of Mechanisms and Machines. - 2004. - No. 2. - Volume 2. - P. 40-44. (rus.)
[6] A.N. Evgrafov, G.N. Petrov. Computer animation of kinematic schemes in Excel and Mathcad programs // Theory of mechanisms and machines. - 2008. - No. 1. - Volume 6. - P. 71-80. (rus.)
[7] K. A. Ziborov, I. N. Matsyuk, E. M. Shlyakhov. Power analysis of mechanisms with the help of the Mathcad program // Theory of mechanisms and machines. - 2010. - No. 1. - Volume 8. - P. 83-88. (rus.)
[8] VP Verkhovod. Using the program Mathcad in the synthesis of transmission linkage mechanisms / / Theory of mechanisms and machines. - 2011. - No. 1. - Volume 9. - P. 69-76. (rus.)
[9] Evgrafov A.N., Kolovsky M.Z., Petrov G.N. Theory of Mechanisms and Machines. Textbook. St-Petersburg, Publishing House of the Polytechnic University, 2015. 248 p. (rus.)
[10] Peisah E.E. System for the design of flat lever mechanisms / EE Peisakh, VA Nesterov. - Moscow: Mechanical Engineering, 1988.- 232 p. (rus.)
[11] A.Evgrafov. On the pressure angle as a criterion of the quality of the transfer of forces // Mashinovedenie. Collection of scientific papers.- SPb .: Publishing house SPbSTU, 1997. Pp.84-90.(rus.)
[12] Dimentberg F.M. The theory of spatial hinged mechanisms. - Moscow: Nauka, 1982. - 336 p. (rus.)

[13] Zinoviev VA Spatial mechanisms with lower pairs. - Moscow: Gostekhizdat, 1952. - 432 p. (rus.)
[14] Mudrov P.G. Spatial mechanisms with rotational pairs. - Kazan: Publishing house of the Kazan University, 1976. - 264 p. (rus.)
[15] Petrov G.N. Algorithm of kinetostatic calculation on a computer of closed lever mechanisms // Problems of machine building and reliability of machines. 1993. № 3. (rus.)
[16] Petrov GN Computer modeling of mechanical systems in the "Model Vision" environment // Theory of mechanisms and machines. - 2004. - №1 (3). - T. 2. - P. 75-79(rus.)
[17] Khrostitsky AA, Evgrafov AN, Tereshin VA Geometry and kinematics of a spatial six-link with redundant links // Scientific and technical statements of SPbSTU. - St. Petersburg: Publishing house SPbSTU, 2011. - №2 (123). - P. 170-176. (rus.)
[18] Ovakimov A.G. Analysis of the passive coupling of the spatial six-link mechanism with rotational pairs. // News of Higher Educational Institutions of the USSR. Mechanical engineering. - Moscow: Publishing House of the Moscow Technical University. N.E. Bauman, 1970. - № 2. P. 58-61. (rus.)
[19] Uicker J.J. Velocity and Acceleration Analysis of Spatial Mechanisms Using 4x4 Matrices. – Northwestern Univers., the Technolog. Inst. Evanston, Illinois, 1963.
[20] Kolovsky M.Z., Evgrafov A.N., Semenov Yu.A., Slousch A.V. Advanced Theory of Mechanisms and Machines. Springer-Verlag. Berlin Heidelberg New York, 2000. 394 p.

ISSN 2223-0807
Современное машиностроение: Наука и образование :
материалы 7-й международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н.Евграфова и А.А. Поповича.- СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2018.

DOI 10.1872/MMF-2018-11
УДК 621.01

А.Н. Евграфов[1], В.А. Терешин[2]

О ВОЗМОЖНОСТЯХ УПРАВЛЕНИЯ МАЯТНИКОВЫМ ТРАНСПОРТЕРОМ

[1]Александр Николаевич Евграфов,
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812)297-48-45, E-mail: alexevgrafov@mail.ru.

[2]Валерий Алексеевич Терешин
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812)297-48-45, E-mail: terva@mail.ru

Аннотация

Существует широкий класс машин, в которых движение по одной части обобщенных координат определяется управляющим воздействием, а по другой части движение является свободным, неуправляемым и обуславливается силами трения, сопротивления среды, тяжести, случайными возмущениями и прочими воздействиями, не являющимися управляющими. К таким машинам относятся статически неустойчивые шагающие аппараты, в которых близость движения к заданному закону обеспечивается правильным местом постановки ноги в нужный момент времени [5], телескопы орбитального базирования при ориентации оптической оси на исследуемый объект [6, 8], ракеты и торпеды при выведении их на цель [9], строительные краны при решении задачи гашения раскачивания груза на тросах, известная задача об управлении тележкой с перевернутым маятником для обеспечения устойчивости вертикального положения. Все перечисленные примеры носят название «управление по части переменных» [7, 10]. Данная работа посвящена исследованию возможностей контурного управления нелинейной

динамической системой по части переменных при условии полной наблюдаемости всех параметров. В качестве целевой функции принята требуемая траектория движения контрольной точки объекта управления.

Ключевые слова: маятниковый транспортер, гикая связь, программное управление, динамические ошибки

Введение

В работе исследуется возможность управления движением плоского маятника на гибкой связи посредством изменения его длины. Управление системой, обладающей двумя степенями свободы, по одному параметру является иллюстрацией возможностей управления многомерными системами по части переменных [2]. Для обеспечения движения груза около заданной траектории применяется обратная связь по углу отклонения от вертикали и длине маятника [5]. Показано, что при движении груза по наклонной прямой его проекция на горизонтальную ось изменяется по гармоническому закону. Эта особенность позволила сформировать программное управление, уменьшившее сигнал управления по обратной связи. Решение задачи позиционирования в требуемой точке возможно соответствующим выбором траектории. Однако, в данной работе исследуется движение между двумя точками по прямой линии, поэтому, остановка в нужном месте может быть обеспечена только правильным выбором начальных условий [1].

Постановка задачи

Рассмотрим маятниковый транспортный механизм с гибкой связью, показанный на рисунке 1. Механизм состоит из привода, закрепленного на высоте *h*, управляющего длиной маятника *l* с массой *m* на конце. Для исследования возможностей управления маятником по одной координате *l* сформируем динамическую модель механизма. Для этого запишем соответствующие уравнения его функциональных частей.

Для описания процессов в двигателе воспользуемся линейной динамической характеристикой [4]

$$\tau \dot{M}_m + M_m = -s\dot{\varphi} + ru, \qquad (1)$$

где τ – собственная постоянная времени двигателя;
$\cdot = d/dt$ – оператор дифференцирования по времени;
Mm – движущий момент;
s – крутизна механической характеристики двигателя;
φ - угол поворота двигателя;
r – коэффициент пропорциональности;
u – электрическое напряжение на входе двигателя.

Запишем (1) в эквивалентной форме, приведенной к переменной длине маятника l. Умножим (1) на передаточное отношение привода $i = \partial\varphi / \partial l = const$ и обозначим $iM_m = F_m,\ i^2 s = s_{eq},\ ir = r_{eq}$ приведенные движущую силу, крутизну и коэффициент пропорциональности. Тогда динамическая характеристика двигателя примет следующий вид

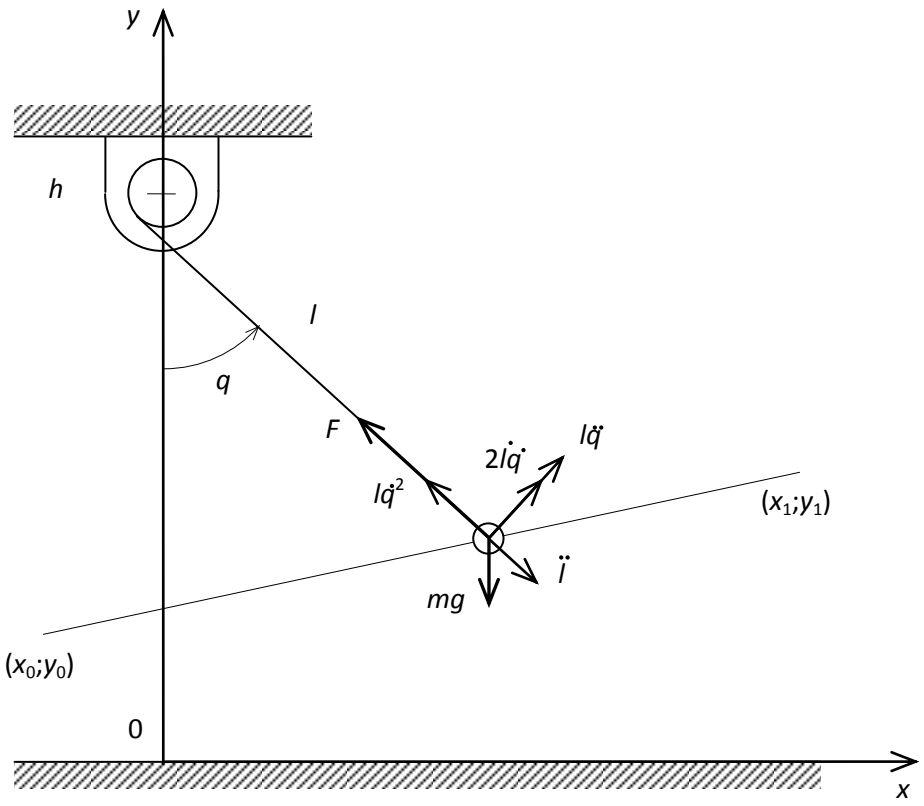


Рис. 1. Маятниковый транспортный механизм

$$\tau \dot{F}_m + F_m = -s_{eq}\dot{l} + r_{eq}u. \qquad (2)$$

Сформируем управляющее воздействие $u = u_b$ на основе следящего привода с идеальным ПД – регулятором в цепи отрицательной обратной связи по отклонению длины l от требуемого значения $l_p(q)$

$$u_b = -\left(k_p\psi + k_d\dot{\psi}\right), \qquad (3)$$

где q – угол между линией троса и вертикальным направлением; k_p è k_d - коэффициенты усиления по координате и скорости;

$$\psi = l - l_p(q). \tag{4}$$

Отклонение ψ определяется по измерениям l и q. Функция $l_p=l_p(q)$ является уравнением требуемой траектории переносимого груза в полярных координатах. Получим это уравнение для прямой линии, показанной на рисунке 1. Эта прямая может быть записана в декартовых координатах в виде

$$y = bx + a, \tag{5}$$

где $b = \dfrac{y_1 - y_0}{x_1 - x_0}$, $a = \dfrac{y_0 x_1 - y_1 x_0}{x_1 - x_0}$.

Пренебрежем радиусом барабана с тросом по сравнению с длиной маятника. Тогда

$$\begin{cases} x = l\sin q \\ h - y = l\cos q \end{cases}. \tag{6}$$

После подстановки (6) в (5) получим

$$l\sin q = \frac{h - l\cos q - a}{b}.$$

Следовательно,

$$l_p(q) = \frac{h - a}{\cos q + b\sin q}. \tag{7}$$

Уравнения движения механической части представим отдельно в виде уравнений привода и маятника. Уравнение привода:

$$J_d \ddot{\varphi} = M_m + \frac{F}{i}, \tag{8}$$

где J_d = *const* – момент инерции привода, приведенный к углу поворота ротора двигателя φ; F – сила натяжения троса. Умножим (8) на i с заменой φ на il.

$$iJ_d i\ddot{l} = iM_m + F. \tag{8}$$

В окончательной форме уравнение движения привода принимает следующий вид:

$$m_{eq}\ddot{l} = F_m + F, \tag{9}$$

где $m_{eq} = i^2 J_d$, $F_m = iM_m$ – масса привода и движущая сила, приведенные к длине маятника, соответственно.

Уравнения движения маятника запишем для произвольных $l(t)$ и $q(t)$. Груз m примем за точечную массу, массой троса пренебрежем. Из рисунка 1 видно, что

$$\begin{cases} m\left(2\dot{l}\dot{q} + l\ddot{q}\right) = -mg\sin q \\ m\left(\ddot{l} - l\dot{q}^2\right) = -F + mg\cos q \end{cases}$$

или

$$\begin{cases} \ddot{q} = -\dfrac{1}{l}\left(g\sin q + 2\dot{l}\dot{q}\right) \\ \ddot{l} = -\dfrac{F}{m} + g\cos q + l\dot{q}^2 \end{cases}. \qquad (10)$$

Дополнив (10) уравнениями (9), (2), (3), (4) и (7), получим систему семи уравнений движения маятникового транспортного механизма с гибкой связью. Эта система позволяет получить функции $l_p(t)$, $l(t)$, $q(t)$, $F(t)$, $F_m(t)$, $u_b(t)$ и $\psi(t)$ при известных начальных условиях.

Пример

Рассмотрим в качестве примера маятниковый транспортер с точкой подвеса (0 м; h = 5 м) с управляемым электроприводом, содержащим широко регулируемый электродвигатель производства России постоянного тока независимого возбуждения 2ПН112М и редуктор с барабаном. Передаточное отношение i = 160 м-1. Данный электродвигатель имеет следующие параметры [3]: номинальное электрическое напряжение 220 В, мощность 1,5 кВт, τ = 0,011 с, s = 0.036 Нмс, r = 0.069 НмВ, J_d = 0.015 кгм^2. Зададим точку старта (x_0 = -2 м; y_0 = 0,2 м) и точку приземления (x_1 = 2,5 м; y_1 = 2 м). Пусть начальная скорость равна нулю. На рисунке 2 показаны результаты математического моделирования работы системы управления транспортера с тремя различными грузами 50, 100 и 150 кг. Все величины представлены в системе СИ. Выбор коэффициентов обратной связи kp и kd осуществлялся из условия ограниченности максимального управляющего напряжения величиной около 260 V, что вполне допустимо при кратковременных перегрузках. В таблице 1 приведены используемые в расчетах численные значения коэффициентов обратной связи при различных массах грузов. Такой выбор коэффициентов обеспечил минимум интегральной характеристики динамической ошибки при нормальной работе привода.

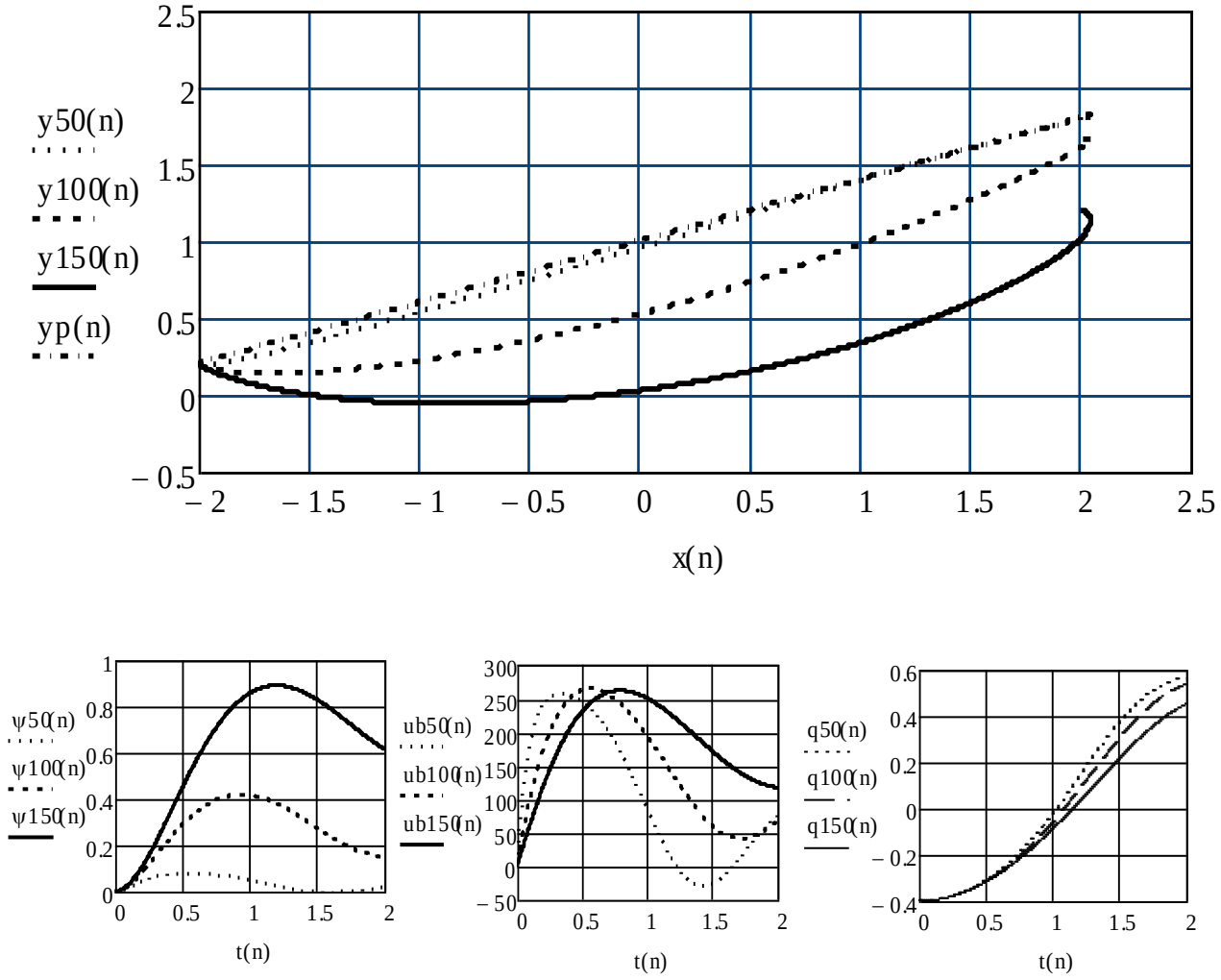


Рис. 2. Траектории движения грузов, динамические ошибки, управляющие напряжения и угол наклона маятника при нулевых начальных условиях

Таблица 1

m, кг	50	100	150
k_p, В/м	3000	500	250
k_d, Вс/м	500	200	100

Сигнал обратной связи u_b может быть уменьшен при добавлении к u_b программного управления. Закон программного управления $u_p(t)$ как функцию времени можно получить, если заранее иметь более или менее достоверную информацию о движении массы вдоль требуемой траектории. Для этого воспользуемся идеальной кинематической характеристикой двигателя

$$-s\dot{\varphi}_p + ru_p = 0 \tag{11}$$

или в приведенном виде (2)

$$-s_{eq}\dot{l}_p + r_{eq}u_p = 0. \tag{12}$$

Найдем функцию $l_p(t)$, соответствующую требуемому движению по прямой линии (5). Запишем уравнения движения маятника в декартовой системе координат

$$\begin{cases} m\ddot{x} = -F\sin q \\ m\ddot{y} = F\cos q - mg \end{cases}. \tag{13}$$

Из первого уравнения (13) выразим F и подставим во второе.

$$\ddot{y} = -\frac{\cos q}{\sin q}\ddot{x} - g. \tag{14}$$

Так как $\dot{y} = y'\dot{x},\ \ddot{y} = y''\dot{x}^2 + y'\ddot{x}$ è $\frac{\cos q}{\sin q} = \frac{h-y}{x}$ (см. (6)), то из (14) следует, что $y''\dot{x}^2 + y'\ddot{x} = -\frac{h-y}{x}\ddot{x} - g$ или

$$(y'x + h - y)\ddot{x} + \left(g + y''\dot{x}^2\right)x = 0 \tag{15}$$

Уравнение (15) определяет закон движения маятника $x(t)$ по произвольной траектории $y(x)$ обеспечиваемой переменной длиной. При движении по прямой (5) $y' = b,\ y'' = 0$. Тогда (15) примет следующий вид:

$$(bx + h - bx - a)\ddot{x} + (g + 0)x = 0$$

или

$$\ddot{x} + k^2 x = 0, \tag{16}$$

где $k = \sqrt{\frac{g}{h-a}}$ – частота больших свободных колебаний. Заметим, что из (13)

$$F = -\frac{m\ddot{x}}{\sin q},$$

и с учетом (16) и (6)

$$F = mk^2 l. \tag{17}$$

Уравнение (16) имеет простое решение. Именно его примем за искомое программное движение

$$x_p(t) = x_0 \cos kt + \frac{\dot{x}_0}{k} \sin kt. \tag{18}$$

Из рисунка 1 видно, что

$$l^2 = x^2 + (h - y)^2. \tag{19}$$

Следовательно,

$$\dot{l} = \frac{x\dot{x} - (h - y)\dot{y}}{l}$$

или

$$\dot{l}_p(t) = \frac{(1 + b^2)x_p(t) - b(h - a)}{\sqrt{(1 + b^2)x_p^2(t) - 2b(h - a)x_p(t) + (h - a)^2}} \dot{x}_p(t) \tag{20}$$

Таким образом, закон программного управления может быть получен после подстановки (18) в (20) и далее в (12):

$$u_p(t) = \frac{s_{eq}}{r_{eq}} \dot{l}_p(t). \tag{21}$$

В системе уравнений движения (10), (9), (2), (3), (4), (7) надо положить $u = u_p(t) + u_b$. Добавление к следящему приводу программного управления эффективно при сравнительно быстрых процессах, когда существенным является неидеальность передаточной функции цепи обратной связи, ее время запаздывания и прочее. При медленных процессах добавление программного управления, как правило, не уменьшает динамические ошибки и лишь усложняет систему.

Все вышесказанное было посвящено исследованию возможности управления по одной координате механизмом с двумя степенями свободы для обеспечения близости его движения к заданной траектории. Конечно, здесь не может идти речи об управлении движением вдоль траектории, однако, можно попытаться кроме слежения за траекторией решить задачу позиционирования путем обеспечения требуемых начальных условий. Для решения задачи позиционирования необходимо уметь останавливать груз в выбранной точке $(x_1;y_1)$. В данной постановке задачи этого можно добиться только соответствующим заданием начальной скорости $(\dot{x}_0; \dot{y}_0)$ в точке старта $(x_0;y_0)$. Из (18) следует, что

$$x_1^2 + \frac{\dot{x}_1^2}{k^2} = x_0^2 + \frac{\dot{x}_0^2}{k^2}. \tag{22}$$

Положив $\dot{x}_1 = 0,$ получим

$$\dot{x}_0 = k\sqrt{x_1^2 - x_0^2}. \qquad (23)$$

Стартовые значения l_0 *и* $\dot{l}_0$ могут быть определены из (19) и (20). Вертикальная составляющая скорости $\dot{y}_1$ в момент приземления остается неконтролируемой. Рассмотрим механизм, движение которого представлено на рисунке 1. Проиллюстрируем возможности управления им при правильном выборе начальных условий. Для обеспечения минимального отклонения груза от требуемой траектории пуск будем осуществлять с наклонной площадки, направленной по заданной прямой линии (5). Начальную скорость выберем из условия (23) почти полной остановки в точке приземления. Результаты математического моделирования представлены на рисунке 3. В таблице 2 приведены коэффициенты обратных связей, обеспечивающие минимальные динамические ошибки при ограничении подаваемого на двигатель управляющего напряжения.

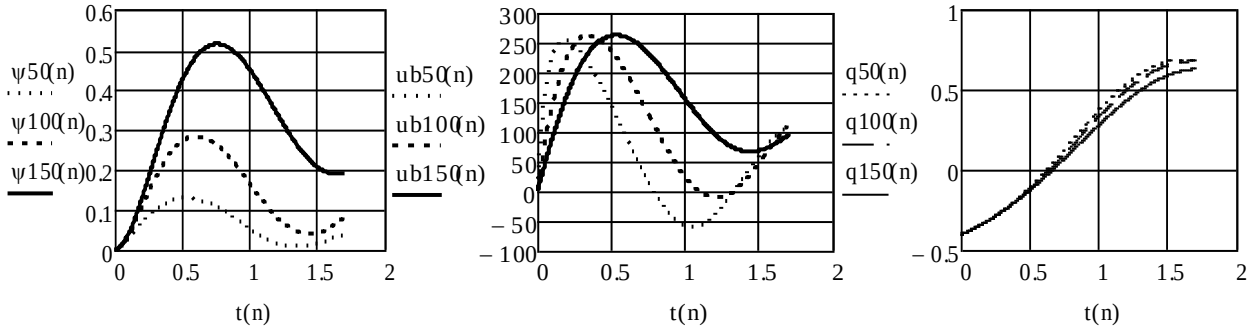


Рис. 3. Траектории движения грузов, динамические ошибки, управляющие напряжения и угол наклона маятника при начальных условиях, соответствующих движению по требуемой прямой линии

Таблица 2

m, кг	50	100	150
k_p, В/м	1000	700	450
k_d, Вс/м	500	200	100

На рисунке 4 показана сила натяжения троса при вышеуказанных начальных условиях, полученная из решения системы семи уравнений динамики маятника. Кроме этого на рисунке 4 показана сила натяжения троса в случае точного движения по прямой.

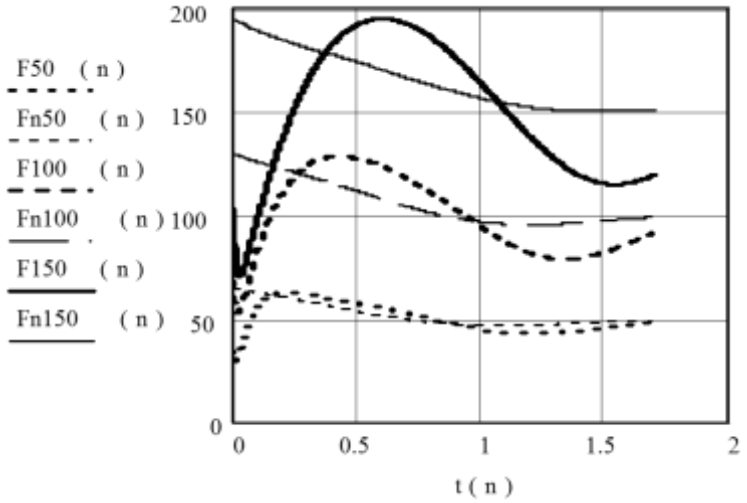


Рис. 4. Сила натяжения троса *F*(кГ) при различных грузах, определенная на основании уравнений динамики и Fn(кГ) при точном движении по прямой (тонкие линии)

Вывод

Результаты исследований показали, что маятниковый транспортер может быть реализован на основе сравнительно недорогих комплектующих элементов и системы управления. Приведенная в данной статье методика позволяет достаточно точно выполнять расчеты траектории груза, силы натяжения троса и прочего, что дает возможность определять наилучшие значения основных параметров механизма.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

[1] *Tereshin, V., Borina, A.* Control of biped walking robot using equations of the inverted pendulum. Lecture Notes in Mechanical Engineering. Volume 22, 2015, Pp. 23-31

[2] *Воротников В.И., Румянцев В.В*. Устойчивость и управление по части координат фазового вектора динамических систем: теория, методы и приложения. – М.: Научный мир, 2001. – 320 с.

[3] *Evgrafov, A.N., Petrov, G.N.* Drive selection of multidirectional mechanism with excess inputs. Lecture Notes in Mechanical Engineering. 2016, Pp. 31-37.

[4] *Evgrafov, A.N., Karazin, V.I., Kozlikin, D.P., Khlebosolov, I.O.* Centrifuges for variable accelerations generation. International Review of Mechanical Engineering. Volume 11, Issue 5, 2017, Pp. 280-285

[5] *Borina A., Tereshin V.* Stability of Walking Algorithms. Springer International Publishing. Switzerland 2017, p.: 19-25 A.Evgrafov (ed.), Advances in Mechanical Engineering, Lecture Notes in Mechanical Engineering, DOI 10.1007/978-3-319-53363-6_3
[6] *Corless M., Leitmann G.* Exponential convergence for uncertain systems with component-wise bounded controllers // Engineering and Automation. 1995. №3 – 4. P. 14 – 28
[7] *Hatvani L.* On the stability of the solutions of ordinary differential equations with mechanical applications // Alkalmaz. Mat. Lapok. 1991. Vol.15. №1/2. P. 1 – 90
[8] *Krstic M., Kanellakopoulos I., Kokotovic P.V.* Nonlinear and Adaptive Control Desing. N.Y.: John Wiley and Sons. 1995. 563p.
[9] *Nijmeijer H., Blekhman I.I., Fradkov A.L., Pogromsky A.Yu.* Self-synchronization and controlled synchronization // System & Control Letters. 1997. Vol.31. №4 – 5. P. 299 – 305.
[10] *Peng S.T., Chen C.K.* Estimation of the partial stability region of a class of robust controllers with input constraint // J. of the Franklin Institute. 1998. Vol.335. №7. P. 1271 – 1281

A.N. Evgrafov, V.A. Tereshin

WAYS OF CONTROLLING PENDULUM CONVEYOR

Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, Russia

Abstract

There is a wide class of machines in which the motion of one part in the generalized coordinates is determined by the control action, and the motion of the other part is free, uncontrollable, and is caused by frictional forces, medium resistance, gravity, random perturbations and other influences that are not control actions. Such machines include the following: statically unstable walking machines in which the proximity of movement to the given law is ensured by the correct place of setting the foot at the right time [5], orbital-based telescopes with the optical axis oriented on the object under study [6, 8], missiles and torpedoes being set on their target [9], construction cranes when solving the problem of damping the rocking of cargo on ropes, a trolley with an inverted pendulum to ensure stability of the vertical position. All the examples above are called "control on part of the variables" [7, 10]. This paper deals with the study of the possibilities of contouring control of a nonlinear dynamical system with respect to some variables, provided that all parameters are fully

observable. The target trajectory of the control point of the object under control is taken as the target function.

Keywords: pendulum conveyor, flexible coupling, program control, dynamic errors.

REFERENCES

[1] *Tereshin, V., Borina, A.* Control of biped walking robot using equations of the inverted pendulum. Lecture Notes in Mechanical Engineering. Volume 22, 2015, Pp. 23-31

[2] *Vorotnikov V.I., Rumyantsev V.V.* Stability and control with respect to the coordinates of the phase vector of dynamical systems: theory, methods and applications. - Moscow: The Scientific World, 2001. - 320 p. (rus.)

[3] *Evgrafov, A.N., Petrov, G.N.* Drive selection of multidirectional mechanism with excess inputs. Lecture Notes in Mechanical Engineering. 2016, Pp. 31-37.

[4] *Evgrafov, A.N., Karazin, V.I., Kozlikin, D.P., Khlebosolov, I.O.* Centrifuges for variable accelerations generation. International Review of Mechanical Engineering. Volume 11, Issue 5, 2017, Pp. 280-285

[5] *Borina A., Tereshin V.* Stability of Walking Algorithms. Springer International Publishing. Switzerland 2017, p.: 19-25 A.Evgrafov (ed.), Advances in Mechanical Engineering, Lecture Notes in Mechanical Engineering, DOI 10.1007/978-3-319-53363-6_3

[6] *Corless M., Leitmann G*. Exponential convergence for uncertain systems with component-wise bounded controllers // Engineering and Automation. 1995. №3 – 4. P. 14 – 28

[7] *Hatvani L*. On the stability of the solutions of ordinary differential equations with mechanical applications // Alkalmaz. Mat. Lapok. 1991. Vol.15. №1/2. P. 1 – 90

[8] *Krstic M., Kanellakopoulos I., Kokotovic P.V.* Nonlinear and Adaptive Control Desing. N.Y.: John Wiley and Sons. 1995. 563p.

[9] *Nijmeijer H., Blekhman I.I., Fradkov A.L., Pogromsky A.Yu*. Self-synchronization and controlled synchronization // System & Control Letters. 1997. Vol.31. №4 – 5. P. 299 – 305.

[10] Peng S.T., Chen C.K. Estimation of the partial stability region of a class of robust controllers with input constraint // J. of the Franklin Institute. 1998. Vol.335. №7. P. 1271 – 1281.

ISSN 2223-0807
Современное машиностроение: Наука и образование :
материалы 7-й международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н.Евграфова и А.А. Поповича.- СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2018.

DOI 10.1872/MMF-2018-12
УДК 621.01

В. Д. Златанов[1], С.Г.Николов[2]

КОЛЕБАНИЯ НИТИ В ГРУЗОПОДЪЁМНЫХ МАШИНАХ В РЕЖИМЕ ТОРМОЖЕНИЯ МЕХАНИЗМА ПЕРЕДВИЖЕНИЯ

[1]Васил Димитров Златанов,
Университет Пищевых Технологий
Болгария, Пловдив
Тел.: +359 32 603 827, E-mail: vassilzlatanov@mail.ru.

[2]Светослав Ганчев Николов
Институт механики, Болгарская Академия Наук
Болгария, София; Высшее Транспортное Училище „Тодор Каблешков“, Болгария, София
Тел.: +359 2 979 6411, E-mail: S.Nikolov@imbm.bas.bg

Аннотация

В работе рассмотрены вопросы колебания тяжёлых нитей в грузоподъёмных машинах в режиме торможения, полагая, что момент торможения является линейной функции угловой скорости механизма передвижения. Представлен метод приближенного аналитического решения систем дифференциальных уравнений движения. Полученные результаты проиллюстрированы примером на основе технической характеристики крановой тележки, для чего создана компьютерная программа в среде Visual Fortran.

Ключевые слова: колебания тяжёлых нитей, собственные функции, функции Бесселя.

Теория абсолютно гибкой нити широко используется в различных научных исследованиях, при расчёте и конструировании инженерных устройств, машин, музыкальных инструментов и т.п. Вопросы теории абсолютно гибкой нити, которые наиболее близки к инженерным задачам, с различных точек зрения, с различной полнотой, представленные в [1÷7] и др. В последних годах наблюдается повышение интереса к механике

тяжёлых нитей и струн. Разные аспекты механики тяжёлых нитей и струн представлены в [8÷12].

Механические системы с подвешенными товарами широко использованы в промышленности, в строительстве и т.п. Эти системы являются основными для грузоподъемных машин, машин горной промышлености и т.д. Проектирование таких надежных машин требует создания рациональных механо-математических моделей их механических систем и решение полученных систем дифференциальных уравнений движения.

Цель настоящей работы является изучения аналитическим методом колебания тяжёлых нитей в грузоподъемных машинах в режиме торможения, полагая, что момент торможения является линейной функции угловой скорости механизма передвижения.

При работе грузоподъемных машин наблюдается раскачивание канатах (нитях) с грузами, которое раскачивание вызывает как неравномерное движение механизмов передвижения кранов, тележек и других устройств, так и дополнительные нагрузки на элементы кранов и создает неудобства при их эксплуатации. Маятниковые колебания каната практически не зависит от упругих колебаний крана и их можно рассчитывать по схеме, когда металлоконструкция и трансмиссия механизма передвижения приняты абсолютно жесткими [13,14] – Рис.1.

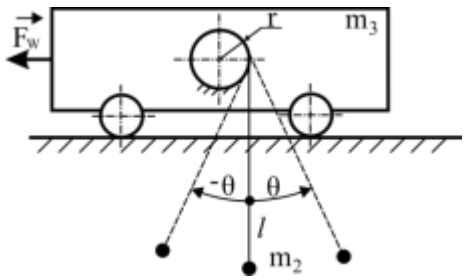


Рис.1

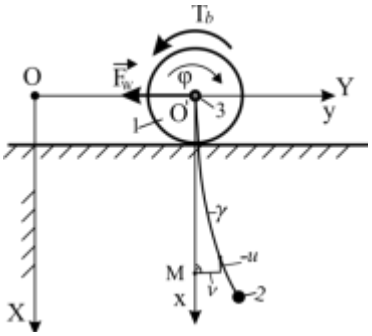


Рис.2

В работе [15] показано, что при небольших отклонениях каната $(\sin\theta)\approx\theta$ можно с достаточно высокой точностью быть принято, что канат закреплен в центре барабана. Расчетная схема системы, при небольших отклонениях каната, в соответствии с [16], представлена на Рис.2.

Полагая, что момент торможения T_b является линейной функции угловой скорости $\omega=\dot{\varphi}$, т.е. $T_b=c'+c_1\dot{\varphi}$ (c' и c_1 константные величины) и при отсутствия груза $(m_2=0)$, то дифференциальные уравнения движения, полученные в [16], имеют вид :

$$(1)\qquad MR^2\ddot{\varphi}+\gamma R\int_0^l \ddot{v}\,dx=-\left(c'+F_WR\right)-c_1\dot{\varphi}\ ,\quad c^*=c'+F_WR\,,$$

(2) $$\gamma g\frac{\partial}{\partial x}\left((l-x)\nu'\right)=\gamma\left(\ddot{\nu}+R\ddot{\varphi}\right),$$

краевые условия в точке привеса нити и в конце нити:

(3) $$\nu(0,t)=0,\ \nu(l,t)\neq\infty$$

и начальные условия:

(4) $$t=0\quad \varphi(0)=\varphi_0,\ \dot{\varphi}(0)=\dot{\varphi}_0,\nu(x,0)=f_1(x),\ \dot{\nu}(x,0)=f_2(x),$$

где $f_1(x),\ f_2(x)$ – непрерывные функции, такие что $f_1(0)=0,\ f_2(0)=0$.

Здесь $M=1{,}5m_1+m_3+\gamma l$, где m_1, R – масса и радиус диска, определены при приведении непоступательное движущихся частей крановой тележки, крана или механизма передвижения к валам приводных колес; точечная масса m_3 – масса всех поступательно движущихся частей тележки или крана и механизма передвижения; F_W – сила сопротивления передвижению крана или тележки; цепь рассматривается как гибкая, нерастяжимая, однородная тяжёлая нить длиной l, а γ – масса единицы длины нити; $\nu(x,t)$ – горизонтальное перемещение в момент времени t точки M, определена в положении равновесии абсциссой x.

Приближенное аналитическое решение системы дифференциальных уравнений (1) и (2) определено двумя итерациями.

Первая итерация.

Полагая $\ddot{\nu}=0\Rightarrow\gamma R\int_0^l\ddot{\nu}\,dx=0$, то уравнение (1) приобретает вид

(5) $$\ddot{\varphi}+a_0\dot{\varphi}=-c_0,$$

где $a_0=c_1/MR^2$, $c_0=c^*/MR^2$.

С начальными условиями

(6) $$t=0\quad;\quad \varphi(0)=\varphi_0=0,\quad \dot{\varphi}(0)=\dot{\varphi}_0,$$

легко находим

(7) $$\varphi(t)=\frac{\dot{\varphi}_0}{a_0}\left(1-e^{-a_0t}\right)+\frac{c_0}{a_0^{\,2}}\left(1-e^{-a_0t}\right)-\frac{c_0}{a_0}t,$$

откуда

(8) $$\ddot{\varphi}(t)=-\underbrace{\left(c_0+a_0\dot{\varphi}_0\right)}_{A_0}e^{-a_0t}=-A_0e^{-a_0t}.$$

Подставляя (8) в (2) получим дифференциальное уравнение движения нити в частных производных:

(9) $$g\frac{\partial}{\partial x}\left[(l-x)\frac{\partial\nu}{\partial x}\right]-\frac{\partial^2\nu}{\partial t^2}=-A_0Re^{-a_0t}.$$

Преобразуем уравнение (9) и граничные условия (3), введя вместо x новую переменную z по формуле

(10) $$z^2 = l - x.$$

Уравнение (9) в переменных ν, t, z примет вид

$$-\frac{1}{2z}\frac{\partial}{\partial z}\left[z^2\frac{1}{-2z}\frac{\partial \nu}{\partial z}\right]-\frac{1}{g}\frac{\partial^2 \nu}{\partial t^2} = -A_0 Re^{-a_0 t} \Rightarrow,$$

(11) $$\frac{1}{4z}\frac{\partial}{\partial z}\left(z\frac{\partial \nu}{\partial z}\right)-\frac{1}{a^2}\frac{\partial^2 \nu}{\partial t^2} = -A_0 Re^{-a_0 t} \qquad \left(a=\sqrt{g}\right),$$

а граничные условия преобразуются в виду

(12) $$\nu\left(\sqrt{l},t\right)=0 \quad (x=0), \qquad \nu(0,t)\neq 0 \quad (x=l),$$

Далее перемещение $\nu(z,t)$ и правая сторона (11) – $q=-A_0 Re^{-a_0 t}$, которая можно рассматривать как нагрузка, представляются в виде рядов по собственным функциям соответствующей задачи о свободных колебаниях [17]

(13) $$\begin{aligned} \nu &= X_1(z)T_1(t)+X_2(z)T_2(t)+\cdots, \\ q &= X_1(z)S_1(t)+X_2(z)S_2(t)+\cdots. \end{aligned}$$

Решение уравнения свободных колебаний – левая част (11), известно [5] и для собственных функциях X_k получено

(14) $$X_k(z)=J_0(\lambda_k z)=J_0\left(\frac{\mu_k}{\sqrt{l}}z\right) \quad (k=1,2,3,\ldots),$$

где J_0 – функция Бесселя 1-го рода нулевого порядка; μ_k – корней функции Бесселя, $\mu_1 = 2,4048$, $\mu_2 = 5,520$, $\mu_3 = 8,654,\ldots$.

Для определения функций времени $S_k(t)$ умножим обе части второго уравнения (13) на X_k и проинтегрируем результат по всей длине нити

(15) $$\int_0^l q(t)J_0\left(\mu_k\sqrt{\frac{l-x}{l}}\right)dx=\sum_{i=1}^{\infty}\int_0^l J_0\left(\mu_k\sqrt{\frac{l-x}{l}}\right)J_0\left(\mu_i\sqrt{\frac{l-x}{l}}\right)S_i(t)\,dx.$$

Перейдем к новой переменной интегрирования, положив $\frac{l-x}{l}=\frac{w^2}{l^2}$.

Так как функция Бесселя обладает свойство ортогональности на любом интервале $(0,l)$ [18]:

$$\int_0^l w J_0\left(\mu_k\frac{w}{l}\right)J_0\left(\mu_i\frac{w}{l}\right)d\,w=\begin{cases}0, & k\neq i,\\ \dfrac{l^2}{2}J_1{}^2(\mu_k), & k=i,\end{cases}$$

то все интегралы в (15) при $k\neq i$ равны нулю, а при $k=i$ – $l^2 J_1{}^2(\mu_k)$, где J_1 – функция Бесселя 2-го рода нулевого порядка. Поэтому для функции $S_k(t)$ из (15) получаем

(16) $$S_k(t)=\frac{q(t)\int_0^l J_0\left(\mu_k\sqrt{\frac{l-x}{l}}\right)dx}{l^2 J_1^{\,2}(\mu_k)}.$$

После подстановки $\frac{l-x}{l}=\frac{w^2}{l^2}$, для интеграла в числителе (16) получим

(17) $$\int_0^l J_0\left(\mu_k\sqrt{\frac{l-x}{l}}\right)dx=-2\int_l^0 w\,J_0\left(\mu_k\frac{w}{l}\right)dw=$$
$$=2\frac{l^2}{\mu_k^{\,2}}\int_0^l\left(\mu_k\frac{w}{l}\right)J_0\left(\mu_k\frac{w}{l}\right)d\left(\mu_k\frac{w}{l}\right)=2\frac{l^2}{\mu_k}J_1(\mu_k).$$

и следовательно

(18) $$S_k(t)=-2A_0R\frac{1}{\mu_k J_1(\mu_k)}e^{-a_0t}.$$

Определение функций $T_k(t)$ основано на том, что каждое слагаемое в правой части верхнего ряда (13) вызывает движение, определяемое соответствующим слагаемым нижнего ряда (13). В уравнении (11) подставим

$$q=X_k(z)S_k(t)\quad,\quad v=X_k(z)T_k(t)$$

и получим

(19) $$\frac{1}{z\,X_k}\frac{\partial}{\partial z}\left(z\frac{\partial X_k}{\partial z}\right)=\frac{4}{a^2}\frac{\ddot{T}_k}{T_k}+\frac{S_k}{T_k}.$$

Так как левая часть (19) постоянная и равна $-\lambda_k^{\,2}$ [5], следовательно, тому же равна и правая часть, отсюда

$$\ddot{T}_k+\frac{\lambda_k^{\,2}a^2}{4}T_k=-a^2S_k,$$

или

(20) $$\ddot{T}_k+p_k^{\,2}T_k=A_ke^{-a_0t}\qquad,\quad k=1,2,\ldots,$$

где $p_k^{\,2}=\frac{\lambda_k^{\,2}a^2}{4}=\frac{\lambda_k^{\,2}g}{4}$, $\lambda_k=\frac{\mu_k}{\sqrt{l}}$, $A_k=\frac{2g\left(c^*+c_1\dot{\varphi}_0\right)}{MR\mu_k J_1(\mu_k)}$.

Решение уравнения (20), в виде суммы решение однородного уравнения и частного интеграла, полученного интегралом Дюамела, имеет вид

$$T_k=a_k\cos(p_kt)+b_k\sin(p_kt)+\int_0^t\frac{1}{p_k}\sin p_u(t-\tau)A_ke^{-a_0\tau}d\tau\ ,$$

или

$$T_k = a_k \cos\left(p_k t\right) + b_k \sin\left(p_k t\right) + \frac{A_k}{{a_0}^2 + {p_k}^2}\left[\frac{a_0}{p_k}\sin\left(p_k t\right) - \cos\left(p_k t\right)\right] + \tag{21}$$
$$+ \frac{A_k}{{a_0}^2 + {p_k}^2} e^{-a_0 t},$$

где учитывая (4) имеем [5]: $a_k = \dfrac{1}{l J_1^2\left(\mu_k\right)} \int_0^l f\left(x\right) J_0\left(\mu_k \sqrt{\dfrac{l-x}{l}}\right) dx,$

$$b_k = \frac{2}{a\,\mu_k \sqrt{l} J_1^2\left(\mu_k\right)} \int_0^l F\left(x\right) J_0\left(\mu_k \sqrt{\frac{l-x}{l}}\right) dx.$$

Первые два слагаемых правой части (21) соответствуют свободным колебаниям, третье слагаемое свободным сопровождающим колебаниям, а четвертое слагаемое представляет чисто вынужденные колебания.

Частное решение уравнения (11) равно произведению $X_k\left(z\right)T_k\left(t\right) = J_0\left(\lambda_k z\right)T_k\left(t\right)$, а общее решение равно их сумме. Переходя по (10) к переменной x, для общего решения (2) в первой итерации получим:

$$\nu\left(x,t\right) = \sum_{k=1}^{\infty} X_k\left(x\right)T_k\left(t\right) = \sum_{k=1}^{\infty} J_0\left(\mu_k \sqrt{\frac{l-x}{l}}\right)\left\{a_k \cos\left(p_k t\right) + b_k \sin\left(p_k t\right) + \right. \tag{22}$$
$$\left. + \frac{A_k}{{a_0}^2 + {p_k}^2}\left[\frac{a_0}{p_k}\sin\left(p_k t\right) - \cos\left(p_k t\right)\right] + \frac{A_k}{{a_0}^2 + {p_k}^2} e^{-a_0 t}\right\}.$$

Вторая итерация.

Уравнение (1), учитывая (22) и (17), преобразуем следующим образом:

$$MR^2\ddot{\varphi} + c_1\dot{\varphi} = -c^* - \gamma R \int_0^l \sum_{k=1}^{\infty} X_k\left(x\right)\ddot{T}_k\left(t\right) dx,$$

$$MR^2\ddot{\varphi} + c_1\dot{\varphi} = -c^* - \gamma R \sum_{k=1}^{\infty} \ddot{T}_k\left(t\right) \int_0^l J_0\left(\mu_k \sqrt{\frac{l-x}{l}}\right) dx,$$

$$MR^2\ddot{\varphi} + c_1\dot{\varphi} = -c^* - \gamma R \sum_{k=1}^{\infty} 2l^2 \frac{1}{\mu_k} J_1\left(\mu_k\right)\ddot{T}_k\left(t\right)$$

и приводим к каноническому виду:

$$\ddot{\varphi} + a_0\dot{\varphi} = -c_0 - \sum_{k=1}^{\infty} d_k\left[c\ddot{s}_k \cos\left(p_k t\right) + s\ddot{n}_k \cos\left(p_k t\right) + \ddot{B}_k e^{-a_0 t}\right]. \tag{23}$$

Здесь положено: $d_k = \dfrac{2\gamma l^2}{MR}\dfrac{J_1(\mu_k)}{\mu_k}$, а после двукратного дифференцирования $T_k(t)$ получено $c\ddot{s}_k = p_k{}^2\left(\dfrac{A_k}{a_0{}^2 + p_k{}^2} - a_k\right)$,

$s\ddot{n}_k = -p_k{}^2\left(\dfrac{A_k}{a_0{}^2 + p_k{}^2}\dfrac{a_0}{p_k} + b_k\right)$, где $p_k{}^2 = \dfrac{\lambda_k{}^2 a^2}{4} = \dfrac{\lambda_k{}^2 g}{4}$, $A_k = \dfrac{2g\left(c^* + c_1\dot{\varphi}_0\right)}{MR\mu_k J_1(\mu_k)}$.

Общее решение неоднородного уравнения (23) представлено в виде суммы решения $\Phi(t)$ однородного уравнения, получено в первой итерации, учитывая (6) :

(24) $$\Phi(t) = \frac{\dot{\varphi}_0}{a_0}\left(1 - e^{-a_0 t}\right)$$

и частное решение $\eta(t)$, определено интегралом Дюамела, которое решение можем представить в виде суммы трех слагаемых η_1, η_2, η_3.

Первое слагаемое $\eta_1(t)$, когда не учитывалась ускорение $\ddot{\nu}$, определено в первой итерации в виде:

(25) $$\eta_1(t) = \int_0^t \frac{1}{a_0}\left(1 - e^{-a_0(t-\tau)}\right)(-c_0)\,d\tau = \frac{c_0}{a_o{}^2}\left(1 - e^{-a_0 t}\right) - \frac{c_0}{a_0}t.$$

Сумма $\Phi(t) + \eta_1(t)$ совпадает с (7) и это закон движения диска в первой итерации, когда не учитывалась влияние колебания нити.

Второе слагаемое $\eta_2(t)$, вызванное свободными и свободными сопровождающими колебаниями нити, получено в следующем виде:

(26) $$\eta_2(t) = \int_0^t \frac{1}{a_0}\left(1 - e^{-a_0(t-\tau)}\right)\left\{-\sum_{k=1}^{\infty} d_k\left[c\ddot{s}_k\cos(p_k\tau) + s\ddot{n}_k\sin(p_k\tau)\right]\right\}d\tau =$$

$$= -\sum_{k=1}^{\infty} d_k\left\{f_{k1} + f_{k2}\cos(p_k t) + f_{k3}\sin(p_k t) + f_{k4}e^{-a_0 t}\right\},$$

где положено: $f_{k1} = \dfrac{1}{a_0 p_k}s\ddot{n}_k$, $f_{k2} = -\dfrac{1}{a_0}\left[\dfrac{a_0}{a_0{}^2 + p_k{}^2}c\ddot{s}_k - \left(\dfrac{1}{p_k} - \dfrac{p_k}{a_0{}^2 + p_k{}^2}\right)s\ddot{n}_k\right]$,

$f_{k3} = \dfrac{1}{a_0}\left[-\dfrac{a_0}{a_0{}^2 + p_k{}^2}s\ddot{n}_k + \left(\dfrac{1}{p_k} - \dfrac{p_k}{a_0{}^2 + p_k{}^2}\right)c\ddot{s}_k\right]$, $f_{k4} = \dfrac{\left(a_0 c\ddot{s}_k - p_k s\ddot{n}_k\right)}{a_0\left(a_0{}^2 + p_k{}^2\right)}$.

Третье слагаемое $\eta_3(t)$, вызванное чисто вынужденными колебаниями, получено в следующем виде:

$$\eta_3(t)=\int_0^t\frac{1}{a_0}\left(1-e^{-a_0(t-\tau)}\right)\left(-\sum_{k=1}^{\infty}d_k\ddot{B}_k e^{-a_0\tau}\right)d\tau=$$

(27)
$$=-\sum_{k=1}^{\infty}\underbrace{d_k\frac{A_k{a_0}^2}{{a_0}^2+{p_k}^2}}_{f_k}\left[\frac{1}{{a_0}^2}-\frac{1}{a_0}\left(\frac{1}{a_0}+t\right)e^{-a_0t}\right]=-\sum_{k=1}^{\infty}f_k\left[\frac{1}{{a_0}^2}-\frac{1}{a_0}\left(\frac{1}{a_0}+t\right)e^{-a_0t}\right],$$

где $f_k=\gamma g\left(\frac{2l}{\mu_k M R}\right)\underbrace{\left(c^*+c_1\dot{\varphi}_0\right)}_{\substack{\text{тормазной момент}\\ \text{в } t=0}}\frac{{a_0}^2}{{a_0}^2+{p_k}^2}$

Вследствие различных неупругих сопротивлений свободные колебания постепенно затухают [19] и поэтому практическое значение имеет только влияние установившихся вынужденных колебаний.

Таким образом, получен закон движения диска $\varphi(t)$, а после дифференцирования и закон изменения угловой скорости $\omega=\dot{\varphi}$, позволяющий определить время установки диска, соответственно механизма передвижения.

Дифференциальное уравнение движения нити в частных производных

(28)
$$g\frac{\partial}{\partial x}\left[(l-x)\frac{\partial\nu}{\partial x}\right]-\frac{\partial^2\nu}{\partial t^2}=R\ddot{\varphi},$$

как и в первой итерации, преобразуем, введя новую переменную z по формуле (10). Перемещение $\nu(z,t)$ и правая сторона (28) представляем в виде рядов по собственным функциям соответствующей задачи о свободных колебаниях – (13). Выполняя шаги из первой итерации, получим $S_m(t)\ (m=1,2,\ldots)$ в виде

(29)
$$S_m(t)=\frac{2}{\mu_m J_1(\mu_m)}R\ddot{\varphi},$$

а уравнение для определения $T_m(t)\ (m=1,2,\ldots)$ принимает вид

(30)
$$\ddot{T}_m+{p_m}^2T_m=-a^2\frac{2}{\mu_m J_1(\mu_m)}R\ddot{\varphi},$$

где ${p_m}^2=\frac{{\lambda_m}^2a^2}{4}=\frac{{\lambda_m}^2g}{4}$, $\lambda_m=\frac{\mu_m}{\sqrt{l}}$.

Угловое ускорение $\ddot{\varphi}$ в правой части (30) определено учитывая только влияние тормозного момента и чисто вынужденных колебаниях нити, т.е. $\Phi(t)$ из (24), $\eta_1(t)$ из (25) и $\eta_3(t)$ из (27). При этом (30) записывается в виде

(31) $$\ddot{T}_m + {p_m}^2 T_m = \frac{2gR}{\mu_m J_1(\mu_m)}\left(A_0 + \sum_{k=1}^{\infty} f_k\right)e^{-a_0 t} - \frac{2gR}{\mu_m J_1(\mu_m)} a_0 \left(\sum_{k=1}^{\infty} f_k\right) t\, e^{-a_0 t}.$$

Общее решение неоднородного уравнения (31) в виде суммы решения соответственного однородного уравнения и частного решения, полученного интегралом Дюамела, имеет вид

$$T_m = a_m \cos(p_m t) + b_m \sin(p_m t) +$$

(32) $$+ \frac{2gR}{\mu_m J_1(\mu_m)} \frac{A_0 + \sum_{k=1}^{\infty} f_k}{{a_o}^2 + {p_m}^2}\left[\frac{a_0}{p_m}\sin(p_m t) - \cos(p_m t)\right] +$$

$$+ \frac{2gR}{\mu_m J_1(\mu_m)} \frac{1}{{a_o}^2 + {p_m}^2}\left\{A_0 + \left[1 - a_0\left(t + \frac{2a_0}{{a_o}^2 + {p_m}^2}\right)\sum_{k=1}^{\infty} f_k\right]\right\}e^{-a_0 t}.$$

Первые два слагаемых правой части (32) соответствуют свободным колебаниям, третье слагаемое свободным сопровождающим колебаниям, а четвертое слагаемое представляет чисто вынужденные колебания, имеющие важнейшее практическое значение в инженерной практики .

Переходя по (10) к переменной x, для общего решения (32) во второй итерации получим:

$$\nu(x,t) = \sum_{m=1}^{\infty} X_m(x) T_m(t) = \sum_{m=1}^{\infty} J_0\left(\mu_m \sqrt{\frac{l-x}{l}}\right)\left\{a_m \cos(p_m t) + b_m \sin(p_m t) +\right.$$

(33) $$+ \frac{2gR}{\mu_m J_1(\mu_m)} \frac{A_0 + \sum_{k=1}^{\infty} f_k}{{a_o}^2 + {p_m}^2}\left[\frac{a_0}{p_m}\sin(p_m t) - \cos(p_m t)\right] +$$

$$\left. + \frac{2gR}{\mu_m J_1(\mu_m)} \frac{1}{{a_o}^2 + {p_m}^2}\left\{A_0 + \left[1 - a_0\left(t + \frac{2a_0}{{a_o}^2 + {p_m}^2}\right)\sum_{k=1}^{\infty} f_k\right]\right\}e^{-a_0 t}\right\}.$$

Таким образом, получено решение системы дифференциальных уравнений движения (1) и (2) методом итерации, когда отсутствует груз $(m_2 = 0)$ на конце нити.

Полученные формулы приближенного аналитического решения системы дифференциальных уравнений движения (1) и (2) использованные для исследования движения крановой тележки массы $6200\,\mathrm{kg}$, движущееся со скоростью $25\,\mathrm{m/min}$, в режиме торможения. После приведения к расчетной схеме – Рис.2, получено:

$m_1 = 250{,}8\,\mathrm{kg}$, $m_3 = 5949{,}2\,\mathrm{kg}$, $\gamma = 2{,}274\,kg/m$, $R = 0{,}16\,\mathrm{m}$, $l = 16\,\mathrm{m}$.

Торможение тележки двигателем происходит при его работе в режиме противовключения [14]. Определяя тормозного момента

$T_b^* = \left(c' + F_W R\right) + c_1\dot{\varphi}\left(c^* = c' + F_W R = 194,456\,\text{Nm},\ c_1 = 4,83\,\text{Nms}\right)$, учитывалась характеристика двигателя и сила сопротивления передвижения F_W.

Нелинейное изменение угловой скорости ω диска в процессе остановки показано на Рис.3.

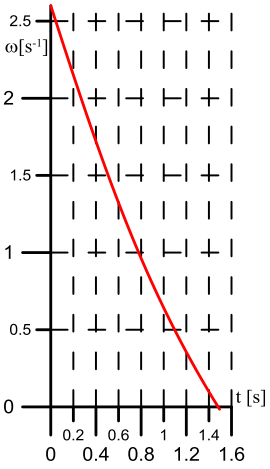


Рис.3

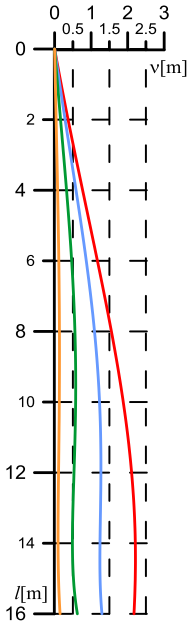


Рис.4

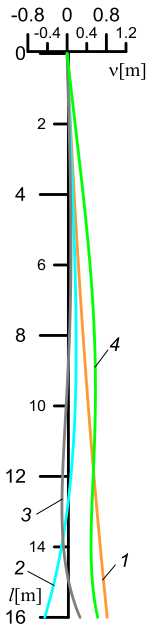


Рис.5

Положение нити в процессе остановки механизма передвижения показано на Рис.4. В начальном моменте торможения принимаем нулевые начальные условия (4) для нити, поскольку такое состояние соответствует в большой степени установившему движению тележки. Слева направо изображены положения нити, соответствующие 0,25; 0,5; 0,75 времени торможения, а правее – положение нити в моменте остановки тележки. Отметим, что графики, построенные на основе результатов, учитывавшие первые три собственные частоты. Положения нити, соответствующие первых трех собственных частот в моменте $t = 0,25T_{остановки}$, представленные номерами 1, 2, 3 на Рис.5, а номером 4 суммарное отклонение нити. Данные для построения Рис.3 – Рис.5 полученные программой, разработанной в среде Visual Fortran, на основе метода, представленного в работе.

Исследование С. Г. Николова выполнено при финансовой поддержке проекта *№ 148/12.04.2018* Высшего Транспортного Училище „Тодор Каблешков“, София, Болгария.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

[1] Lurie A.I. Analytical Mechanics. – New-York, Springer -Verlag Berlin Heidelberg, 2002. – 846 p.

[2] De Silva, Clarence W. Vibration: fundamentals and practice. – Boca Raton, London, New York, Washington D.C, CRC Press, 2000.
[3] Leissa A.W., Qatu M.S. Vibrations of continuous systems. – New York, McGraw Hill, 2011. – 507 p.
[4] Rao S.S. Vibrations of continuous systems. – New Jersey, John Wiley & Sons, Inc. Hoboken, 2007. – 720 p.
[5] Меркин Д.Р. Введение в механику гибкой нити. – Москва, Наука, 1980. – 240 с.
[6] Светлицкий В.А. Механика гибких стержней и нитей. – Москва, Машиностроение, 1978. – 223 с.
[7] Степанов А.Г. Динамика машин. – Екатеринбург, УрО РАН, 1999. – 304 с.
[8] Малышев А.П. Численное моделирование вынужденных нелинейных колебаний нити // Механика твердого тела. – 2008. №5. – С.32-38.
[9] Исламова О.А. Математическое моделирование колебаний подвешенной тяжёлой нити // Известия ЮФУ. – 2007. – №1(73). – С.204-209.
[10] Gadyl'shin Timur R. On the vibrations of a string with a concentrated mass and rapidly oscillating density // Comptes Rendus Mécanique. – 2005. – Vol. 343. – Issue 9. – Pp. 476-481.
[11] Stulov A., Kartofelev D. Vibration of strings with nonlinear supports // Applied Acoustics. – 2014. – Vol. 76. – Pp. 223-229.
[12] Sandilo S.H., Wilm T. van Horsen. On variable length induced vibrations of a vertical string // Journal of Sound and Vibration. – 2014. – Vo. 333. – Issue 11. – Pp. 2432-2449.
[13] Грузоподъемные машины Учеб. пособие / М. П. Александров [и др.]. – Москва, Машиностроение, 1986. – 400 с.
[14] Лобов Н.А. Динамика передвижения кранов по рельсовому пути. – Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2003. – 230 с.
[15] Bachvarov St., V.Zlatanov, S.Nikolov. Dynamics of a traveling crane with load during braking regime // Proceeding of the 10th Jubilee National Congress on Theoretical and Applied Mechanics, Varna, Bulgaria. – 2005. – Vol.1, – Pp. 27-33.
[16] Zlatanov V. Modeling of mechanical system with the suspended loads in lifting device // European Journal of Scientific Research. – 2015. – №1.(11). – Vol.III. – Pp.731-740.
[17] Панавко Я.Г. Основы прикладной теории колебаний и удара. – Ленинград, Машиностроение, 1976. – 320 с.
[18] Янке Е., Эмде Ф., Леш Ф. Специальные функции. – Москва, Наука, 1964. – 344 с.
[19] Ильин М.М., Колесников К.С., Саратов Ю.С. Теория колебаний. – Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2003. – 271 с.

V.D.Zlatanov[1], S.G.Nikolov[2]

VIBRATIONS OF CHAIN IN LOAD-LIFTING MACHINES IN THE BRAKING REGIME OF THE MECHANISM OF MOTION

[1]University of Food Technologies, Plovdiv, Bulgaria;
[2]Bulgarian Academy of Sciences, Sofia, Bulgaria.

Abstract

The article is devoted of vibrations of heavy chain (cable, string) in load-lifting machines in the braking regime, believing that the moment of braking is a linear function of angular speed of the mechanism of motion. A method of approximate analytical solutions of the system of differential equations of motion is presented. The received results are illustrated with an example on the basis of a technical characteristic of the crane cart for what the Visual Fortran computer program was created.

Key words: vibrations of heavy chain (cable, string), eigen functions, Bessel functions.

REFERENCES

[1] Lurie A.I. Analytical Mechanics. – New-York, Springe -Verlag Berlin Heidelberg, 2002. – 846 p.
[2] De Silva, Clarence W. Vibration: fundamentals and practice. – Boca Raton, London, New York, Washington D.C, CRC Press, 2000.
[3] Leissa A.W., Qatu M.S. Vibrations of continuous systems. – New York, McGraw Hill, 2011. – 507 p.
[4] Rao S.S. Vibrations of continuous systems. – New Jersey, John Wiley & Sons, Inc. Hoboken, 2007. – 720 p.
[5] Merkin D. R. Introduction to mechanics of elastic chain. – Moscow, Nauka, 1980. – 240 p. (rus.)
[6] Svetlitsky V. A. Mechanics of elastic rods and chains. – Moscow, Machinostronie, 1978. – 223p. (rus.).
[7] Stepanov A. G. Dynamics of machines. – Yekaterinburg, UrO RAN, 1999. – 304 p (rus).
[8] Malyshev A.P. Numerical modeling of the forces nonlinear vibrations of a chain // Mechanics of a solid body. – 2008. №5. – Pp.32-38 (rus).
[9] Islamova O.A. Mathematical modeling of vibrations of the suspended heavy chain// News of SFU. – 2007. – №1(73). – C.204-209.

[10] Gadyl'shin Timur R. On the vibrations of a string with a concentrated mass and rapidly oscillating density // Comptes Rendus Mécanique. – 2005. – Vol. 343. – Issue 9. – Pp. 476-481.
[11] Stulov A., Kartofelev D. Vibration of strings with nonlinear supports // Applied Acoustics. – 2014. – Vol. 76. – Pp. 223-229.
[12] Sandilo S.H., Wilm T. van Horsen. On variable length induced vibrations of a vertical string // Journal of Sound and Vibration. – 2014. – Vo. 333. – Issue 11. – Pp. 2432-2449.
[13] Aleksandrov M.P. etc. Load-lifting machines. Textbook. Moscow, Machinostronie, 1986. – 400 p. (rus).
[14] Lobov N.A. Dynamics of motion of cranes on a railway line – Moscow, Publishing house of MSTU Bauman, 2003. – 230 p. (rus).
[15] Bachvarov St., V.Zlatanov, S.Nikolov. Dynamics of a traveling crane with load during braking regime // Proceeding of the 10th Jubilee National Congress on Theoretical and Applied Mechanics, Varna, Bulgaria. – 2005. – Vol.1, – Pp. 27-33.
[16] Zlatanov V. Modeling of mechanical system with the suspended loads in lifting device // European Journal of Scientific Research. – 2015. – №1.(11). – Vol.III. – Pp.731-740.
[17] Panavko Ia.G. Basses of the applied theory of the vibrations and blow. – Leningrad, Machinostronie, 1976. – 320 p. (rus).
[18] Janke E., Emde F., Losch F. Special functions. – Moscow, Nauka, 1964. – 344 p. (rus).
[19] Ilyin M.M., Kolesnikov K.S., Saratov Y.S. Theory of vibrations. – Moscow, Publishing house of MSTU Bauman, 2003. – 271 p. (rus).

ISSN 2223-0807
Современное машиностроение: Наука и образование :
материалы 7-й международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н.Евграфова и А.А. Поповича.- СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2018.

DOI 10.1872/MMF-2018-13
УДК 621.01

Ю. А. Семенов[1], Н.С.Семенова[2]

ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ С УЧЕТОМ СИЛ ТРЕНИЯ В КИНЕМАТИЧЕСКИХ ПАРАХ

[1]Юрий Алексеевич Семенов,
Санкт-Петербургский государственный политехнический университет
Россия, Санкт-Петербург
Тел.; (812)345-1622, E-mail: tmm-semenov@mail.ru.

[2]Надежда Сергеевна Семенова
Санкт-Петербургский государственный политехнический университет
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812)345-1622, E-mail: tmm-nss@yandex.ru

Аннотация

В кинематических парах механизмов возникают силы трения; во многих случаях эти силы существенно влияют на движение звеньев механизмов и должны учитываться при силовых расчетах. Введение сил трения приводит к увеличению числа неизвестных компонент реакций пары, а количество уравнений кинетостатики при этом не возрастает. Для того чтобы задача силового анализа осталась разрешимой, необходимо ввести дополнительные условия, число которых равно числу добавочных неизвестных. Обычно дополнительные условия выбираются с учетом конструктивных особенностей элементов кинематических пар, позволяющих делать некоторые априорные предположения о характере распределения нормальных усилий. В работе рассмотрены формирования таких условий, т.е. по существу примеры построения расчетных моделей кинематических пар с трением. Показан силовой расчет механизма с учетом трения, сводящийся к совместному решению уравнений кинетостатики и добавочных уравнений, описывающих модели кинематических пар. При этом показано, что при заданных кинематических параметров движения система уравнений силового

расчета имеет одно решение, несколько решений или вообще не имеет решения.

Ключевые слова: сила трения, сухое трение, модели кинематических пар, парадокс Пенлеве.

Введение

Предположение идеальности кинематических пар широко используется в теории механизмов и машин. Оно позволяет применять при анализе движения механизмов уравнение Даламбера – Лагранжа и уравнение Лагранжа 2 рода, не содержащее в качестве неизвестных реакции в кинематических парах.

Вместе с тем в ряде случаев возникает необходимость учета сил трения. При этом наибольшее значение имеют силы трения скольжения, возникающие на поверхностях соприкосновения, образующие кинематические пары. Выделим на поверхности соприкосновения двух тел (звеньев) элементарную площадку dS в окрестности некоторой точки A (рис. 1). Силы взаимодействия, возникающие на этой площадке и приложенные к одному из звеньев кинематической пары, могут быть приведены к главному вектору и главному моменту этих сил. Главный вектор разложим на две составляющие: нормальную силу $d\mathbf{N}$, направленную по нормали к поверхности S, и силу $d\mathbf{F}$, лежащую в касательной плоскости. Главный момент относительно точки A также разложим на нормальную $d\mathbf{M}_в$ и касательную $d\mathbf{M}_к$ составляющие.

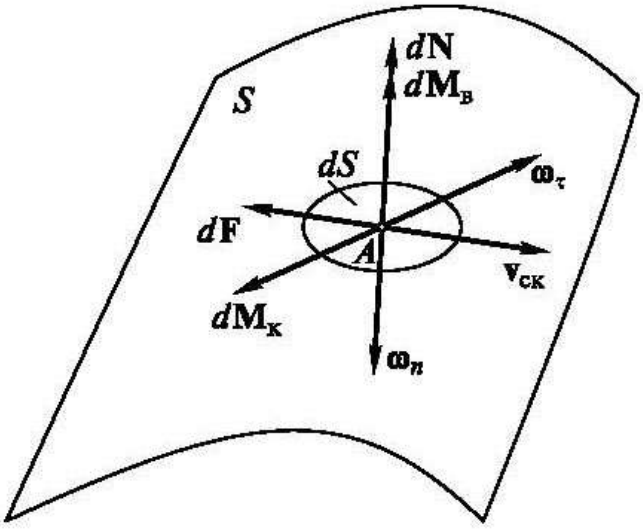


Рис. 1. Силы трения в кинематической паре

Сила $d\mathbf{F}$ называется силой трения скольжения; момент $d\mathbf{M}_к$ – моментом трения качения, а момент $d\mathbf{M}_в$ – моментом трения верчения. По своей физической природе силы трения являются силами сопротивления

движению; отсюда следует, что сила $d\mathbf{F}$ направлена противоположно вектору относительной скорости $\mathbf{v}_{\text{ск}}$ (скорости скольжения) в точке A, а векторы $d\mathbf{M}_{\text{к}}$ и $d\mathbf{M}_{\text{в}}$ – противоположны по направлению соответственно касательной $\boldsymbol{\omega}_{\tau}$ и нормальной $\boldsymbol{\omega}_{n}$ составляющим вектора относительной угловой скорости.

Силу трения скольжения в общем случае можно представить в форме

$$d\mathbf{F} = -\left| dF \right|\left(\left| v_{\text{ск}} \right|, \left| dN \right|\right) \cdot \frac{\mathbf{v}_{\text{ск}}}{\left| v_{\text{ск}} \right|}. \qquad (1)$$

Зависимость силы или момента трения от нормальной силы и скорости называется законом трения. Рассматривают различные законы трения.

Если между соприкасающимися звеньями имеется смазочная жидкость, то говорят о жидкостном трении, В этом случае сила трения меняется по закону Ньютона:

$$d\mathbf{F} = -\eta dS \frac{d\mathbf{v}_{\text{ск}}}{dy}, \qquad (2)$$

где η – коэффициент вязкости; dS – поверхность соприкосновения; $d\mathbf{v}_{\text{ск}}/dy$ – градиент скорости, т.е. изменение скорости по высоте.

В диссипативных устройствах (демпферах) обычно рассматривают закон вязкого трения:

$$d\mathbf{F} = -bd\mathbf{v}_{\text{ск}}, \qquad (3)$$

где b – коэффициент сопротивления.

Если слой смазки, помещенный между двумя соприкасающимися поверхностями, разделяет их лишь частично, то имеет место полужидкостное трение.

Многочисленные экспериментальные исследования показали, что при силовом анализе механизмов можно в большинстве случаев основываться на законе сухого трения, известном в физике под названием закона Амонтона – Кулона. В соответствии с этим законом модуль силы трения скольжения dF принимается пропорциональным модулю нормальной составляющей реакции dN:

$$\left| dF \right| = f(v_{\text{ск}}) \left| dN \right|, \qquad (4)$$

где $f(v_{\text{ск}})$ – безразмерный коэффициент трения скольжения определяется экспериментально; он зависит от многих факторов: от свойств материала, из которого изготовлены соприкасающиеся элементы кинематических пар; от чистоты обработки поверхностей; от наличия смазки и свойств смазочного материала; наконец, от величины относительной скорости. В теории механизмов и машин значение этого коэффициента предполагается заданным и постоянным.

Из (4) и сделанного выше предположения о направлении силы вытекает следующее векторное соотношение:

$$d\mathbf{F} = \begin{cases} -f\,|dN|\dfrac{\mathbf{v}_{ск}}{|v_{ск}|} = -f\,|dN|\operatorname{sign}\mathbf{v}_{ск} & \text{при } \mathbf{v}_{ск} \neq 0, \end{cases} \qquad (5)$$

где $\operatorname{sign}\mathbf{v}_{ск}$ – знак-функция

Формула (5) становится неприменимой, если скорость скольжения в точке контакта равна нулю, то есть если звенья, образующие кинематическую пару, находятся в состоянии относительного покоя. В этом случае сила трения в кинематической паре может быть определена из условий равновесия звеньев; они оказываются при этом зависящими не от нормальных реакций, а непосредственно от приложенных внешних сил.

Закон Амонтона – Кулона можно распространить на трение качения и верчения:

$$d\mathbf{M}_{к} = -k|\,dN|\operatorname{sign}\boldsymbol{\omega}_{\tau}; \quad d\mathbf{M}_{в} = -k_{в}|\,dN|\operatorname{sign}\boldsymbol{\omega}_{n}, \qquad (6)$$

где k и $k_{в}$ – коэффициенты трения качения и верчения..

Формулы (5) и (6) могут быть непосредственно использованы для определения сил трения в высшей кинематической паре с точечным контактом. В случае низшей кинематической пары и высшей пары с контактом по линии главный вектор и главный момент сил трения определяется интегрированием сил и моментов, возникающих на элементарных площадках по поверхности или по линии соприкосновения. Так, например, суммарная сила трения скольжения в низшей кинематической паре может быть определена по формуле

$$\mathbf{F} = \int_{S} d\mathbf{F} = -\int_{S} f\,|dN|\operatorname{sign}\mathbf{v}_{ск}, \qquad (7)$$

где S – поверхность соприкосновения.

Общие сведения о силах трения в кинематических парах механизмов рассматривались в $[1-3]$.

Модели поступательных кинематических пар с трением

Для того чтобы воспользоваться формулой (7), нужно знать закон распределения нормальных реакций по поверхности S. Определение этого закона является сложной задачей, решение которой требует рассмотрения динамической модели кинематической пары, учитывающей наличие зазоров, смазочного слоя и т.п. Чтобы избежать этого, обычно делают некоторые достоверные предположения о характере распределения нормальных сил по поверхности и, исходя из них, выражают силы трения через остальные компоненты реакций $[4-5]$.

Простейшая модель поступательной кинематической пары представлена на рис. 2, *а*. Предполагается, что нормальные силы взаимодействия сводятся к сосредоточенной силе N, приложенной в некоторой точке A ползуна, если соприкосновение его происходит с

нижней направляющей. При изменении действующих сил возможна перекладка зазоров, т.е. переход к соприкосновению с верхней направляющей. При этом направление нормальной реакции изменяется на противоположное (N'), а точка приложения переходит в точку A'. Сила трения F направлена против скорости движения $\dot{x}$. Проецируя силы на оси и определяя их моменты относительно начала координат O, получаем компоненты реакций, лежащие в плоскости движения:

$$R_x = -f|N|\operatorname{sign}\dot{x}, \quad R_y = N, \quad M^R = Ne - fhN\operatorname{sign}\dot{x}.$$

Более сложная модель, учитывающая возможность перекоса ползуна и одновременного соприкосновения его с обеими направляющими, представлена на рис. 2, *b*.

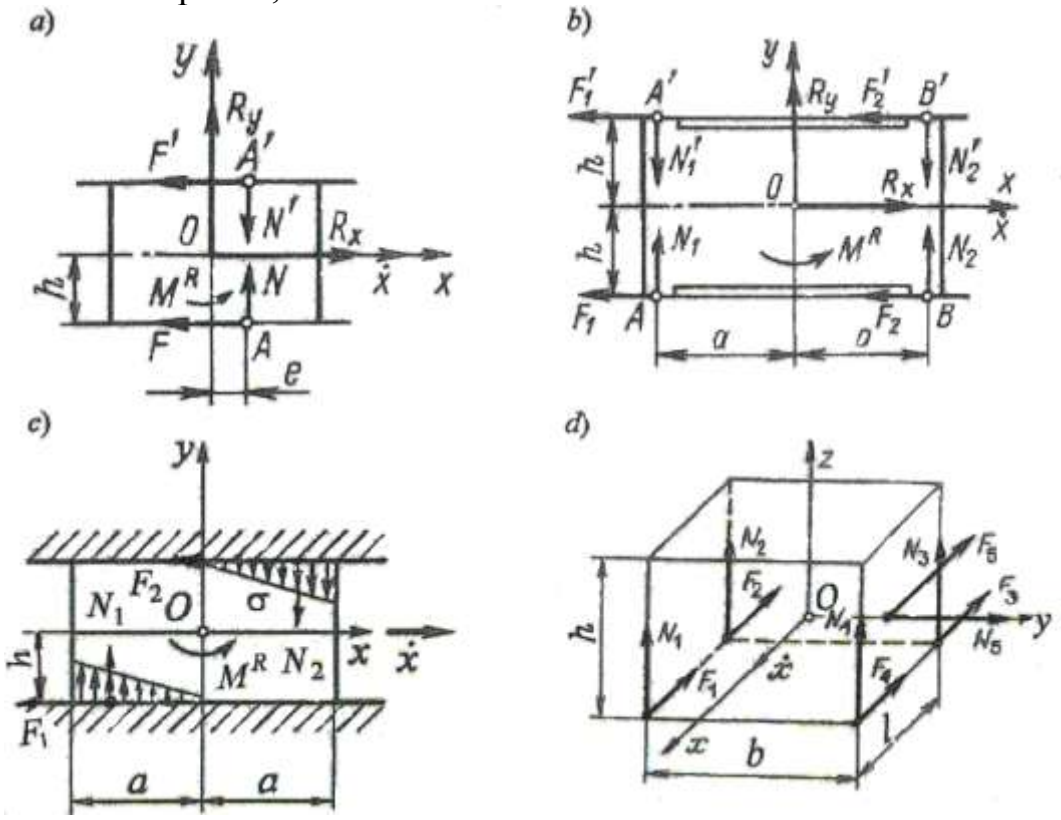


Рис. 2. Модели трения поступательной пары

Здесь нормальные реакции сведены к двум силам N_1 и N_2, приложенным в точкам *A* и *B*. В этом случае получаем:

$$\left.\begin{aligned} R_x &= -f\left(|N_1| + |N_2|\right)\operatorname{sign}\dot{x}, \quad R_y = N_1 + N_2, \\ M^R &= (N_2 - N_1)a - fh(N_1 + N_2)\operatorname{sign}\dot{x}. \end{aligned}\right\}$$

В модели, показанной на рис. 2, *c*, предполагается, что силы нормального взаимодействия распределены по линейному закону.

На рис. 2, *d* показан ползун пространственной поступательной пары, который может перемещаться вдоль оси *x*. Полагая, что нормальные

реакции N_1, N_2, N_3, N_4 приложены вдоль ребер, а сила N_5 – в центре боковой грани, получаем одну из возможных моделей поступательной пары, которая приводит к следующим соотношениям:

$$\left.\begin{array}{c} R_x = -f\left(|N_1|+|N_2|+|N_3|+|N_4|+|N_5|\right)\operatorname{sign}\dot{x}, \\ R_y = N_5, \qquad R_z = N_1+N_2+N_3+N, \\ M^R_{O_x} = 0.5b\left(N_3+N_4-N_1-N_4\right), \\ M^R_{O_y} = 0.5l\left(N_2+N_3-N_1-N_2\right)+0.5fh\left(N_1+N_2+N_3+N_4\right)\operatorname{sign}\dot{x}, \\ M^R_{O_z} = 0.5fb\left(|N_3|+|N_4|+|N_5|-|N_1|-|N_2|\right)\operatorname{sign}\dot{x}. \end{array}\right\}$$

Силовой расчет синусного механизма с учетом трения

Расчет механизмов с учетом сил трения сводится к совместному решению уравнений кинетостатики, содержащих силы трения в качестве дополнительных неизвестных, и уравнений, описывающих модели кинематических пар $[6-7]$.

В заданном положении кривошипа q определим нормальные реакции в кинематических парах кулисы синусного механизма (рис. 3, *а*), если масса кулисы m_3. Коэффициент трения скольжения между кулисой и стойкой f коэффициент трения между кулисой и камнем f_1 Угловая скорость кривошипа $\omega = \text{const}$; длина кривошипа ℓ_1 размеры стойки: *a*; *b*. Рабочая нагрузка, действующая на кулису, изменяется по закону $P = -P_0 \operatorname{sign} v_{30}$, где P_0 – амплитуда силы, $v_{30} = \dot{x}_{C3}$ – скорость кулисы относительно стойки.

Трение во вращательных парах и силы тяжести не учитываем. В поступательной паре 0-3 нормальные усилия приведем к двум сосредоточенным силам N_{03E} и N_{03D}, а пару 2-3 приведем к одной силе N_{23}. Задачу решим методом последовательных приближений и методом перебора знаков.

Используя принятые модели поступательных пар с трением, запишем уравнения кинетостатики для структурной группы 2-3:

$$\begin{array}{l} \sum F_{2,3x} = P + \Phi_3 + R_{12x} + F_{03E} + F_{03D} = 0, \\ \sum F_{2,3y} = N_{03E} + N_{03D} + R_{12y} = 0, \\ \sum M_B = N_{03E}(b - x_A) + (b + a - x_A) - R_{12} y_A = 0, \end{array} \qquad (11)$$

где $x_A = l_1 \cos q = l_1 \cos\omega t, \quad y_A = l_1 \sin \omega t.$

Из уравнений кинетостатики второго звена (камня)

$$\sum F_{2x} = R_{12x} + R_{32x} = 0,$$
$$\sum F_{2y} = R_{12y} + R_{32y} = 0$$

следует, что

$$R_{12x} = -R_{32x} = R_{23x} = N_{23,} \quad R_{12y} = -R_{32y} = R_{23y} = F_{23.}.$$

С учетом этих усилий из уравнений (11) получим

$$N_{23} = -\Phi_3 - P - F_{03E} - F_{03D}, \tag{12}$$

$$N_{03D} = a^{-1}[N_{23} l_1 \sin\omega t + (b - l_1 \cos\omega t) F_{23}], \tag{13}$$

$$N_{03E} = -N_{03D} - F_{23}, \tag{14}$$

где сила инерции кулисы

$$\Phi_3 = -m_3 \ddot{x}_{C3} = -m_3 (l_1 \cos\omega t + BC_3)^{\cdot\cdot} = m_3 l_1 \omega^2 \cos\omega t, \tag{15}$$

рабочая нагрузка

$$P = -P_0 \operatorname{sign} v_{30} = -P_0 \operatorname{sign} [(l_1 \cos\omega t + BC_3)^{\cdot}] = P_0 \operatorname{sign}(\sin\omega t), \tag{16}$$

силы трения

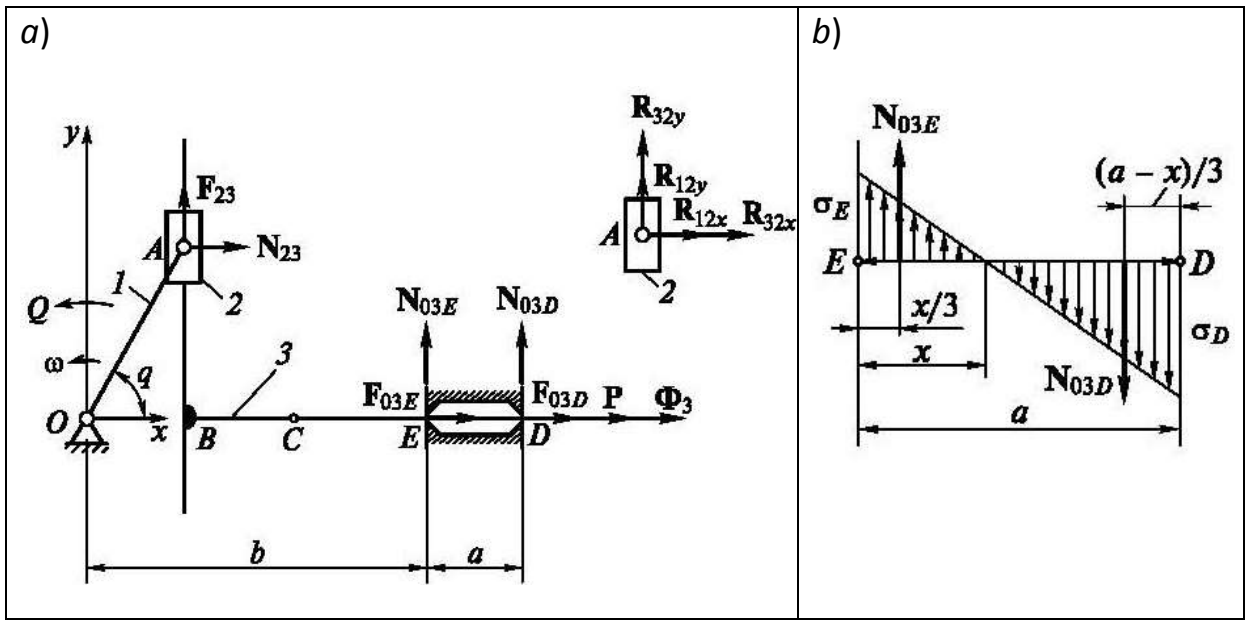


Рис. 3. Модели трения синусного механизма

$$F_{03E} = -f|N_{03E}|\operatorname{sign} v_{30} = f|N_{03E}|\operatorname{sign}(\sin\omega t), \tag{15}$$

$$F_{03D} = -f|N_{03D}|\operatorname{sign} v_{30} = f|N_{03D}|\operatorname{sign}(\sin\omega t), \tag{16}$$

$$F_{23} = -f_1|N_{23}|\operatorname{sign} v_{32} = -f_1|N_{23}|\operatorname{sign}[-(l_1 \sin\omega t)^{\cdot}] = f_1|N_{23}|\operatorname{sign}(\cos\omega t). \tag{17}$$

Предполагая, что силы трения малы, получим рекуррентные соотношения, построенные на базе формул (12)-(17):

$$\left.\begin{aligned} N_{23}^{(k)} &= -m_3 l_1 \omega^2 \cos\omega t - P_0 \operatorname{sign}(\sin\omega t) - f\left(\left|N_{03E}^{(k-1)}\right| + \left|N_{03D}^{(k-1)}\right|\right)\operatorname{sign}(\sin\omega t), \\ N_{03D}^{(k)} &= a^{-1}[N_{23}^{(k)} l_1 \sin\omega t + f_1 (b - l_1 \cos\omega t)\left|N_{23}^{(k-1)}\right|\operatorname{sign}(\cos\omega t)], \\ N_{03E}^{(k)} &= -N_{03D}^{(k)} - f_1\left|N_{23}^{(k-1)}\right|\operatorname{sign}(\cos\omega t), \qquad k = 0, 1, 2, \ldots. \end{aligned}\right\} \tag{18}$$

Эти соотношения позволяют методом последовательных приближений найти неизвестные усилия N_{23}, N_{03D}, N_{03E}. При этом сначала определяются реакции в кинематических парах при отсутствии трения. Затем по найденным нормальным реакциям находят силы трения. На следующем этапе расчета эти силы рассматриваются как заданные силы и вновь вычисляются нормальные компоненты реакций, но уже с их учетом; затем определяют уточненные значения сил трения и т.д. Если этот процесс сходится к некоторому предельному решению, то оно является решением силового анализа $[8-10]$.

Значения нормальных реакций можно также определить из системы уравнений (11) методом перебора знаков:

$$\left.\begin{aligned} \varepsilon_S\varepsilon_E f N_{03E} + \varepsilon_S\varepsilon_D f N_{03D} + N_{23} &= -U, \\ N_{03E} + N_{03D} + \varepsilon_C\varepsilon_A f_1 N_{23} &= 0, \\ (b - l_1\cos\omega t)N_{03E} + (b + a - l_1\cos\omega t)N_{03D} - l_1\sin\omega t\, N_{23} &= 0. \end{aligned}\right\}$$

Искомые усилия определим по правилу Крамера

$$N_{03E} = \frac{\Delta_E}{\Delta}, \qquad N_{03D} = \frac{\Delta_D}{\Delta}, \qquad N_{23} = \frac{\Delta_A}{\Delta},$$

где

$$\Delta = a - f\varepsilon_S(\varepsilon_E - \varepsilon_D)(\sin\omega t - f_1\varepsilon_A|\cos\omega t|)l_1 + ff_1\varepsilon_S\varepsilon_C\varepsilon_A[b\varepsilon_D - (b+a)\varepsilon_E],$$

$$\Delta_E = U[(\sin\omega t - f_1\varepsilon_A|\cos\omega t|)l_1 + f_1\varepsilon_C\varepsilon_A(b+a)],$$

$$\Delta_D = -U[(\sin\omega t - f_1\varepsilon_A|\cos\omega t|)l_1 + f_1\varepsilon_C\varepsilon_A b],\ \Delta_A = -Ua,$$

$$\varepsilon_S = \operatorname{sign}(\sin\omega t),\quad \varepsilon_C = \operatorname{sign}(\cos\omega t),\quad \varepsilon_E = \operatorname{sign}(N_{03E}),$$

$$\varepsilon_D = \operatorname{sign}(N_{03D}),\quad \varepsilon_A = \operatorname{sign}(N_{23}),\quad U = m_3 l_1\omega^2\cos\omega t + P_0\varepsilon_S.$$

Задаваясь значениями $\varepsilon_A = \operatorname{sign}(N_{23}) = \pm 1$, $\varepsilon_D = \operatorname{sign}(N_{03D}) = \pm 1$, $\varepsilon_E = \operatorname{sign}(N_{03E}) = \pm 1$, получаем $2^3 = 8$ линейных систем уравнений. Решая их, сравниваем полученные знаки реакций N_{23}, N_{03D}, N_{03E} с задаваемыми ранее $\varepsilon_A, \varepsilon_D, \varepsilon_E$. Если знаки сил совпадают с $\varepsilon_A, \varepsilon_D, \varepsilon_E$, то найденные значения реакций можно признать пригодными, в противном случае они должны быть отброшены.

Сохранив исходные данные предыдущей задачи, определим нормальные реакции в кинематических парах кулисы синусного механизма, если в поступательной паре 0-3 нормальные силы распределены по линейному закону.

Для нормальных сил, приходящихся на единицу длины линии контакта (рис. 3, *b*), при линейном законе распределения справедливо следующее соотношение: $\sigma_E / x = \sigma_D / (a - x)$, откуда $\sigma_E = x\sigma_D / (a - x)$.

Равнодействующие нормальных сил

$$N_{03E}=\frac{\sigma_E x}{2}=\frac{x^2}{2(a-x)}\sigma_D,\quad N_{03D}=\frac{a-x}{2}\sigma_D.$$

Сила трения, действующая со стороны камня 2 на кулису 3,

$$F_{23}=-f_1|N_{23}|\mathrm{sign}(v_{23})=f_1|N_{23}|\mathrm{sign}(\cos\omega t)=f_1\varepsilon_A\varepsilon_C N_{23},$$

где $\varepsilon_A=\mathrm{sign}(N_{23}),\quad \varepsilon_C=\mathrm{sign}(\cos\omega t)$.

Из уравнения равновесия

$$\sum F_y=F_{23}+N_{03E}-N_{03D}=0$$

получим

$$\sigma_D=\frac{2f_1\varepsilon_A\varepsilon_C(a-x)}{a(a-2x)},\quad N_{03E}=\frac{x^2}{2(a-x)}\sigma_D=\frac{f_1\varepsilon_A\varepsilon_C x^2}{a(a-2x)}N_{23},$$

$$N_{03D}=\frac{a-x}{2}\sigma_D=\frac{f_1\varepsilon_A\varepsilon_C(a-x)^2}{a(a-2x)}N_{23}.$$

Из уравнения равновесия моментов

$$\sum M_B=N_{03E}(b+\frac{x}{3}-l_1\cos\omega t)-(b+a-\frac{a-x}{3}-l_1\cos\omega t)-N_{23}l_1\sin\omega t=0$$

найдем

$$x=\frac{a}{3}\cdot\frac{3[f_1\varepsilon_A\varepsilon_C(b-l_1\cos\omega t)+l_1\sin\omega t]+2f_1\varepsilon_A\varepsilon_C a}{2[f_1\varepsilon_A\varepsilon_C(b-l_1\cos\omega t)+l_1\sin\omega t]+f_1\varepsilon_A\varepsilon_C a}.$$

Здесь учтено, что равнодействующие нормальных сил N_{03E} и N_{03D} отстоят от крайних точек E и D на расстояниях $x/3$ и $(a-x)/3$ соответственно.

Поскольку

$$\sum F_x=P+\Phi_3+N_{23}+F_{03E}+F_{03D}=0,$$

то модули нормальных усилий

$$N_{23}=-\frac{P+\Phi_3}{1+f_1 f\varepsilon_S\varepsilon_C\varepsilon_A[\varepsilon_E x^2+\varepsilon_D(a-x)^2][a(a-2x)]^{-1}};$$

$$N_{03E}=\frac{f_1\varepsilon_A\varepsilon_C x^2}{a(a-2x)}N_{23};\quad N_{03D}=\frac{f_1\varepsilon_A\varepsilon_C(a-x)^2}{a(a-2x)}N_{23}.$$

Оценим реакции в кинематических парах синусного механизма (см. рис. 3, *а*), если масса кулисы $m_3=25\,кг$. Коэффициент трения скольжения между кулисой и стойкой $f=0{,}105$; коэффициент трения между кулисой и камнем $f_1=0{,}105$. Угловая скорость кривошипа $\omega=14\,c^{-1}=const$; длина кривошипа $l_1=0{,}6\,м$; расстояния $a=0{,}1\,м$; $b=0{,}7\,м$. Рабочая нагрузка, действующая на кулису, изменяется по закону $P=-P_0\mathrm{sign}\,v_{30}$, где

$P_0 = 430\,H$ - амплитуда силы, v_{30} - скорость кулисы относительно стойки. Трение во вращательных парах и силы тяжести не учитываем.

Результаты расчета нормальных усилий для 12 положений кривошипа представлены в виде нижеследующей таблицы:

$q, град$	N_{03E}, H	N_{03D}, H	N_{23}, H
0	-520,2	255,1	-2430
30	19135,4	-19878	-7072,5
60	1104842	-1129678	-236524,6
90	нет решения		
120	-2260	2318,7	559,2
	20467	-20129	-3222,6
150	-2530,5	2695	1567,4
180	2843,3	-2640,2	1934,2
210	144942	-141472	33049,6
240	нет решения		
270	нет решения		
300	-2716,4	2666,5	-474,8
330	-4147,6	4015,4	-1259

Заключение

Как видно из вышеприведенной таблицы, в некоторых положениях механизма при заданных кинематических параметрах движения и заданных коэффициентах трения система уравнений силового расчета вообще не имеет решения. С физической точки зрения это означает, что исследуемое движение для данного механизма с трением оказывается невозможным ни при каких значениях движущих сил. В этом случае обычно говорят о заклинивании механизма. Частным случаем заклинивания является эффект самоторможения: механизм невозможно вывести из состояния покоя, какую бы силу ни прикладывать к его входному звену. Увеличение движущей силы вызывает в таком механизме увеличение сил трения, уравновешивающих ее действие.

В действительности полученный результат означает, что систему с соответствующими параметрами нельзя анализировать на основе принятой модели жесткого механизма и кулонова трения в поступательной паре без зазора. Эффект самоторможения должен анализироваться на основе уточненной модели $[11-16]$.

В другом положении ($q = 120^\circ$) система нелинейных уравнений имеет два решения; иными словами, при одних и тех же активных силах механизм может совершать заданное движение при различных движущих силах и различных значениях реакций. Обычно это происходит в таких

положениях механизма, в которых возможно самоторможение, но активные силы и силы инерции имеют положительную мощность, т.е. «помогают» движущей силе, вызывая эффект «оттормаживания». Выяснить, какое из решений будет соответствовать действительным значения реакций и движущих сил, удается, если привлечь дополнительные условия или построить новую модель механизма.

Явление несуществования и неединственности решения уравнений динамики систем с трением получило название парадоксов Пенлеве [17], проиллюстрированные в рассматриваемой статье.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

[1] Коловский М.З. (1989) Динамика машин-Л.: Машиностроение, 263 с.

[2] Вульфсон И.И., Коловский М.З.**(**1968**)**. Нелинейные задачи динамики машин. Л.: Машиностроение, 282 с.

[3] Ле Суан Ань. (1999) Динамика систем с кулоновым трением (теория и эксперимент Изд-во Политехн. ун-та, 300 с.

[4] Kolovsky M.Z., Evgrafov A.N., Semenov Yu.A., Slousch A.V.(2000) Advanced Theory of Mechanisms and Machines. Springer – Verlag Berlin Heidelberg, New York, p. 394

[5] Dresig, H., Holzweißig, F (2010).: Dynamics of Machinery. Springer-Verlag Berlin-Heidelberg, , p 554.

[6] Семенов Ю.А., Семенова Н.С. (2016) Теория механизмов и машин в примерах и задачах. Ч. 2. Изд-во Политехн. ун-та, -282 с

[7] Persson N.J. (2000)) Sliding friction, Springer, 497 P.

[8] Otsuki M, Matsukawa H. (2013) Systematic breakdown of Amontons' law of friction for an elastic object locally obeying Amontons' law. pp. 1586.

[9] Евграфов А.Н, Коловский М.З., Петров Г.Н. (2015)Теория механизмов и машин, учебник для студентов вузов. Изд-во Политехн. ун-та, -248с

[10] Evgrafov A.N., Petrov G.N. (2017) Self-braking of Planar Linkage Mechanisms, Advances in Mechanical Engineering - Selected Contributions from the Conference "Modern Engineering: Science and Education, pp. 83-92.

[11] Le Xyan Ann.(2011) Dynamics of Mechanical Systems with Coulomb Friction. - Berlin: Springer (Foundations of engineering mechanics). p.272.

[12] Durango S., Calle G., Ruiz O. (2010)Analytical method for the kinetostatic analysis of the second-class RRR, assur group, allowing for friction in the kinematic pairs. J. of the Braz. Soc. of Mech. Sci. & Eng. pp. 200-207

[13] Pennestri, E., Valenti, P.P ,Vita, L. (2007) Multibody dynamics simulation of planar linkages with friction, Multibody SystemDynamics, Vol. 17, pp. 321-347.
[14] Тимофеев Г.А., Панюхин В.В., А.В., Яминский А.В. (2017) Анализ критериев самоторможения, Известия высших учебных заведений. Машиностроение, № 2, С. 12-18.
[15] F.P. Bowden, D. Tabor, (2007) The friction and lubrication of solids // Oxford University press, 554 p.
[16] Nosonovsky M ., (2013) Friction -Induced vibrations and self-organization mechanics. Oxford University Press, 2013. P. 244. Singer I.L., Pollock H.M.(eds) (1992), Fundamentals of friction, Springer Science, 603 P.
[17] Painlive` P. (1895) Lecons sur le frottement., Paris

Yu.A.Semenov, N.S.Semenova

INVESTIGATION OF MECHANISMS WITH ACCOUNT OF FRICTION FORCES IN KINEMATIC PAIRS

Peter the Great St.-Petersburg Polytechnic University, Russia

Abstract

In kinematic pairs of mechanisms, friction forces arise; in many cases, these forces significantly affect the movement of the links of mechanisms and should be taken into account in power calculations. The introduction of friction forces leads to an increase in the number of unknown reaction components of the pair, and the number of kinetic equations does not increase. In order for the task of force analysis to remain solvable, additional conditions must be introduced, the number of which is equal to the number of additional unknowns. Usually additional conditions are chosen taking into account the design features of the elements of kinematic pairs, allowing to make some a priori assumptions about the nature of the distribution of normal forces. The paper deals with the formation of such conditions, i.e. essentially examples of construction of computational models of kinematic pairs with friction. The power calculation of the mechanism taking into account friction, reduced to a joint solution of the equations of kinetostatics and additional equations describing the model of kinematic pairs. It is shown that at the given kinematic parameters of motion the system of equations of power calculation has one solution, several solutions or no solution at all.

Key words: the force of friction, dry friction, models of kinematic pairs, Painleve` paradox

REFERENCES

[1] Kolovsky M. Z. (1989) Dynamics of machines-L.: mechanical engineering, 263 p.

[2] Vulfson I. I., Kolovsky M. Z.(1968). Nonlinear problems of dynamics of machines. L.: mechanical engineering, 282 p.

[3] Le Xuan Anh. (1999) the Dynamics of systems with Coulomb friction (theory and experiment publishing house of Polytechnical Institute. 300 p.

[4] Kolovsky M.Z., Evgrafov A.N., Semenov Yu.A., Slousch A.V. (2000) Advanced Theory of Mechanisms and Machines. Springer – Verlag Berlin Heidelberg, New York, p. 394

[5] Dresig, H., Holzweißig, F (2010).: Dynamics of Machinery. Springer-Verlag Berlin-Heidelberg, , p 554.

[6] Semenov Yu. A., Semenova N. S. (2016) Theory of mechanisms and machines in examples and problems. Part 2. Publishing house of Polytechnical Institute. -282 p

[7] Persson N.J. (2000) Sliding friction, Springer, 497 P.

[8] Otsuki M, Matsukawa H. (2013) Systematic breakdown of Amontons' law of friction for an elastic object locally obeying Amontons' law. pp. 1586.

[9] Evgrafov A. N., Kolovsky M. Z., Petrov G. N. (2015)Theory of mechanisms and machines, textbook for University students. Publishing house of Polytechnical University, 248 P.

[10] Evgrafov A.N., Petrov G.N. (2017) Self-braking of Planar Linkage Mechanisms, Advances in Mechanical Engineering - Selected Contributions from the Conference "Modern Engineering: Science and Education, pp. 83-92.

[11] Le Xyan Ann.(2011) Dynamics of Mechanical Systems with Coulomb Friction.- Berlin: Springer (Foundations of engineering mechanics). p.272.

[12] Durango S., Calle G., Ruiz O. (2010)Analytical method for the kinetostatic analysis of the second-class RRR, assur group, allowing for friction in the kinematic pairs. J. of the Braz. Soc. of Mech. Sci. & Eng. pp. 200-207

[13] Pennestri, E., Valenti, P.P ,Vita, L. (2007) Multibody dynamics simulation of planar linkages with friction, Multibody SystemDynamics, Vol. 17, pp. 321-347.

[14] Timofeev G. A., Panyukhin V. V., A.V., Yaminsky A.V. (2017) Analysis of self-braking criteria, news of higher educational institutions. Mechanical Engineering, No. 2, pp. 12-18.

[15] F.P. Bowden, D. Tabor, (2007) The friction and lubrication of solids // Oxford University press, 554 p.

[16] Nosonovsky M ., (2013) Friction -Induced vibrations and self-organization mechanics. Oxford University Press, 2013. P. 244. Singer I.L., Pollock H.M.(eds) (1992), Fundamentals of friction, Springer Science, 603 P.

[17] Painlive` P. (1895) Lecons sur le frottement, Paris.

ISSN 2223-0807
Современное машиностроение: Наука и образование:
материалы 7-й международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н.Евграфова и А.А. Поповича.- СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2018.

DOI 10.1872/MMF-2018-14
УДК 621.8

Н. А. Середа

АНАЛИЗ ПАРАМЕТРОВ КРИВОШИПНО-КОРОМЫСЛОВЫХ МЕХАНИЗМОВ С МАКСИМУМОМ ФУНКЦИИ УГЛА ПЕРЕДАЧИ

Наталья Александровна Середа,
Калининградский государственный технический университет
Россия, Калининград
Тел.: 8 (4012) 99-59-76, E-mail: natalya.sereda@klgtu.ru.

Аннотация

В работе проведен анализ параметров пяти групп кривошипно-коромысловых механизмов с максимумом функции угла передачи, равным 90˚. Из рассмотрения идеальной кинетостатической модели кривошипно-коромыслового механизма предложены математические зависимости для угла размаха коромысла. По предложенным зависимостям получены графические интерпретации для этого угла в функции относительных длин двух звеньев – кривошипа и шатуна. Выполнен анализ параметров кривошипно-коромыслового механизма – угла размаха коромысла в сочетании с минимальным углом передачи при варьировании упомянутых относительных длин звеньев.

Ключевые слова: кривошипно-коромысловый механизм, математическая зависимость, угол размаха коромысла, минимальный угол передачи, графическая интерпретация

Введение

Кривошипно-коромысловые механизмы широко применяются в качестве базовых механизмов различных технологических машин [1 – 7]. В работах [1, 8 – 10] обоснована возможность использования названных механизмов для передачи силовых нагрузок, изменяющихся в интервале рабочего хода по разным законам, а именно:

– нагрузок, возрастающих и убывающих к концу рабочего хода;

– нагрузок, имеющих максимум и минимум внутри интервала рабочего хода;

– нагрузок, приближенно-постоянных в начале рабочего хода и уменьшающихся к его концу.

Многообразие кривошипно-коромысловых механизмов разделено на десять групп, отличающихся друг от друга положением, в котором наблюдается максимум функции угла передачи $\mu_{max} = 90^{\circ}$, а также характером изменения функции угла передачи в интервале рабочего хода. В работах [8, 9] выявлены условия геометрической проворачиваемости и получены области существования таких групп механизмов. Предложены соотношения и графические интерпретации для угла передачи в функции относительных длин звеньев и угла поворота кривошипа. Области существования групп кривошипно-коромысловых механизмов, соотношения и графические интерпретации для угла передачи позволили разработать методику метрического синтеза этих механизмов.

Отметим, что при синтезе кривошипно-коромысловых механизмов значения таких параметров, как угол размаха коромысла и минимальный угол передачи, являются в ряде случаев лимитирующим фактором с точки зрения выполнения механизмом своего функционального назначения.

В настоящей статье выполним анализ угла размаха коромысла и минимального угла передачи в функции относительных длин двух звеньев – кривошипа и шатуна. Для каждой из пяти групп кривошипно-коромысловых механизмов необходимо:

– получить математические зависимости для угла размаха коромысла в функции относительных длин двух звеньев – кривошипа и шатуна;

– оценить характер изменения угла размаха коромысла в сочетании с минимальным углом передачи при варьировании относительных длин кривошипа и шатуна в пределах, обусловленных областью существования каждой группы кривошипно-коромысловых механизмов.

Основная часть

На рисунке 1 представлен кривошипно-коромысловый механизм первой группы (ККМ-1) в двух крайних положениях. Размеры звеньев этого механизма соответствуют области существования ККМ-1: $\lambda_1 = 0{,}15$; $\lambda_2 = \lambda_3 = 0{,}7150$, где λ_1, λ_2 и λ_3 – относительные длины кривошипа, шатуна и коромысла. На рисунке 1 обозначены углы: θ_1, θ_2 и β_0.

Вспомогательные углы θ_1 и θ_2 из треугольников OB_0O_1 и OB_nO_1 (см. рис. 1) в функции трех длин звеньев ККМ-1 равны:

$$\theta_1 = arccos\left(\frac{\lambda_3^2 - \lambda_2^2 - \lambda_2^2 + 2 \cdot \lambda_1 \cdot \lambda_2 + 1}{2 \cdot \lambda_3}\right),$$

$$\theta_2 = arccos\left(\frac{\lambda_3^2 - \lambda_2^2 - \lambda_2^2 - 2\cdot\lambda_1\cdot\lambda_2 + 1}{2\cdot\lambda_3}\right).$$

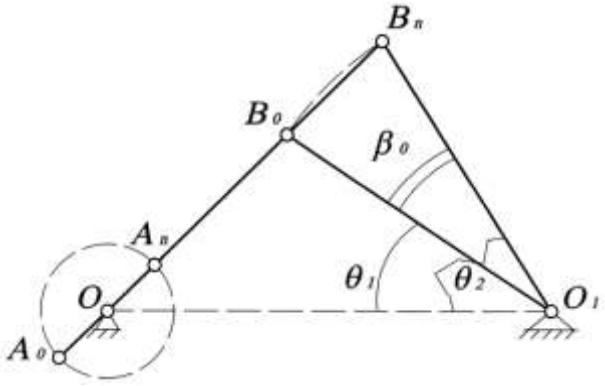


Рисунок 1 – Схема к выводу зависимости для угла размаха коромысла

С учетом соотношения для группы ККМ-1 $\lambda_2^2 + \lambda_3^2 = 1 + \lambda_1^2$, полученного в работе [8], приведем выражения для углов θ_1 и θ_2 в функции двух геометрических параметров:

$$\theta_1 = arccos\left(\frac{1 + \lambda_2\cdot(\lambda_1 - \lambda_2)}{\sqrt{1 + \lambda_1^2 - \lambda_2^2}}\right),$$

$$\theta_2 = arccos\left(\frac{1 - \lambda_2\cdot(\lambda_1 + \lambda_2)}{\sqrt{1 + \lambda_1^2 - \lambda_2^2}}\right).$$

Угол размаха коромысла β_0

$$\beta_0 = \theta_2 - \theta_1 = arccos\left(\frac{1 - \lambda_2\cdot(\lambda_1 + \lambda_2)}{\sqrt{1 + \lambda_1^2 - \lambda_2^2}}\right) - arccos\left(\frac{1 + \lambda_2\cdot(\lambda_1 - \lambda_2)}{\sqrt{1 + \lambda_1^2 - \lambda_2^2}}\right).$$

Для групп ККМ-2, ККМ-3, ККМ-4 и ККМ-5 математические зависимости для угла размаха коромысла получены аналогичным образом (см. таблицу 1).

Таблица 1 – Угол размаха коромысла β_0 для пяти групп кривошипно-коромысловых механизмов

Обозначение группы ККМ	Модель группы:	
	соотношение; минимальный угол передачи [8]	угол размаха коромысла
ККМ-1	$\lambda_2^2+\lambda_3^2=1+\lambda_1^2;$ $\mu_{min}=\arccos\left(\frac{\lambda_1}{\lambda_2\cdot\lambda_3}\right).$	$\beta_0=\arccos\left(\frac{1-\lambda_2\cdot(\lambda_1+\lambda_2)}{\sqrt{1+\lambda_1^2-\lambda_2^2}}\right)-$ $\arccos\left(\frac{1+\lambda_2\cdot(\lambda_1-\lambda_2)}{\sqrt{1+\lambda_1^2-\lambda_2^2}}\right)$
ККМ-2	$\lambda_2^2+\lambda_3^2=(1+\lambda_1)^2;$ $\mu_{min}=\arccos\left(\frac{2\cdot\lambda_1}{\lambda_2\cdot\lambda_3}\right).$	$\beta_0=\arccos\left(\frac{1-\lambda_2^2+\lambda_1\cdot(1-\lambda_2)}{\sqrt{(1+\lambda_1)^2-\lambda_2^2}}\right)-$ $\arccos\left(\frac{1-\lambda_2^2+\lambda_1\cdot(1+\lambda_2)}{\sqrt{(1+\lambda_1)^2-\lambda_2^2}}\right)$
ККМ-3	$\lambda_2^2+\lambda_3^2=(1-\lambda_1)^2;$ $\mu_{min}=\arccos\left(\frac{2\cdot\lambda_1}{\lambda_2\cdot\lambda_3}\right).$	$\beta_0=\arccos\left(\frac{1-\lambda_2^2-\lambda_1\cdot(1+\lambda_2)}{\sqrt{(1-\lambda_1)^2-\lambda_2^2}}\right)-$ $\arccos\left(\frac{1-\lambda_2^2+\lambda_1\cdot(\lambda_2-1)}{\sqrt{(1-\lambda_1)^2-\lambda_2^2}}\right)$
ККМ-4	$(\lambda_2-\lambda_1)^2+\lambda_3^2=1;$ $\mu_{min}=$ $=\arccos\left(\frac{\lambda_1(1-\lambda_1+\lambda_2)}{\lambda_2\cdot\lambda_3}\right)$	$\beta_0=\arccos\left(\frac{1-\lambda_2^2-\lambda_1^2}{\sqrt{1-(\lambda_2-\lambda_1)^2}}\right)-$ $\arccos\left(\frac{1-(\lambda_2-\lambda_1)^2}{\sqrt{1-(\lambda_2-\lambda_1)^2}}\right)$
ККМ-5	$(\lambda_2+\lambda_1)^2+\lambda_3^2=1;$ $\mu_{min}=$ $=\arccos\left(\frac{\lambda_1(1+\lambda_1+\lambda_2)}{\lambda_2\cdot\lambda_3}\right)$	$\beta_0=\arccos\left(\frac{1-(\lambda_1+\lambda_2)^2}{\sqrt{1-(\lambda_1+\lambda_2)^2}}\right)-$ $\arccos\left(\frac{1-\lambda_1^2-\lambda_2^2}{\sqrt{1-(\lambda_1+\lambda_2)^2}}\right)$

Рисунок 2 содержит графическую интерпретацию угла β_0 в функции относительных длин кривошипа λ_1 и шатуна λ_2 для ККМ-1.

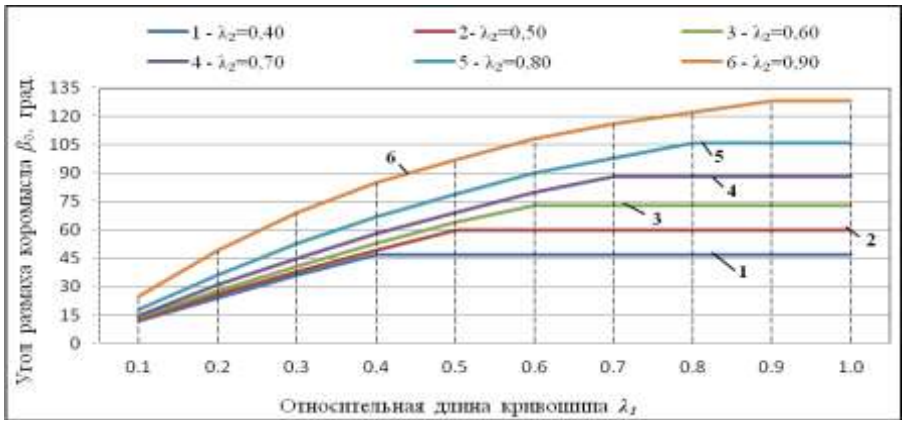


Рисунок 2 – Угол β_0 размаха коромысла (ККМ-1)

Из рисунка 2 видно, что с увеличением длины шатуна λ_2 при λ_1 = const угол β_0 повышается до некоторого значения, а затем остается постоянным. Область постоянных значений угла β_0 становится меньше при стремлении длины λ_2 к единице, а также при больших значениях длины кривошипа λ_1. Угол размаха коромысла увеличивается до тех пор, пока длина λ_1 не станет равной длине λ_2, при этом $\lambda_3 = 1{,}0$, угол передачи $\mu_{min} = 0^\circ$. Когда $\lambda_1 > \lambda_2$, угол β_0 остается постоянным, минимальный угол передачи при таком сочетании геометрических размеров механизма не существует. Иными словами, числовые значения углов β_0 и μ_{min} для механизмов группы ККМ-1, пригодных для практических целей, наблюдаются при длинах: $\lambda_1 < \lambda_2$ (или $\lambda_1 < \lambda_3$), $\lambda_3 < 1{,}0$ (или $\lambda_2 < 1{,}0$).

На рисунке 3 представлена графическая интерпретация угла β_0 в функции относительных длин кривошипа λ_1 и шатуна λ_2 для ККМ-2.

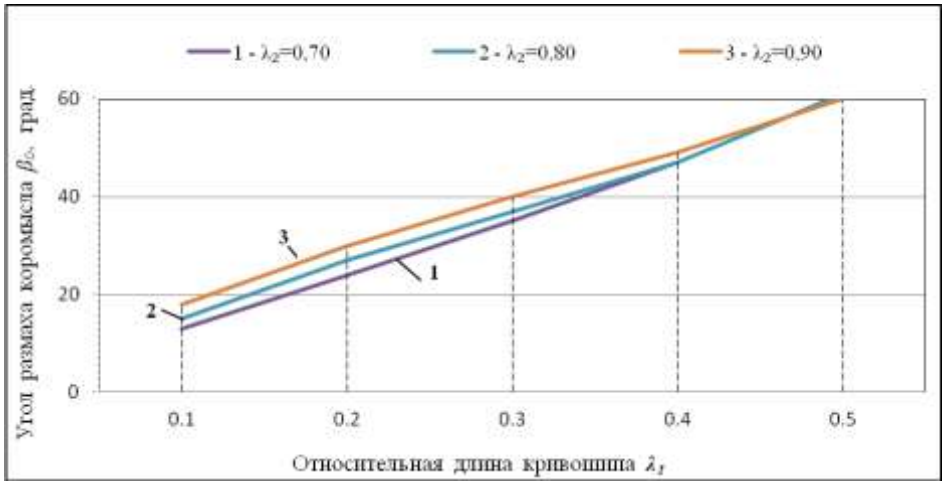


Рисунок 3 – Угол β_0 размаха коромысла (ККМ-2)

Анализ рисунка 3 позволил заключить, что с увеличением длины шатуна λ_2 при λ_1 = const угол β_0 повышается. При увеличении угла размаха коромысла минимальный угол передачи понижается. При длине λ_2, равной 0,20; 0,30; 0,40, угол размаха коромысла существует не на всем диапазоне изменения длины кривошипа λ_1 (на рисунке 3 не показано). Область существования угла β_0 смещается в сторону больших значений длины λ_2. Диапазон значений угла β_0, приемлемых с точки зрения осуществления технологического процесса, лежит в интервале изменения длины кривошипа λ_1 от 0,30 до 0,60 и длины шатуна λ_2 от 0,50 до 1,00.

Рисунок 4 содержит графическую интерпретацию угла β_0 в функции относительных длин кривошипа λ_1 и шатуна λ_2 для ККМ-3.

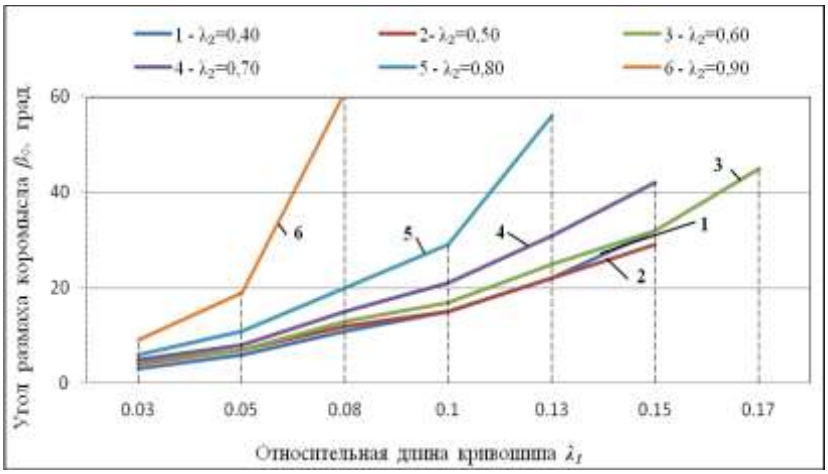


Рисунок 4 – Угол β_0 размаха коромысла (ККМ-3)

Из рисунка 4 видно, что с увеличением длины шатуна λ_2 при λ_1 = const значения угла β_0 увеличиваются. Угол μ_{min} сначала повышается, а затем снижается. При стремлении значения длины коромысла λ_3 к λ_2 угол μ_{min} изменяется от 40˚ до 45˚, при этом угол $\beta_0 \approx 25^\circ$.

Возможность варьирования угла размаха коромысла при малых значениях длины λ_2 (до 0,30) ограничена (на рисунке 4 не показано). При больших значениях λ_2 (от 0,80 до 0,90) возможность варьирования угла β_0 расширяется, но этот угол существует не на всем диапазоне изменения длины кривошипа λ_1. При малых значениях длины шатуна λ_2 угол размаха коромысла мал ($\beta_0 \leq 15^\circ$).

На рисунке 5 представлена графическая интерпретация угла β_0 в функции относительных длин кривошипа λ_1 и шатуна λ_2 для ККМ-4.

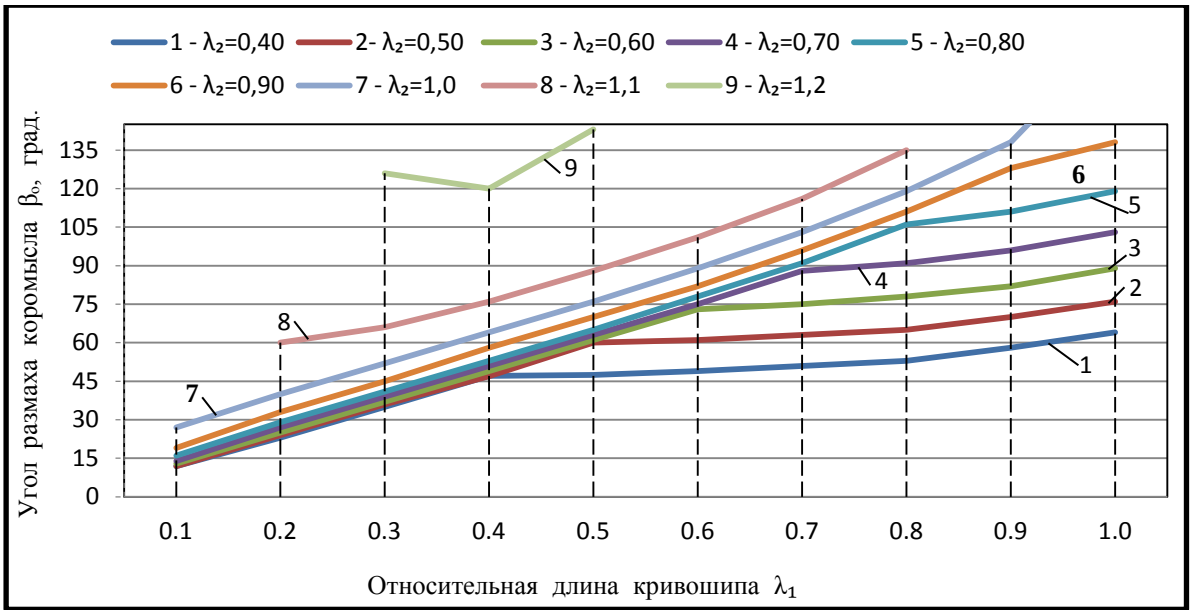


Рисунок 5 – Угол β_0 размаха коромысла (ККМ-4)

Анализ рисунка 5 позволил установить, что с увеличением длины шатуна λ_2 при λ_1 = const значение угла β_0 повышается. Угол μ_{min} не существует до тех пор, пока значение длины кривошипа λ_1 не станет равно значению длины шатуна λ_2. Например, при $\lambda_1 = \lambda_2 = 0{,}30$, угол передачи $\mu_{min} = 0^\circ$, а угол $\beta_0 \approx 34^\circ$. Если $\lambda_2 > \lambda_1$, то минимальный угол передачи сначала увеличивается, достигая максимального значения, а затем уменьшается, угол размаха коромысла увеличивается. При $\lambda_1 > \lambda_2$ значения угла μ_{min} не существуют, угол β_0 стремится к 180º. Если $\lambda_2 > \lambda_1$, то значения угла μ_{min} снижаются до 0º (при $\lambda_1 = \lambda_2$), а угол размаха коромысла стремится к 30º… 40º.

Рисунок 6 содержит графическую интерпретацию угла β_0 в функции относительных длин кривошипа λ_1 и шатуна λ_2 для ККМ-5.

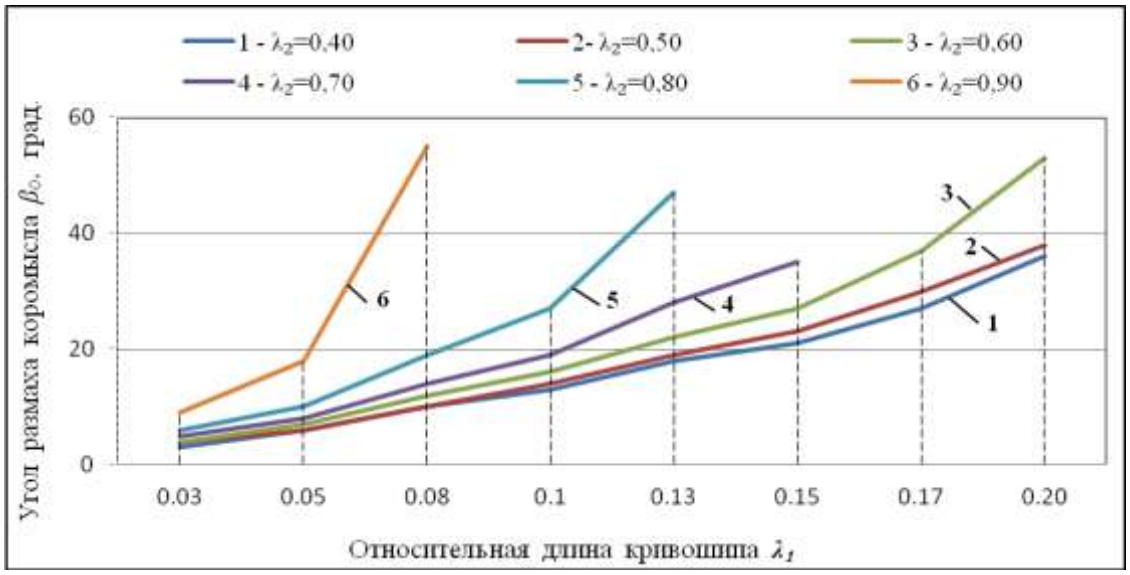


Рисунок 6 – Угол β_0 размаха коромысла (ККМ-5)

Из рисунка 6 видно, что с повышением значений длины шатуна λ_2 при λ_1 = const угол β_0 увеличивается. Угол μ_{min} сначала повышается до своего максимального значения (при $\lambda_2 \approx \lambda_3$), а затем снижается. Углы β_0 и μ_{min} не существуют на значительном интервале изменения длины кривошипа λ_1 при малых и больших значениях длины λ_2.

Возможность варьирования угла размаха коромысла при малых значениях длины шатуна λ_2 (до 0,20) ограничена (на рисунке 6 не показано). При больших значениях длины λ_2 (от 0,70 до 0,90) возможность варьирования угла β_0 расширяется, но этот угол существует не на всем диапазоне изменения длины кривошипа λ_1. При малых значениях длины шатуна λ_2 угол размаха коромысла мал ($\beta_0 \leq 16^\circ$).

Заключение

Таким образом, в работе исследованы параметры пяти групп кривошипно-коромысловых механизмов; получены математические зависимости для угла размаха коромысла в функции относительных длин двух звеньев – кривошипа и шатуна; проведен анализ графических интерпретаций угла размаха коромысла в сочетании с минимальным углом передачи при варьировании относительных длин кривошипа и шатуна.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

[1] Колчин Н.И. Механика машин: в 2-х т. – М-Л: Машгиз, 1963. Т. 1. – 375 с.

[2] Марголин Ш. Ф. Теория механизмов и машин: теория, примеры, графические работы. – Минск: Вышэйшая школа, 1968. – 375 с.
[3] Крайнев А.Ф. Удивительная механика. – М.: Машиностроение, 2005. – 120 с.
[4] Крайнев А.Ф. Машиноведение на языке схем, рисунков и чертежей. Книга 1. Технологии, машины и оборудование. – М.: Изд. дом «Спектр», 2010. – 296 с.
[5] Крайнев А.Ф. Механизмы машин. Функция, структура, действие. – М.: Изд. дом «Спектр», 2016. – 176 с.
[6] Манипулятор для передачи изделий / Горлатов А. С., Середа Н. А.: пат. 2376130 Рос. Федерация. № 2008122804/02; заявл. 05.06.2008; опубл. 20.12.2009. Бюл. № 35. – 5 с.
[7] Вульфсон И. И. Динамика цикловых машин.– СПб.: Изд-во «Политехника». 2013. – 425 с.
[8] Горлатов А. С. Кинематический синтез центральных кривошипно-коромысловых механизмов // Научное обозрение. 2010. № 2. С. 26 – 30.
[9] Середа Н.А. Семейства кривошипно-коромысловых механизмов с функцией угла передачи, изменяющейся по комбинированному закону // Качество и жизнь. – 2017. – № 3. – С. 40 – 45.
[10] Середа Н.А. Группы кривошипно-коромысловых механизмов с различным характером изменения функции угла передачи // Современное машиностроение. Наука и образование: материалы 6-й Междунар. науч.-практ. конф. СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2017. – С. 191 – 201.

N.A. Sereda

ANALYSIS OF PARAMETERS OF THE CRANK-ROCKER MECHANISMS WITH THE MAXIMUM OF THE TRANSMISSION ANGLE FUNCTION'S

Kaliningrad State Technical University, Russia

Abstract

In the work the analysis of parameters of the crank-rocker mechanisms with the maximum of the function of transmission angle. From the consideration of the ideal kinetic model of the crank-rocker mechanism, mathematical dependences for the parameter, which is a limiting factor in the design, – the angle of the rocker angle, are proposed. According to the proposed dependences, graphical interpretations of the rocker angle in the function of two relative

lengths of the links – the connecting rod and the rocker are obtained. The parameters of the crank-rocker mechanism – the angle of magnitude of the rocker arm in combination with the minimum transmission angle with variation of the mentioned relative lengths are analyzed.

Key words: crank-rocker mechanism, mathematical dependence, the angle of magnitude of the rocker, the minimum angle of transmission, graphical interpretation

REFERENCES

[1] Kolchin N. I. *Mechanics of machines: in two volumes.* Moscow-Leningrad: Mashgiz. 1963. 375 p. (rus.)
[2] Margolin Sh. F. *Theory of mechanisms and machines: theory, examples, graphical works*. Minsk: Vycheichaia shkola. 1968. 375 p. (rus.)
[3] Krainev A. F. *Amazing mechanics*. Moscow: Mechanical Engineering. 2005. 120 p. (rus.)
[4] Krainev A. F. *Mechanical engineering in the language of diagrams, images and drawings. Book 1. Technologies, machines and equipment*. Moscow: Publishing house "Spectrum". 2010. 296 p. (rus.)
[5] Krainev A. F. *The mechanisms of machines. Function, structure, action*. Moscow: Publishing house "Spectrum". 2016. 176 p. (rus.)
[6] Gorlatov A. S., Sereda N. A. (2009). Manipulator for transferring the products. *Ru Patent No. 2376130*. Russian Federation. (rus.)
[7] Vulfson I. I. *Dynamics of cyclic machines*. – Saint Petersburg: Politehnika. 2013. 425 p. (rus.)
[8] Gorlatov A. S. (2010). Kinematic synthesis of central crank-and-rocker mechanisms. *Nauchnoe obozrenie*, (2), pp. 26 – 30.
[9] Sereda N. A. (2017). Groups of the Ckank-Beam Mechanisms with the Function of the Transmission Angle, Changing on the Combined Law. *Quality and life*, (3), pp. 40 – 45.
[10] Sereda N. A. (2017). Groups Crank-Rocker Mechanisms with Different Character Changes the Function of the Transmission Angle. *6th International scientific conference «Modern Mechanical Engineering: Science and Education»*, pp. 191 – 201. (rus).

ISSN 2223-0807
Современное машиностроение: Наука и образование :
материалы 7-й международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н.Евграфова и А.А. Поповича.- СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2018.

DOI 10.1872/MMF-2018-15
УДК 621.01

В.М. Третьяков

АЛГЕБРАИЧЕСКИЙ ПОДХОД К РАЗРАБОТКЕ ЭЛЕМЕНТНОЙ БАЗЫ ГРУППЫ ОДНОРОДНОЙ ПРОДУКЦИИ

Владимир Михайлович Третьяков, д.т.н., профессор
Ковровская государственная технологическая академия
им. В.А. Дегтярева Россия, г. Ковров
Тел.: (49232) 4-20-33, E-mail: tretykov.kovrov@list.ru.

Аннотация

В работе рассмотрены некоторые положения алгебраического подхода к решению задач проектирования унифицированной элементной базы для группы однородной продукции. Его особенность состоит в использовании структурных моделей, учитывающих узлы сопряжения изделий. Задача определения номенклатуры компонентов элементной базы сводится к решению системы линейных алгебраических уравнений. Приведен пример разработки элементной базы группы грузоподъемных манипуляторов.

Ключевые слова: групповое проектирование, группа однородной продукции, элементная база, алгебраический подход, узлы сопряжения, унификация, манипуляторы.

Введение. Для повышения эффективности создания продукции все шире применяется групповой подход к разработке изделий, технологических процессов, производств [1 – 7]. Важное место среди групповых технологий занимает групповое проектирование изделий [8].

Применение алгебраического подхода при проектировании основано на использовании структурных моделей изделий, учитывающих узлы сопряжения их составных частей (СЧ) [9, 10]. Под узлом сопряжения понимается совокупность фрагментов СЧ, служащих для взаимодействия с другим объектом [10, 11]. Узел сопряжения обеспечивает соединение и передает потоки энергии, вещества и сигналов. Широко используемый за

рубежом подход «контакт-канал» [12, 13] не выделяет узлы сопряжения в качестве самостоятельных элементов.

Объектом группового проектирования является группа однородной продукции, изделия которой выполняют схожие функции и делятся по типам, модификациям и типоразмерам. К одному типу относятся изделия, имеющие схожую структуру. Изделия одной модификации имеют один и тот же состав компонентов. Типоразмер изделия определяется типоразмерами его компонентов. Типы, модификации и типоразмеры образуют базис для идентификации изделий группы [14]. СЧ изделий группы образуют ее элементную базу (ЭБ), которая делится на непересекающиеся классы компонентов. Компоненты e_{ik} класса E_i, выполняют одинаковые функции, имеют один и тот же вектор конструктивных параметров и одинаковый состав узлов сопряжения $R_i = (a_{ij})$. Каждый узел сопряжения компонента характеризуется исполнением, т.е. конкретными значениями множества признаков. Один из соединяемых узлов сопряжения имеет охватывающее исполнение, другой охватываемое. Модификации компонентов отличаются значениями конструктивных параметров и/или исполнениями узлов. Типоразмер компонента определяется параметрами потоков, проходящих через него.

Методика разработки ЭБ группы однородной продукции с использованием понятия «узел сопряжения» включает следующие этапы:

1. На основе принципа действия проектируемых изделий определяются виды передаваемых потоков энергии вещества и сигналов, номенклатура СЧ и состав их узлов сопряжения [10].

2. Определяются характеристики потоков, передаваемых узлами сопряжения.

3. По параметрам передаваемых потоков определяются параметры узлов сопряжения и, опираясь на ряды предпочтительных чисел, типоразмеры СЧ. Проводится унификация узлов сопряжения.

4. Распределяются исполнения (охватываемое, охватывающее) узлов по СЧ с целью уменьшения разнообразия компонентов ЭБ [15, 16].

5. Определяются координаты узлов сопряжения компонентов ЭБ [17].

6. С учетом перемещений, совершаемых при сборке и функционировании, формируются конструкции компонентов ЭБ [10, 18].

В статье рассмотрена формализация задачи рационального распределения исполнений узлов сопряжения по СЧ.

Предварительные замечания

При разработке ЭБ для описания соединений узлов сопряжения используются уравнения сборки [10]: $a_{ij} + a_{mn} = 0$. Для изделия g_i система таких уравнений, представленная в матричной форме, имеет вид: $[b]_i[a]_i = [h]_i$, где $[a]_i$ – матрица-столбец неизвестных, соответствующих

узлам сопряжения СЧ $(a_{11}, a_{12}, \ldots, a_{ij}, \ldots)$, используемым для создания соединений в изделии; $[b]_i$ – матрица коэффициентов при неизвестных, которые принимают значения 0 либо 1; $[h]_i$ – матрица-столбец правых частей уравнений. К этой системе добавляются уравнения унификации узлов $a_{hj} - a_{mn} = 0$ и исполнений узлов $a_{ij} = h_k$ (например, для покупных СЧ), где h_k – обозначение требуемого варианта исполнения узла сопряжения.

Чтобы эти выражения можно было использовать, как алгебраические уравнения поставим в соответствие каждому оригинальному узлу сопряжения число, а всему множеству исполнений узлов множество действительных чисел. Для различения охватываемых и охватывающих исполнений узлов используются знаки «-» и «+», соответственно.

Соединения СЧ в изделии можно представить в виде графа связей узлов сопряжения (рис. 1), матрицы смежности A_i^a (рис. 2) узлов сопряжения, матрицы инцидентности B_i^a [10]. В изделии любой узел сопряжения соединен только с одним узлом другой СЧ, поэтому граф связей является обыкновенным (отсутствуют петли и кратные ребра), степени всех вершин $\deg(a_{lf})$ равны 0 либо 1, т. е. он содержит только висячие и изолированные вершины. Число ребер (дуг) графа вдвое меньше числа вершин, имеющих степень равную единице. В каждом ряду матрицы смежности расположена максимум одна единица, а ее диагональные элементы равны нулю. Строки матрицы инцидентности содержат максимум по одной единице.

Матрица коэффициентов $[b]_i$ системы уравнений сборки содержит в каждой строке по два элемента равных единице, а в каждом столбце максимум одну единицу. Число строк матрицы $[b]_i$ равно числу ребер графа связей узлов сопряжения СЧ изделия. Узел сопряжения составной части, соответствующая ему вершина структурной модели и соответствующая им обоим неизвестная, входящая в уравнения, обозначены одинаково: a_{ij}. Таким образом, между элементами графа и системы уравнений сборки существует взаимно однозначное соответствие. Если одинаково упорядочить множество вершин графа и множество неизвестных системы, а также множество ребер графа и множество уравнений системы, то в качестве матрицы коэффициентов $[b]_i$ можно использовать транспонированную матрицу инцидентности B_i^{aT} графа связей узлов сопряжения.

Состав исходной группы изделий $G = \{g_1, g_2, g_3, g_4, g_5, g_6, g_7, g_8, g_9, g_{10})$,

ЭБ $E = \{e_{11}, s_1e_{11}, s_2e_{11}, s_3e_{11}, s_1e_{21}, s_2e_{21}, s_3e_{21}, e_{22}, s_2e_{22}, s_1e_{31}, s_2e_{31}, s_3e_{31}, e_{32}, s_2e_{32}\}$

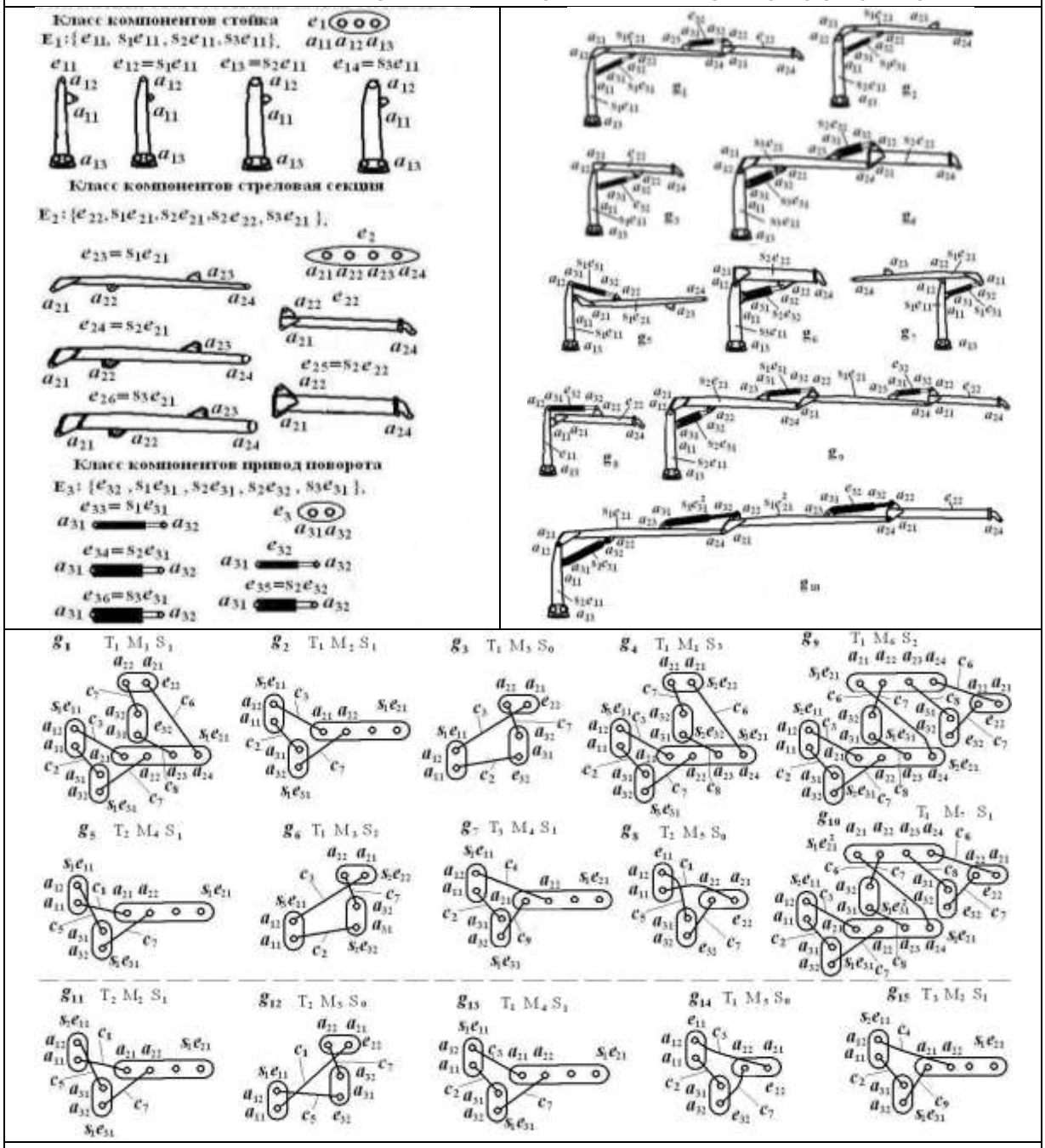


Рис. 1. Изделия группы и их структурные модели

Можно показать, что в силу указанных выше особенностей B_i^a матрица $B_i^a B_i^{aT}$ содержит не нулевые строки матрицы B_i^{aT} в удвоенном количестве. Будем считать, что в качестве исходных данных используется матрица смежности A_i^a. В соответствии с [19] для регулярного графа имеет место соотношение: $A_i^a = B_i^a B_i^{aT} - \deg(a_{lf})E$, где E – единичная

матрица. Произведение $B_i^a B_i^{aT}$ можно найти по формуле: $B_i^a B_i^{aT} = A_i^a + \deg(a_{lf})E$. Из найденной матрицы исключаются строки дублеры. Полученная матрица является перестановочно подобной [20] матрице B_i^{aT} и может использоваться в качестве матрицы $[b]_i$. Так как степени висячих вершин равны единице, а изолированных – нулю, то в качестве первого шага преобразования матрицы A_i^a в матрицу B_i^{aT} можно просто суммировать ее с единичной матрицей: $(A_i^a + E)$. В полученной матрице изолированным вершинам будут соответствовать строки с одной единицей, которые удаляются при ее преобразовании в $B_i^a B_i^{aT}$.

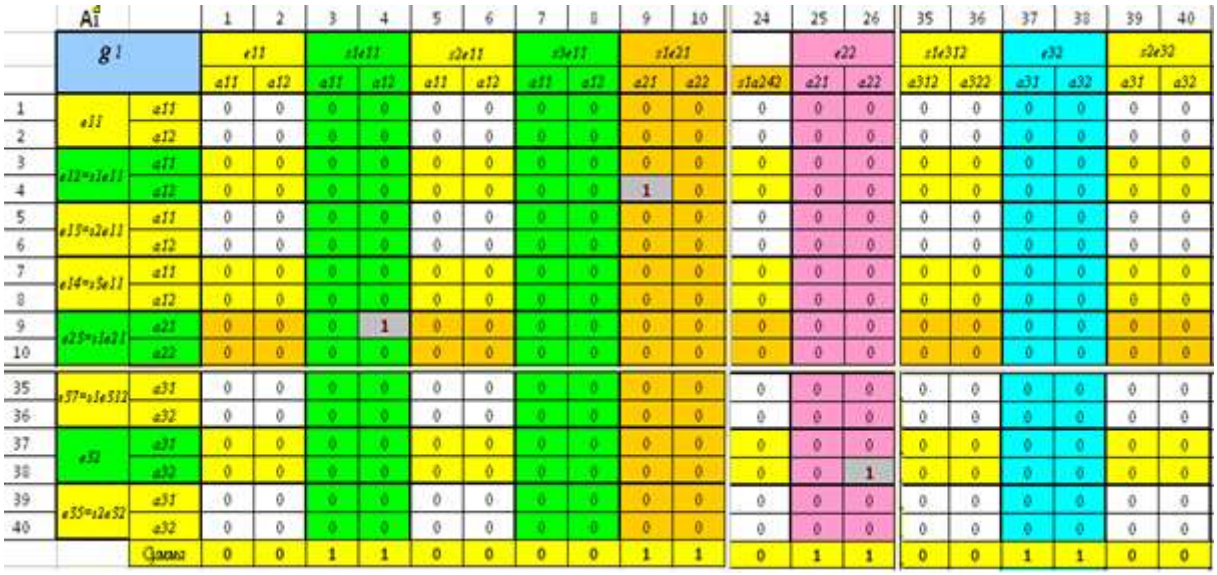


Рис. 2

Исходные данные для разработки ЭБ группы однородной продукции. Множество разрабатываемых устройств (рис. 1) относящихся к трем типам (T_1, T_2, T_3), семи модификациям (M_1, M_2,…, M_7) и четырем типоразмерам (S_0, S_1, S_2, S_3) [14]. Структурные модели, учитывающие узлы сопряжения, представленные в виде графов связей (рис. 1) и матрицами смежностей A^a узлов сопряжения. Фрагменты матрицы смежности изделия g_1 приведены на рис. 2. Компоненты ЭБ разделены на классы, а внутри классов на модификации и типоразмеры (рис. 1). Для компонентов каждого класса E_i определены: состав узлов сопряжения $R_i = (a_{ij})$; типоразмеры, заданные преобразованиями подобия (s_0, s_1, s_2, s_3); требуемые исполнения узлов сопряжения. Исходная группа из 10 изделий [14] дополнена пятью изделиями (рис. 1).

Разработка элементной базы группы однородной продукции в части, определяемой соединениями узлов в изделиях, связана с решением задачи распределения исполнений узлов сопряжения по СЧ.

Декомпозиция задачи проектирования. Некоторые СЧ используются в изделиях разных типов, модификаций и типоразмеров, а их узлы сопряжения образуют соединения в трех и более изделиях. Для упрощения задачи проектирования ее решение осуществляется последовательно для каждой подгруппы изделий одного типоразмера в порядке уменьшения их мощности: $S_1 = \{g_1,\ g_2,\ g_5,\ g_7,\ g_{10},\ g_{11},\ g_{13},\ g_{15}\}$, $S_0 = \{g_3,\ g_8,\ g_{12},\ g_{14}\}$, $S_2 = \{g_6,\ g_9\}$, $S_3 = \{g_4\}$. Решение, полученное для первой подгруппы, учитывается при поиске решения второй подгруппы и т.д. В итоге определяется решение для всей группы в целом.

Формирование системы уравнений сборки основано на использовании матриц смежности A_i^a (рис. 2), определенных на всем множестве узлов сопряжения СЧ изделий группы. Первый шаг - проверка на не повторяемость обозначений неизвестных в формируемых уравнениях, а значит и обозначений, соответствующих им узлов сопряжения. Появление узлов сопряжения с идентичными обозначениями, связано с тем, что состав узлов компонентов одного класса одинаков, даже если эти компоненты имеют разные модификации и типоразмеры (столбцы 37 – 40 матрицы на рис. 2). Для исключения повторяемости изменяются обозначения неизвестных, например, за счет учета в обозначениях типоразмеров СЧ (столбцы 37 – 40 матриц на рис. 3).

Преобразование матрицы смежности A_i^a в матрицу B_i^{aT} начинается суммированием ее с единичной: $(A_i^a + E)$. Из полученной матрицы удаляются строки, для которых сумма элементов равна единице. Для изделия g_1 результат показан в верхней части рис. 3. Далее из матрицы исключаются строки дублеры. Например, строка 29 – дублер строки 3 (рис. 3). В итоге получается матрица коэффициентов перед неизвестными $[b]_i$ (нижняя часть рис. 3). Нумерация строк в ней обновлена. Матрицы коэффициентов всех (какого-либо подмножества) изделий группы объединяются, удаляются соответствующие одинаковым соединениям строки дублеры. В итоге формируется объединенная матрица коэффициентов уравнений.

Формирование уравнений идентичности узлов сопряжения и уравнений, определяющих конкретные исполнения узлов. Эти уравнения вводят дополнительные ограничения номенклатуры СЧ и их узлов сопряжения. Они могут быть различны и определяются разработчиком. Например, для изделий группы (рис. 1) можно потребовать, чтобы у каждого компонента класса E_3 (приводы поворота) оба узла сопряжения имели

идентичные исполнения, например, $a_{31} - a_{32} = 0$, $s_1 a_{31} - s_1 a_{32} = 0$ и т.д. Второй пример – задание требования к исполнениям узлов сопряжения одной СЧ уравнением вида: $a_{ij} + a_{ik} = 0$. Оно определяет применение в составе одной СЧ охватываемого и охватывающего исполнений узлов. Это позволяют соединять друг с другом несколько экземпляров одной и той же СЧ.

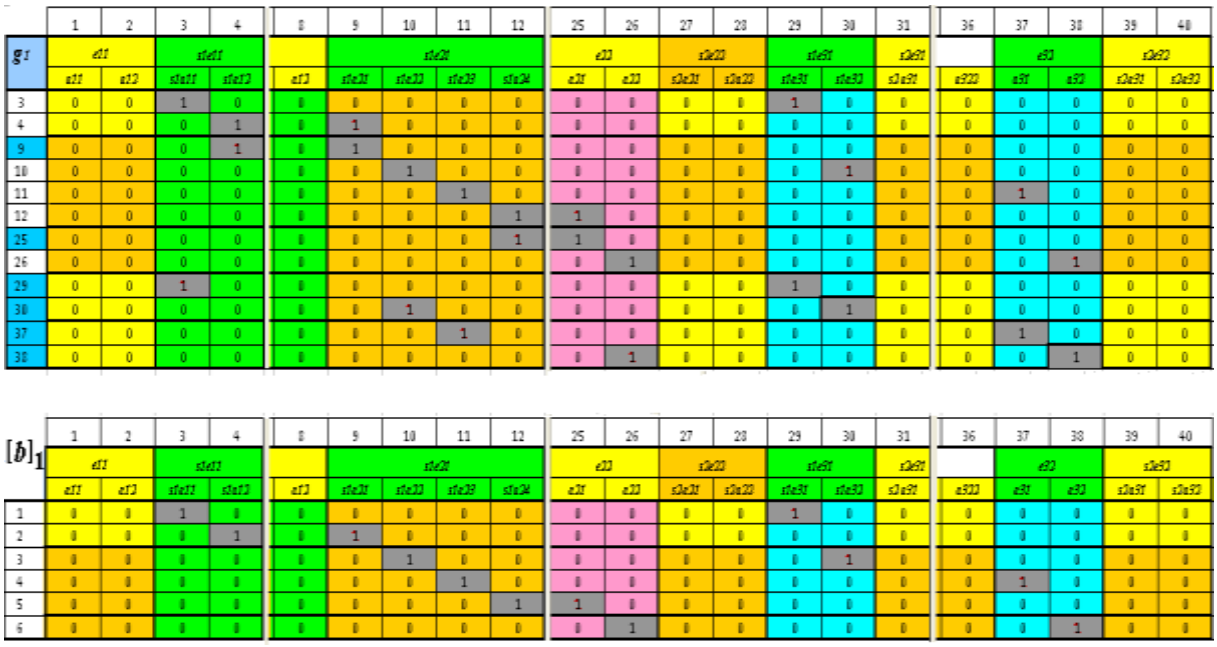


Рис. 3

Назначение конкретных исполнений некоторым узлам сопряжения часто связано с использованием покупных изделий. Например, для компонентов класса E_3 используются исполнения узлов:

e_{32} $a_{31} = -1$, $a_{32} = -1$;	$s_1 e_{31}$ $s_1 a_{31} = -10$, $s_1 a_{32} = -10$;	$s_2 e_{32}$ $s_2 a_{31} = 100$, $s_2 a_{32} = -100$	и т.д.

Построение объединенной системы уравнений и определение исполнений узлов сопряжения СЧ на примере подгруппы изделий типоразмера S_0**.** Формируется система уравнений сборки путем объединения матриц коэффициентов при неизвестных каждого изделия данного типоразмера. В итоге получается матрица коэффициентов, соответствующая системе из 9 уравнений с 8 неизвестными, которая приводится к ступенчатому виду (левая часть рис. 4).

	1	2	3	4	25	26	37	38
[b]s0	e11		s1e11		e22		e32	
	a11	a12	s1a11	s1a12	a21	a22	a31	a32
23	1	0	0	0	1	0	0	0
24	0	1	0	0	0	0	1	0
25	0	0	1	0	1	0	0	0
26	0	0	0	1	0	0	1	0
22	0	0	0	0	1	0	-1	0
6	0	0	0	0	0	1	0	1
27	0	0	0	0	0	0	0	0
21	0	0	0	0	0	0	0	0
28	0	0	0	0	0	0	0	0

	1	2	3	4	25	26	37	38	
[b]s0	e11		s1e11		e22		e32		
	a11	a12	s1a11	s1a12	a21	a22	a31	a32	h
23	1	0	0	0	1	0	0	0	0
24	0	1	0	0	0	0	1	0	0
25	0	0	1	0	1	0	0	0	0
26	0	0	0	1	0	0	1	0	0
22	0	0	0	0	1	0	-1	0	0
6	0	0	0	0	0	1	0	1	0
I	0	0	0	0	0	0	1	0	-1
II	0	0	0	0	0	0	0	1	-1
27	0	0	0	0	0	0	0	0	0
21	0	0	0	0	0	0	0	0	0
28	0	0	0	0	0	0	0	0	0

Рис. 4

Шесть первых рядов, на которых расположен базовый минор, отделены основной линией. Полученная матрица показывает, что 3 уравнения (строки 21, 27 и 28) являются зависимыми. Для того чтобы найти решение необходимо задать значения для двух неизвестных: a_{31}, a_{32}. В имеющуюся систему добавляются применявшиеся для погруппы S_1 уравнения, определяющие конкретные исполнения узлов: $a_{31}=-1$ (I), $a_{32}=-1$ (II). Результат приведен в правой части рис. 4. В расширенной матрице появился столбец правых частей $[h]$. Анализ матрицы, приведенной к ступенчатому виду, показывает, что ее ранг равен 8 и система имеет решение: a_{11}=1, a_{12}=1, s_1a_{11}=1, s_1a_{12}=1, a_{21}=-1, a_{22}=1, $a_{31}=-1$, $a_{32}=-1$. Оно включено в состав решения №1 в таблице результатов расчета.

Результаты формирования элементной базы для группы грузоподъемных манипуляторов приведены на рис. 5. Решения №1 и №2 получены с использованием алгебраического подхода. Часть процесса получения решения №1 описана выше. Для варианта №2 задавались исполнения узлов сопряжения для каждого привода поворота E_3. Один узел имеет охватывающее исполнение, второй – охватываемое, причем $a_{ij}+a_{ik}=0$. Решение №3 получено ручным способом по структурным схемам изделий. Заданными считались исполнения узлов приводов поворота. Указанное в нижних строках таблицы общее число СЧ группы изделий учитывает их различие по типоразмерам и исполнениям узлов. Число исполнений СЧ по узлам не учитывает отличия по типоразмерам. В скобках приведено число СЧ с исполнениями узлов, соответствующими рекомендациям, приведенным в [21].

При формировании ЭБ по варианту №1 использовались 5 систем уравнений, общее число которых равно 70 при 40 неизвестных. Максимальное число неизвестных равно 126, если в качестве отправной точки принять, что исполнения узлов во всех изделиях группы различны.

№ неизвестной	класс СЧ	исполнение СЧ	Узел сопряжения	Решение №1 (Вариант А2) Модификац. СЧ по исполнениям узлов 1	2	3	Решение №2 Заданы узлы Е3 Модификац. СЧ по исполнениям узлов 1	2	3	Решение №3 (ручной режим) Модификац. СЧ по исполнениям узлов 1	2	3
1		e11	a11	1			-1			-1	1	
2			a12	1			-1			1	-1	
3		s1e11	s1a11	-10	1		-10	-1		10	-10	1
4	E1		s1a12	-10	1		-10	-1		-10	10	10
5		s2e11	s2a11	-10			-100	-10		100	-10	10
6			s2a12	-10			-10	-10		-100	10	-10
7		s3e11	s3a11	1000	100		-1000	-100		1000	100	
8			s3a12	-1000	100		-1000	-100		-1000	-100	
9		s1e21	s1a21	10			10	10		10	10	
10			s1a22	10			10	10		10	10	
11			s1a23	1			-10	-1		10	1	
12			s1a24	-10			-10	-10		-10	-10	
13		s2e21	s2a21	10			10			100		
14			s2a22	100			100			100		
15			s2a23	-10			-10			10		
16			s2a24	-10			-10			-10		
17		s3e21	s3a21	1000			1000			1000		
18	E2		s3a22	1000			1000			1000		
19			s3a23	100			-100			100		
20			s3a24	100			-100			-100		
21		s1e212	s1a212	10			10			10		
22			s1a222	10			10			10		
23			s1a232	1			-1			1		
24			s1a242	-10			-10			-10		
25		e22	a21	10	-1		10	1		10	1	
26			a22	1	1		1	1		1	1	
27		s2e22	s2a21e22	-100			100			100		
28			s2a22e22	100			100			100		
29		s1e31	s1a31	10			10			-10		
30			s1a32	-10			-10			-10		
31		s2e31	s2a31	10			100			-100		
32			s2a32	-100			-100			-100		
33		s3e31	s3a31	-1000			1000			-1000		
34			s3a32	-1000			-1000			-1000		
35	E3	s1e312	s1a312	-1			10			-10		
36			s1a322	-10			-10			-10		
37		e32	a31	-1			1			-1		
38			a32	-1			-1			-1		
39		s2e32	s2a31e32	-100	-100		100			-100		
40			s2a32e32	-100	100		-100			-100		
Общее число СЧ группы изделий				19			19			22		
Число исполнений СЧ по узлам				17 (7)			16 (10)			18 (6)		

Рис. 5

Все найденные решения позволяют скомплектовать 15 изделий группы. Показатели унификации: коэффициент межпроектной унификации $K_{iO} = 0{,}76$, показатель интегрированности ЭБ группы [22] $\alpha = 0{,}406$.

Выводы. Алгебраический подход, основанный на применении структурных моделей изделий, учитывающих узлы сопряжения, позволяет на этапе разработки элементной базы свести задачу определения номенклатуры ее компонентов к решению системы линейных алгебраических уравнений.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

[1] Сапожков Д.В. К вопросу создания отечественного семейства лесных машин онежским тракторным заводом // Инновационные технологии в науке и образовании. – 2015. – №2(2). – С. 269–270.

[2] Блочно-модульный принцип конструирования бесплатформенных инерциальных блоков / М.В. Антонова [и др.] // Вестник ЮУрГУ. Серия «Компьютерные технологии, управление, радиоэлектроника». – 2015. – Т. 15, № 4. – С. 101–109.

[3] Дзоценидзе Т.Д. Разработка и создание нового семейства развозных автомобилей, в том числе сельскохозяйственного назначения, в рамках проекта «Вожак» // Технология колесных и гусеничных машин. – 2015. – №3(19). – С.45–57.

[4] Журавлев П.В. Анализ значения модификаций и семейств при проектировании современных пассажирских самолетов // Научный вестник МГТУ ГА. – 2013. – №188. – с.121–125.

[5] Аскалонова Т.А., Леонов С.Л., Ситников А.А. Организация групповой технологии в гибких производственных системах // Вестник современных технологий. – 2016. – №1. – с.4–9.

[6] Смирнов В.В., Овчаренко А.Г. Формирование групп деталей при проектировании групповых технологий машиностроения // Актуальные проблемы в машиностроении. – 2016. – №3. – с.134–139.

[7] Simpson, T. W., Siddique, Z., & Jiao, J. Product platform and product family design: Methods and applications. New York: Springer, 2006. – 548p.

[8] Третьяков В.М. Роль групповой технологии при реализации принципов бережливого производства // Стандарты и качество. – 2017. – № 12. – С.56 – 60.

[9] Третьяков В.М. Применение узлов сопряжения при проектировании изделий // Современное машиностроение. Наука и образование. – 2014. – №4. – С. 443–453.

[10] Третьяков В.М. Конструирование семейств изделий машиностроения. Монография: [в 2 ч]. / В.М. Третьяков; Федеральное агентство по образованию, Гос. образовательное учреждение высшего проф. образования «Ковровская гос. Технологическая акад. им. В. А. Дегтярева». Ковров, 2009.

[11] Третьяков В.М. Конструктивное и функциональное единство составных частей устройства в полезных моделях // Патентный поверенный. – 2016. – №6. – С. 49–59.

[12] Казанцев В.Н., Павлов В.А. Терминология и подходы к определению модульной структуры роботов // Мехатроника, автоматизация, управление. – 2017. – Т.18 – № 11. – С.744–748.

[13] Albers A., Zingel C. Interdisciplinary Systems Modeling using the Contact & Channel Model for SYSML // Proceedings of the ICED'11, the 18th

International Conference on Engineering Design, 2011, Technical University of Denmark. http://www.researchgate.net/publication/285582096_INTERDISCIPLINARY_SYSTEMS_MODELING_USING_THE_CONTACT_CHANNEL-MODEL_FOR_SYSML. (дата обращения 12.03.2018)
[14] Третьяков В.М. Алгебраический подход к анализу строения группы однородной продукции // Современное машиностроение: Наука и образование: материалы 6-й международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н. Евграфова и А.А. Попова. СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, – 2017. – №4. – С. 214-226.
[15] В.М. Третьяков. О структурном синтезе механизмов // Теория механизмов и машин. – 2006. – Т.4 – №1. – С.38–43.
[16] В.М. Третьяков. Причины избыточности номенклатуры составных частей изделий // Техника машиностроения. – 2011. – № 2. – С. 58–63.
[17] В.М. Третьяков. Конструирование изделий машиностроения. Определение координат узлов сопряжения // Сборка в машиностроении, приборостроении. – 2010. – №10. – с.11–21.
[18] В.М. Третьяков. Использование понятия «узел сопряжения» при конструировании изделий машиностроения // Вестник машиностроения. – 2010. – №12. – с.24 – 30.
[19] Акимов О.Е. Дискретная математика: логика, группы, графы, фракталы. http://sceptic-ratio.narod.ru/ma/dm3-2d.htm. (дата обращения 12.03.2018)
[20] Асанов М.О., Баранский В.А., Расин В.В. Дискретная математика: Графы, матроиды, алгоритмы. – Ижевск: НИЦ "РХД", 2001, 288 с.
[21] Третьяков В.М. О номенклатуре звеньев механических систем // Теория механизмов и машин. – 2016. – Т.14. – №2. – С.54-68.
[22] Третьяков В.М. Оценка разнообразия составных частей выпускаемых изделий // Стандарты и качество. – 2014. – №12(930). – С. 34–36.

V.M. Tretyakov

AN ALGEBRAIC APPROACH TO DEVELOPMENT OF AN ELEMENTAL BASE OF A HOMOGENOUS PRODUCT CATEGORY

V. A. Degtyarev Kovrov State Technological Academy, Russia

Abstract

The paper presents some principles of an algebraic approach to the design of a unified elemental base for a homogenous product category. The peculiarity of the approach under consideration lies in the use of structural models taking

into account products interface nodes. When developing the elemental base the components nomenclature determination problem comes to solution of a system of linear algebraic equations. The paper also gives an example of development of an elemental base for a group of weight lifting manipulators.

Key words: group design, homogenous product category, elemental base, algebraic approach, interface nodes, unification, manipulators.

REFERENCES

[1] Sapogkov D.V. K voprosu sozdaniy otechestvennogo semeystva lesnyh mashin onegskim traktornym zavodom // Innovacionnye tehnologii v nauke I obrazovanii. – 2015. – №2(2). – P. 269–270. (rus.)
[2] Blochno-modulnyi princip kostruirovaniy besplatformennyh inercialnyh blokov / M.V. Antonova [i dr.] // Vestnik YUrGU Seriy «Kompiuternie tehnologii, upravlenie, radioelektronika». – 2015. – T. 15, № 4. – P. 101–109. (rus.)
[3] Dzocenidze T.D. Razrabotka i sozdanie novogo semeistva razvoznyh avtomobiley, v tom chisle selskohoziystvennogo naznacheniy, v ramkah proekta «Vogak» // Tehnologia kolesnyh i gusenichnyh mashin. – 2015. – №3(19). – P.45–57. (rus.)
[4] Guravlev P.V. Analiz znacheniy modifikaciy i semeistv pri proektirovanii sovremennyh passagirskih samoletov // Nauchnyi vestnik MGTU GA. – 2013. – №188. – P.121–125. (rus.)
[5] Askalonova T.A., Leonov S.L., Sitnikov A.A. Organizaciy gruppovoy tehnologii v gibkih proizvodstvennyh sistemah // Vestnik sovremennyh tehnologiy. – 2016. – №1. – P.4–9. (rus.)
[6] Smirnov V.V., Ovcharenko A.G. Formirovanie grupp detaley pri proektirovanii gruppovyh tehnologiy mashinostrorniy // Aktualnye problem v mashinostroenii. – 2016. – №3. – P.134–139. (rus.)
[7] Simpson, T. W., Siddique, Z., & Jiao, J. Product platform and product family design: Methods and applications. New York: Springer, 2006. – 548p.
[8] Tretyakov V.M. The value of group technology for lean production principles implementation // Standards and Quality. – 2017. – № 12. – P.56 – 60. (rus.)
[9] Tretyakov V.M. Application of junctions for product design // Modern mechanical engineering: Science and education. – 2014. – №4. – P. 443-453. (rus.)
[10] Tretyakov V.M. Designing of families of products of mechanical engineering. Monography [in 2 parts] / V.M. Tretyakov. Kovrov. FAE SEI HE «V. A. Degtyarev Kovrov State Technological Academy», 2009. (rus.)
[11] Tretyakov V.M. Konstruktivnoe i funkcionalnoe edinstvo sostavnyx chastei ustroistva v poleznyh modeliah // Patenthyi poverennyi. – 2016. – №6. – P. 49–59. (rus.)

[12] Kazantsev V.N., Pavlov V.A. Terminology and approaches to a definition of modular robot structure // Mekhatronika, avtomatizatsia, upravlenie. – 2017. – T.18 – № 11. – P.744–748. (rus.)
[13] Albers A., Zingel C. Interdisciplinary Systems Modeling using the Contact & Channel Model for SYSML // Proceedings of the ICED'11, the 18th International Conference on Engineering Design, 2011, TECHNICAL UNIVERSITY OF DENMARK. http://www.researchgate.net/publication/285582096_INTERDISCIPLINARY_SYSTEMS_MODELING_USING_THE_CONTACT_CHANNEL-MODEL_FOR_SYSML. (data obraschenia 12.03.2018)
[14] Tretyakov V.M. An algebraic approach to the structural analisys of a homogenous product category // Modern mechanical engineering: Science and education.: materialy 6 megdunarodnoy nauchno-prakticheskoy konferencii / Pod red. A.N.Evgrafova i A.A.Popova. SPb.: Izd-vo Politehn. un-ta, – 2017. – №4. – P. 214-226. (rus.)
[15] Tretyakov V.M. On the Structural Synthesis of Mechanisms. // Theory of Mechanisms and Machines. – 2006. – Vol. 4. – №1. – P. 38-43. (rus.)
[16] Tretyakov V.M. Reasons for Redundancy of Products Components Nomenclature. // Engineering Technology. – 2011. – №2. – pp. 58–63. (rus.)
[17] Tretyakov V.M. Konstruirovanie izdeliy mashinostroenia. Opredelenie koordinat uzlov sopriagenia // Sborka v mashinostroenii, priborostroenii. - 2010. - №10. – P.11–21. (rus.)
[18] Tretyakov V.M. Ispolzovanie poniatiy «uzel sopriagenia» pri konstruirovanii izdeliy mashinostroenia // Vestnik mashinostroenia. – 2010. – №12. – P.24 – 30. (rus.)
[19] Akimov O.E. Diskretnaiy matematika: logika, gruppy, grafy, fraktaly. http://sceptic-ratio.narod.ru/ma/dm3-2d.htm. (data obraschenia 12.03.2018). (rus.)
[20] Asanov M.O., Baranskiy V.A., Rasin V.V. Diskretnaiy matematika: Grafy, matroidy, algoritmy. – Igevsk: NIC "RHD", 2001, 288 p. (rus.)
[21] Tretyakov V.M. Notes on Range of Mechanical Systems Links // Theory of Mechanisms and Machines. – 2016. – Vol.14. – №2. – P.54-68. (rus.)
[22] Tretyakov V.M. Ocenka raznoobrazia sostavnyx chastei vypuskaemyh izdelii // Standards and Quality. – 2014. – №12(930). – P. 34–36. (rus.)

ISSN 2223-0807
Современное машиностроение: Наука и образование :
материалы 7-й международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н.Евграфова и А.А. Поповича.- СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2018.

DOI 10.1872/MMF-2018-16
УДК 621.01

М.Р.Фаизов [1], М.Г.Яруллин [2], А.П.Мудров[3]

СИНТЕЗ СФЕРИЧЕСКОГО КРИВОШИПНО-ПОЛЗУННОГО МЕХАНИЗМА И ЕГО КИНЕМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ

[1]Фаизов Марат Рауфович,
Казанский национальный исследовательский технический университет им. А.Н. Туполева-КАИ (КНИТУ-КАИ)
Россия, Казань
Тел.: 89503269979, E-mail:faizovmarat92@gmail.com

[2]Мунир Гумерович Яруллин, д.т.н., профессор,
Казанский национальный исследовательский технический университет им. А.Н. Туполева-КАИ (КНИТУ-КАИ)
Россия, Казань
E-mail: Yarullinmg@yahoo.com

[3]Александр Петрович Мудров, к. т. н., доцент
Казанский национальный исследовательский технический университет им. А. Н. Туполева
Россия, Казань,
E-mail: Mudrov.alex@yandex.ru

Аннотация

В данной статье представлен сферический четырехзвенный кривошипно-ползунный механизм. Создана 3D- модель данного механизма в программе SolidWorks с проверкой углового перемещения, угловой скорости и углового ускорения. Проведен кинематический анализ в программе Maple 17 и создана математическая модель.
Ключевые слова: сферический механизм, кривошипно-ползунный механизм, кинематика

Введение

Пространственные механизмы до сих пор не реализованы в масштабном применении, исследователи всего мира пытаются их реализовать в полной мере.[1-2].Изучение и создание данных механизмов приводит выводу новых оборудований и приборов.[3-5]. Особое значение

уделяют механизму Беннету, о котором описано и изучено в большом объеме[6-9]. Редкое изучение уделяют сферическим механизмам.[10].Особенно мало изучены сферические двухподвижные механизмы.[11]. На основе двухподвижного сферического механизма был смоделирован сферический тренажер вестибулярного аппарата (см. рис 1.) Сферические двухподвижные механизмы имеют свои особые особенности, о которых исследователи часто недооценивают[12]. Для более интересного изучения сферического механизма определим, из чего состоит тренажер и почему используется этот механизм[13-14]: мотор-редуктор ведущего кривошипа 1установлен на стойку 11. Мотор-редуктор соединен с валом 2 ,на котором установлена шестерня 3 и входит в зацепление зубчатого колеса 4. Зубчатое колесо установлено на полый вал 5, который соединен с мотор-редуктором 12. Полый вал соединен с ведущим кривошипом 6, который соединен с шатуном 7. , Капсула 8; закреплена между ведущим стержнем 9 и шатуном 7; Ведущий стержень закреплен с центральным валом 10, который посажен на привод 12.

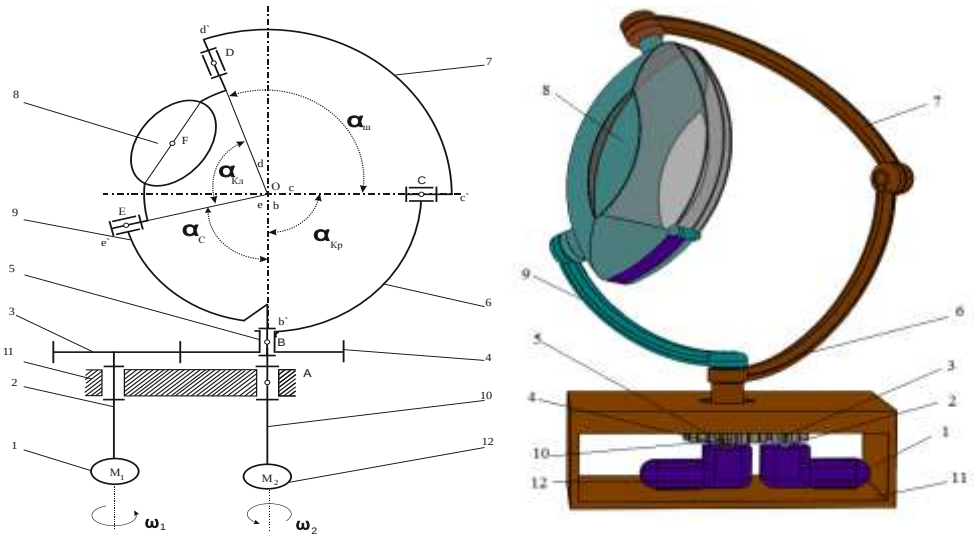


Рис.1 Структурная схема и 3D-модель сферического тренажера

Структура кривошипно-шатунного механизма

Наиболее простой сферический механизм, содержащий только одноподвижные вращательные пары, состоит из четырех звеньев.[15] Из сферических четырехзвенных механизмов рассмотрим центральный кривошипно-шатунный механизм ABC (см. Рис 2). Кривошипно-шатунный механизм состоит из стойки -1 кривошипа -2, шатуна -3 – ползуна -4. Для которого $a_2 = 30°$ и $a_3 = 120°$ - центральные углы, определяющие длины кривошипа и шатуна.

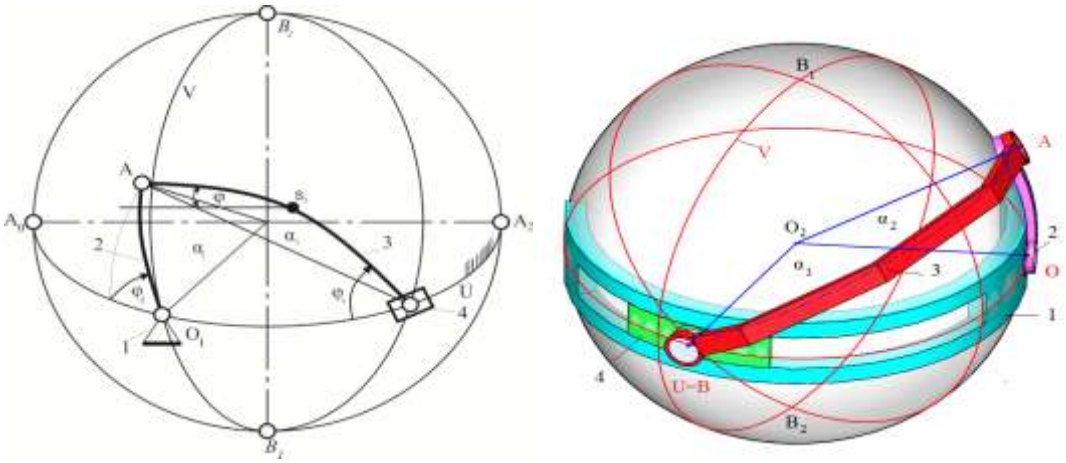


Рис.1.Структурная схема и 3D-модель сферического кривошипно-ползунного механизма.

Кинематика сферического механизма

Для кинематического анализа указанного механизма сперва определяем положения выходных звеньев 3 и 4 и точки S_3 и S_3' определим

Соответственно

$$\sin a_3 \cdot \sin \varphi_3 = \sin a_2 \cdot \cos a \cdot \sin \varphi_2 + \sin a \sqrt{1 - \sin^2 a_2 \cdot \sin^2 \varphi_2} \quad (1)$$

Выведем соотношение угла φ_3 от φ_2:

$$\varphi_3 = \arcsin\left(\frac{\sin a_2 \cdot \cos a \cdot \sin \varphi_2 + \sin a \sqrt{1 - \sin^2 a_2 \cdot \sin^2 \varphi_2}}{\sin a_3}\right) \quad (2)$$

Для определения угловой скорости определяется дифференцированием выражения (2) по обобщенной координате φ_2:

$$\varphi_3' = \frac{\sin a_2 \cdot \cos(a) \cdot \cos \varphi_2 - \dfrac{\sin a \cdot \sin a_2^2 \cdot \sin \varphi_2 \cdot \cos \varphi_2}{\sqrt{1 - \sin a_2^2 \cdot \sin \varphi_2^2}}}{\sin a_3 \cdot \sqrt{1 - \dfrac{\left(\sin a_2 \cdot \cos a \cdot \sin \varphi_2 + \sin a \cdot \sqrt{1 - \sin a_2^2 \cdot \sin \varphi_2^2}\right)^2}{\sin a_3^4}}} \quad (3)$$

Для определения углового ускорения определяется дифференцирование выражения (3) по обобщенной координате φ_2:

$$\left\{\varphi_3'' = \frac{-\sin a_2 \cdot \cos a \cdot \sin \varphi_2 - \frac{\sin a \cdot \sin a_2^4 \cdot \sin \varphi_2^2}{\sqrt[3]{(1-\sin a_2^2 \cdot \sin \varphi_2^2)}} - \frac{\sin a \cdot \sin \varphi_2^2}{\sqrt{1-\sin a_2^2 \cdot \sin \varphi_2^2}} + \frac{\sin a \cdot \sin a_2^2 \cdot sin\varphi_2^2}{\sqrt{1-\sin a_2^2 \cdot \sin \varphi_2^2}}}{\sin a_3^3 \cdot \sqrt{(1 - \frac{(\sin a_2 \cdot \cos a \cdot \sin \varphi_2 + \sin a \cdot \sqrt{1-\sin a_2^2 \cdot \sin \varphi_2^2})^2}{\sin a_3^2}}} + \frac{(\sin a_2 \cdot \cos a \cdot \cos \varphi_2 - \frac{\sin a \cdot \sin a_2^2 \cdot \sin \varphi_2 \cdot \cos \varphi_2}{\sqrt{1-\sin a_2^2 \cdot \sin \varphi_2^2}})^2}{\sin a_3^3 \cdot \sqrt[3]{(1 - \frac{\left(\sin a_2 \cdot \cos a \cdot \sin \varphi_2 + \sin a \cdot \sqrt{1-\sin a_2^2 \cdot \sin \varphi_2^2}\right)^2}{\sin a_3^2}})^2}}\right.$$

Расстояние U_B определяющие положение ползуна 4 получаем:

$$U_B = \arctan(\tan a_3 \cdot \cos \varphi_3) - \arctan(\tan a_2 \cdot \cos \varphi_2) \quad (5)$$

Аналог угловой скорости определяется дифференцированием выражения 5 по обобщенной координате φ_2:

$$U_B' = \frac{\tan a_2 \cdot \sin \varphi_2}{1 + \tan a_2^2 \cdot \cos \varphi_2} \quad (6)$$

Аналог углового ускорения определяется дифференцированием выражения 6 по обобщенной координате φ_2.

$$U_B'' = \frac{\tan a_2 \cdot \cos \varphi_2}{1 + \tan a_2^2 \cdot \cos \varphi_2^2} + \frac{2 \tan a_2^3 \cdot \sin \varphi_2^2 \cdot \cos \varphi_2}{(1 + \tan a_2^2 \cdot \cos \varphi_2^2)^2} \quad (7)$$

Положение точки S_3 являющейся центром тяжести звена BC, когда оно большой толщины, относительно географических координат DAV определяется следующим выражением:

$$\cos l_{S_3} = \cos U_{S_3} \cdot \cos V_{S_3} \quad (8)$$

$$l_{s_3} = \arccos(\cos U_{s_3} \cdot \cos V_{S_3}) \quad (9)$$

Скорость точки S_3 являющейся центром тяжести звена AB, когда оно большой толщины, относительно географических координат UOV определяется дифференцированием выражения (9) угла φ_2

$$\begin{cases} l'_{S_3} = \sin(-\arctan(\tan a_3 \cdot \cos\varphi) + \arctan(\tan\frac{a_3}{2} \cdot \cos\varphi_2)) \\ \tan a_2 \cdot \sin\varphi_2 \sqrt{1 - \sin(\frac{a_3}{2})^2 \cdot \sin\varphi_3{}^2} \,/ \\ /(1 + \tan a_2^2 \cdot \cos\varphi_2^2) \cdot \\ \sqrt{1 - \cos(1 - \cos(-\arctan(\tan a_3 \cdot \cos\varphi) + \arctan(\tan\frac{a_3}{2} \cdot \cos\varphi_3)) + \\ \sqrt{+\arctan(\tan a_2 \cdot \cos\varphi_2)^2 (1 - \sin\frac{a_3}{2})^2 \cdot \sin\varphi_3)^2} \end{cases}$$

Ускорение точки S_3 звена АВ определяется дифференцированием:

$$l''_{S_3} = \left(l'_{S_3}\right)'$$

А при малой толщине звена АВ положения точки S'_3 можно определить отношением

$$\cos l_{S'_3} = \cos U_{S'_3} \cdot \cos V_{S'_3} \tag{10}$$

В формулах расстояние 8 и 10 расстояния $U_{S_3}, U_{S'_3}, V_{S_3}$ и $V_{S'_3}$ имеет вид

$$\begin{cases} U_{S_3} = \arctan(\tan a_3 \cdot \cos\varphi) - \arctan(\tan\frac{a_3}{2} \cdot \cos\varphi_3) - \\ -\arctan(\tan a_2 \cdot \cos\varphi_2\ ) \end{cases} \tag{11}$$

$$V_S = S_3 \cdot L = \arcsin(\sin\frac{a_3}{2} \cdot \sin\varphi_3) \tag{12}$$

$$U_{S'_3} = U_{S_3} - \arctan(\frac{3}{5}\sin\frac{a_3}{2} \cdot \tan\frac{a_3}{4} \cdot \sin\varphi \tag{13}$$

$$V_{S'_3} = V_{S_3} - \arcsin(\frac{3}{5} \cdot \sin\frac{a_3}{2} \cdot \tan\frac{a_3}{4} \cdot \cos\varphi) \tag{14}$$

$$\varphi = \arcsin\left[\frac{\sin(a + \arcsin(\sin a_2 \cdot \sin\varphi_2) - \arcsin\ (\sin\frac{a_3}{2} \cdot \sin\varphi_3)}{\sin\frac{a_3}{2}}\right] \tag{15}$$

Аналоги угловых линейных скоростей определяется дифференцированием выражений 8 и 10:

$$V_{S_3(\varphi_2)} = \frac{(U'_{S_3} \sin U_{S_3} \cdot \cos V_{S_3} + V'_{S_3} \sin V_{S_3} \cdot \cos U_{S_3})}{\sin l_{S_3}} \tag{16}$$

$$V_{S'_3(\varphi_2)} = \frac{(U'_{S'_3} \cdot \sin U_{S'_3} \cdot \cos V_{S'_3} + V'_{S'_3} \cdot \sin V_{S'_3} \cdot \cos U_{S'_3})}{\sin l_{S'_3}} \tag{17}$$

где $U'_{S_3},\ U'_{S'_3}, V'_{S_3}, V'_{S'_3}$ - производные величин $U_{S_3}, U_{S'_3}, V_{S_3}, V_{S'_3}$ по обобщенной координате $\cos\varphi_2$.

Для получения расчетных формул определяющих реальные значения линейных скоростей точек S_3 и S'_3 можно продифференцировать выражения (11-14) по времени t:

$$\begin{cases} \dot{V_{S_3}} = p \cdot \omega_2 \cdot \\ \cdot \left(\left[\sin V_1 \cdot \sqrt{(1 - \sin a_2^2 \cdot \sin \varphi_2^2)} + \cos V_1 \cdot \sin a_2 \cdot \sin \varphi_2 \right] - \sin V_3 \right) \\ \cos a_3 \end{cases} \quad (18)$$

$$\begin{cases} \dot{U_{S_3}} = p \cdot \omega_2 (\sin a_3^2 - \sin a_3 \cdot \cos V_3 \\ \left[\sin V_1 \cdot \sqrt{(1 - \sin a_2^2 \cdot \sin \varphi_2^2)} + \cos V_1 \cdot \sin a_2 \cdot \sin \varphi_2 \right] \\ - \left[\sin V_1 \cdot \sqrt{(1 - \sin a_2^2 \cdot \sin \varphi_2^2)} + \cos V_1 \cdot \sin a_2 \cdot \sin \varphi_2 \right]^2 - \sin V_3^2 \end{cases} \quad (19)$$

$$V_{S_3} = \sqrt{(\dot{U}_{S_3}^2 + \dot{V}_{S_3}^2)} \quad (20)$$

Угловое ускорение звеньев 3 и 4 можно найти дифференцированием формул по времени t:

$$\epsilon_2 = \omega_1^2 \cdot \varphi_3'' + \epsilon_1 \cdot \varphi_3', \quad (21)$$

$$\epsilon_3 = \omega_1^2 \cdot D_C'' + \epsilon_1 \cdot D_C' \quad (22)$$

φ_3'' и U''_B - аналоги угловых ускорений; ω_1-угловая скорость входного звена; ϵ_1- угловое ускорение входного звена 1.

Расчетное значение ускорения точки S_3 определяется выражением

$$a_{S_3} = \sqrt{(\ddot{U}_{S_3}^2 + \ddot{V}_{S_3}^2)} \quad (23)$$

Здесь

$$\begin{cases} \ddot{U_{S_3}} = p \cdot (\epsilon_1 ((\sin a_3^2 - \sin a_3 \cdot \cos V_3 \\ \left[\sin V_1 \cdot \sqrt{(1 - \sin a_2^2 \cdot \sin \varphi_2^2)} + \cos V_1 \cdot \sin a_2 \cdot \sin \varphi_2 \right] \\ - \left[\sin V_1 \cdot \sqrt{(1 - \sin a_2^2 \cdot \sin \varphi_2^2)} + \cos V_1 \cdot \sin a_2 \cdot \sin \varphi_2 \right]^2 - \sin V_3^2 \\ + \omega_1^2 \{ d (\sin a_3^2 - \sin a_3 \cdot \cos V_3 \\ \left[\sin V_1 \cdot \sqrt{(1 - \sin a_2^2 \cdot \sin \varphi_2^2)} + \cos V_1 \cdot \sin a_2 \cdot \sin \varphi_2 \right] \\ - \left[\sin V_1 \cdot \sqrt{(1 - \sin a_2^2 \cdot \sin \varphi_2^2)} + \cos V_1 \cdot \sin a_2 \cdot \sin \varphi_2 \right]^2 - \sin V_3^2 \} / d\varphi_2 \end{cases} \quad (24)$$

$$\begin{cases} \ddot{V_{S_3}} = p \cdot (\epsilon_1 \cdot \left(\left[\sin V_1 \cdot \sqrt{(1 - \sin a_2^2 \cdot \sin \varphi_2^2)} + \cos V_1 \cdot \sin a_2 \cdot \sin \varphi_2 \right] - \sin V_3 \right) \\ + \omega_2^2 \cdot \\ \cdot d \left(\left[\sin V_1 \cdot \sqrt{(1 - \sin a_2^2 \cdot \sin \varphi_2^2)} + \cos V_1 \cdot \sin a_2 \cdot \sin \varphi_2 \right] - \sin V_3 \right) / d\varphi_2 \end{cases} \quad (25)$$

Таким образом можно найти и для малой толщины звена:

$$a_{S_3'} = \sqrt{(\ddot{U}_{S_3'}^2 + \ddot{V}_{S_3'}^2)} \quad (26)$$

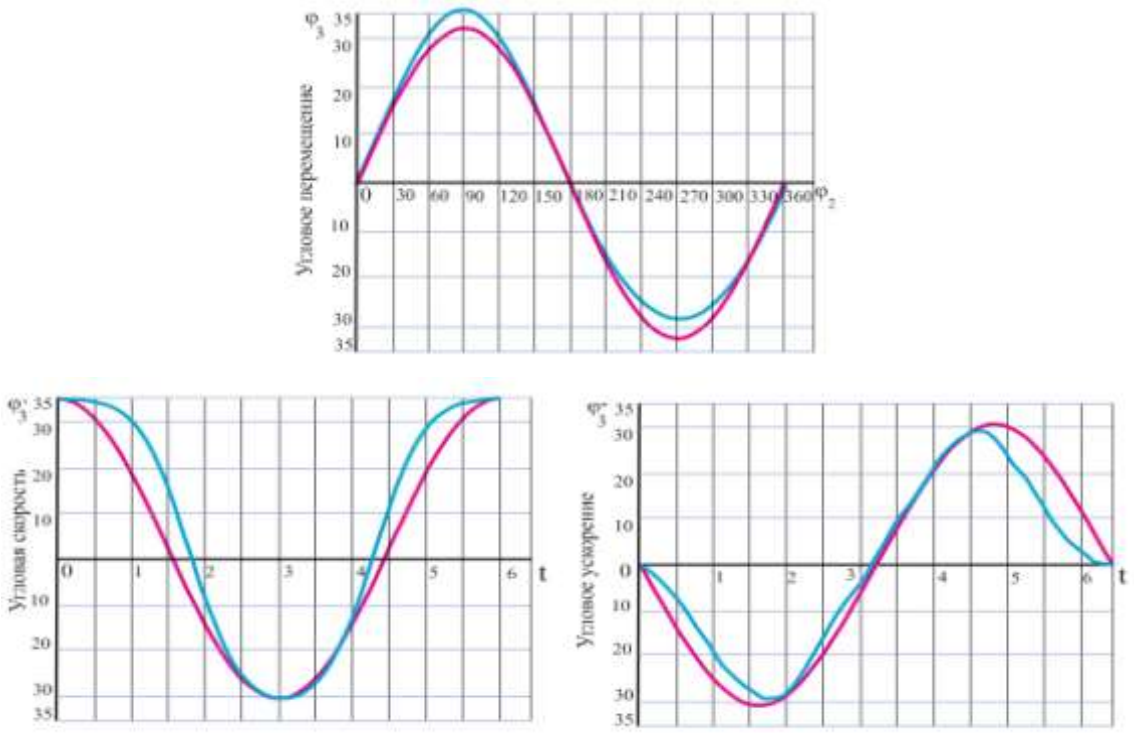


Рис.2. Графики сравнения MAPLE и SOLIDWORKS
Графики зависимостей шатуна углового перемещения, угловой скорости и углового ускорения

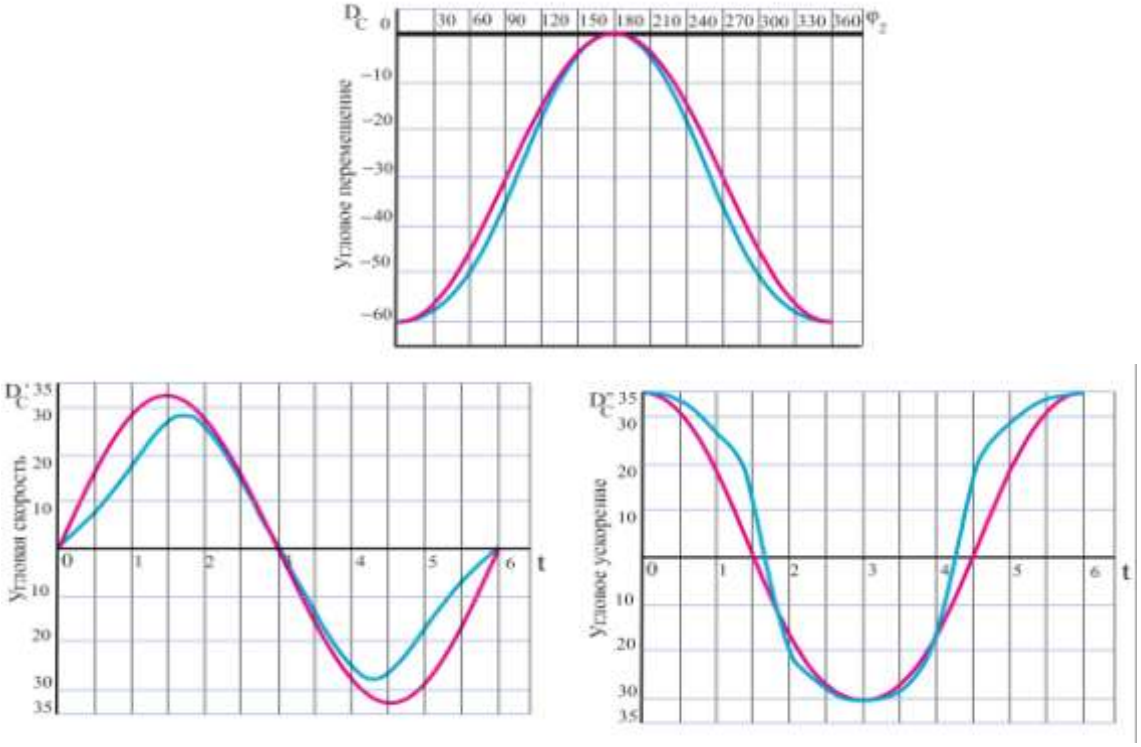


Рис.3 Графики сравнения MAPLE и SOLIDWORKS
Графики зависимости ползуна перемещения,скорости и ускорения

Заключение

Спроектирован сферический четырехзвенный кривошипно-шатунный механизм в системе SolidWorkS. Синтезирован сферический кривошипно-шатунный механизм, с точкой пересечения осей шарниров в центре базовой сферы. Произведен расчет кинематики механизма в программе Maple. Получены грифики зависимостей углового перемещения, угловой скорости и ускорения шатуна и ползуна в программах Maple и SolidWorkS. Произведено сравнение графиков из расчетов математической модели и спроектированной 3D-модели. Результаты показывают что сферический кривошипно-ползунный механизм прост по своей структуре и сборки, и для исследования двухподвижного сферического механизма нужно соединить два одноподвижных сферических четырехзвенных механизмов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

[1] Евграфов А.Н. Теория механизмов и машин : учебник / А.Н.Евграфов, М.З. Коловский, Г.Н. Петров. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2015. – 248 с.

[2] Lurie A.I. Analytical Mechanics. Translated from Russian into English by A.Belyaev. Springer - Verlag. Berlin-Heidelberg. 2002. – 846 p.

[3] Aksenov L., Kunkin S. Rotary forging of hollow components with flanges /Advances in Mechanical Engineering. Selected Contributions from the Conference “Modern Engineering: Science and Education”, Saint Petersburg, Russia, June 20-21, 2013. Springer - Verlag. Berlin-Heidelberg. 2015. Pp. 1-5.

[4] Evgrafov A., Petrov G. Drive Selection of Multidirectional Mechanism with Excess Inputs / Advances in Mechanical Engineering. Selected Contributions from the Conference “Modern Engineering: Science and Education”, Saint Petersburg, Russia, June 2014. Springer - Verlag. Berlin-Heidelberg. 2016. Pp. 31-38.

[5] Евграфов А.Н., Петров Г.Н. Компьютерное моделирование механизмов / Современное машиностроение: Наука и образование: материалы 5-й Междунар. науч.-практ. конференции. Под ред. А.Н. Евграфова и А.А. Поповича. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2016. С. 203-215.

[6] Яруллин М.Г., Хабибуллин Ф.Ф. Геометрия кинематической цепи и звеньев механизма Беннетта // Современное машиностроение: Наука и образование: Материалы 6-й Междунар. науч.-практ. конференции. / Под ред. А.Н. Евграфова и А.А. Поповича. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2017. № 6. С. 262-274.

[7] Яруллин М.Г., Хабибуллин Ф.Ф. Кинематика ведомого кривошипа параллелограмма Беннетта // Вестник Казанского государственного технического университета им. А.Н. Туполева. 2017. Т. 73. № 3. С. 105-111.
[8] Яруллин М.Г., Хабибуллин Ф.Ф. Кинематика двухподвижного дезинтегратора с приводом на базе пространственных 4R механизмов.
[9] Яруллин М.Г., Хабибуллин Ф.Ф. К обоснованию структурных параметров механизмов приводов двухподвижного дезинтегратора // В сборнике: Вибрационные технологии, мехатроника и управляемые машины сборник научных статей по материалам XII международной научно-технической конференции: в 2 частях. 2016. С. 263-269.
[10] Яруллин М. Г., Фаизов М.Р. Кинематика балансира сферического четырехзвенника// XXIII Туполевские чтения (школа молодых ученых): Международная молодёжная научная конференция, 8–10 ноября 2017 года: Материалы конференции. Сборник докладов: в 4 т. – Казань: Изд-во Академии наук РТ, 2017. – Т. 3. – 763 с.: С.258-262 ISBN 978-5-9690-0395-8 (т. 3) ISBN 978-5-9690-0392-7
[11] Яруллин М.Г., Фаизов М.Р., Синтез сферических четырехзвенников с вращательными парами в программе SOLIDWORKS // Современное машиностроение: Наука и образование : материалы 6-й международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н. Евграфова и А.А. Поповича.- СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2017. №6. с 250-261 ISSN 2223-0807
[12] Яруллин М.Г., Исянов И.Р. Структурное исследование двухподвижного пятизвенного пространственного механизма со сдвоенным кривошипом// Современное машиностроение: Наука и образование: материалы 6-й международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н.Евграфова и А.А. Поповича.- СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2017. ISSN 2223-0807, DOI 10.1872/MMF-2017-20, с. 239-249
[13] Яруллин М.Г., Исянов И.Р., Мудров А. П., Кинематика плоского двухподвижного пятизвенного рычажного механизма // Современное машиностроение: Наука и образование: Материалы 5-й Междунар. науч.-практ. конференции. / Под ред. М.М. Радкевича и А.Н. Евграфова. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2016. – С.297-305, ISSN 2223-0807.
[14] Яруллин М.Г., Исянов И.Р. Двухподвижный пятизвенный рычажный механизм.// Вестник КГТУ им. А.Н. Туполева. - 2015. №2. ISSN 2078-6255.
[15] Яруллин М.Г., Хабибуллин Ф.Ф. Теоретические и практические условия проворачиваемости механизма Беннетта // Современное машиностроение: Наука и образование: материалы 5-й Междунар.

науч.-практ. конференции. / Под ред. А.Н. Евграфова и А.А. Поповича. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2016. –С 306-316

M.R. Faizov, M.G. Yarullin, A.P. Mudrov

SYNTHESIS OF THE SPHERICAL CRANK-SLIDER MECHANISM AND ITS KINEMATIC ANALYSIS

Kazan National Research Technical University. named after A.N. Tupolev-KAI (KNITU-KAI), Russia

Abstract

This article presents a spherical four-link crank-slider mechanism. A 3D model of this mechanism was created in the SolidWorks program with verification of angular displacement, angular velocity and angular acceleration. A kinematic analysis is performed in the Maple 17 program and a mathematical model is created.

Key words: spherical mechanism, crank-slider mechanism, kinematics

REFERENCES

[1] Evgrafov A.N., Kolovsky M.Z., Petrov G.N. Theory of Mechanisms and Machines. Textbook. St-Petersburg, Publishing House of the Polytechnic University, 2015. 248 p. (rus.)

[2] Lurie A.I. Analytical Mechanics. Translated from Russian into English by A.Belyaev. Springer - Verlag. Berlin-Heidelberg. 2002. – 846 p.

[3] Aksenov L., Kunkin S. Rotary forging of hollow components with flanges /Advances in Mechanical Engineering. Selected Contributions from the Conference “Modern Engineering: Science and Education”, Saint Petersburg, Russia, June 20-21, 2013. Springer - Verlag. Berlin-Heidelberg. 2015. Pp. 1-5.

[4] Evgrafov A., Petrov G. Drive Selection of Multidirectional Mechanism with Excess Inputs / Advances in Mechanical Engineering. Selected Contributions from the Conference “Modern Engineering: Science and Education”, Saint Petersburg, Russia, June 2014. Springer - Verlag. Berlin-Heidelberg. 2016. Pp. 31-38.

[5] Evgrafov AN, Petrov G.N. Computer modeling of mechanisms / Modern mechanical engineering: Science and education: materials of 5th Intern. scientific-practical. conference. Ed. A.N. Evgrafova and A.A. Popovich. - SPb .: Publishing house of Polytechnic. Univ., 2016. P. 203-215. (rus)

[6] Yarullin M.G., Khabibullin F.F. Geometry of the kinematic chain and links of the Bennett mechanism // Modern machine building: Science and education: Materials of the 6th Intern. scientific-practical. conference. Ed. A.N. Evgrafova and A.A. Popovich. - SPb .: Publishing house of Polytechnic. Univ., 2017. № 6. P. 262-274. (rus)
[7] Yarullin MG, Khabibullin F.F. Kinematics of the crank of the parallelogram Bennett // Bulletin of the Kazan State Technical University. A.N. Tupolev. 2017. Vol. 73. No. 3. P. 105-111.(rus)
[8] Yarullin M.G., Khabibullin F.F. Kinematics of a two-moving disintegrator with a drive based on spatial 4R mechanisms. (rus)
[9] Yarullin M.G., Khabibullin F.F. To the substantiation of the structural parameters of the mechanisms of the drives of a two-moving disintegrator // In the collection: Vibration Technology, Mechatronics and Controlled Machines, a collection of scientific articles on the materials of the 12th International Scientific and Technical Conference: in 2 parts. 2016. P. 263-269. (rus)
[10] M.G. Yarullin, M.R. Faizov. Kinematics of the balancer of a spherical quadruple // XXIII Tupolev readings (school of young scientists): International youth scientific conference, November 8-10, 2017: Conference proceedings. Collection of reports: in 4 volumes - Kazan: Publishing House of the Academy of Sciences of the Republic of Tatarstan, 2017. - T. 3. - 763 p .: P.258-262 ISBN 978-5-9690-0395-8 (v. 3) ISBN 978-5-9690-0392-7 (rus)
[11] Yarullin M.G., Faizov M.R., Synthesis of spherical four-links with rotational pairs in the program SOLIDWORKS // Contemporary Mechanical Engineering: Science and Education: Materials of the 6th International Scientific and Practical Conference, Ed. A.N. Evgrafova and A.A. Popovich. - St. Petersburg: Publishing house Polytechnic. University, 2017. № 6. s 250-261 ISSN 2223-0807 (rus)
[12] Yarullin M.G., Isyanov I.R. Structural study of a two – mobility five-link space mechanism with a double crank // Modern machine building.Science and Education: materials of the 6th Intern. Scientific-practical. Conference. / Ed. M.M. Radkevich and A.N. Evgrafova. - SPb .: Publishing house of Polytechnic. Univ., 2017.- P. 239-249, ISSN 2223-0807 DOI 10.1872/MMF-2017-20 (rus)
[13] Yarullin M.G., Isyanov I.R., Mudrov A.P., Kinematics of a flat two-link five-link lever mechanism // Contemporary Mechanical Engineering: Science and Education: Materials of the 5th Intern. Scientific-practical. Conference. Ed. M.M. Radkevich and A.N. Evgrafova. - SPb .: Publishing house of Polytechnic. Univ., 2016. - P.297-305 ISSN 2223-0807(rus.).
[14] Yarullin M. G., I. R. Isyanov Two - mobility five-linkage mechanism.// Bulletin of KSTU. A. N. Tupolev. - 2015. No. 2. ISSN 2078-6255 (rus)

[15] Yarullin M.G., Khabibullin F.F. Theoretical and practical conditions for the rotation of the Bennett mechanism // Modern Engineering: Science and Education: Materials of the 5th Intern. scientific-practical. conference. Ed. A.N. Evgrafova and A.A. Popovich. - SPb .: Publishing house of Polytechnic. Univ., 2016.-C 306-316.(rus)

ISSN 2223-0807
Современное машиностроение: Наука и образование :
материалы 7-й международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н.Евграфова и А.А. Поповича.- СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2018.

DOI 10.1872/MMF-2018-17
УДК 539.3:534.1

Г.В. Филиппенко

ВОЛНОВЫЕ ПРОЦЕССЫ В БЕСКОНЕЧНОМ ПЕРИОДИЧЕСКОМ СТЕРЖНЕ И В ЕГО ЯЧЕЙКЕ ПЕРИОДИЧНОСТИ

Георгий Викторович Филиппенко, к.ф.-м.н., с.н.с.,
Институт проблем машиноведения РАН,
Россия, Санкт-Петербург,
Тел.: (812)3214763, E-mail: g.filippenko@gmail.com
Санкт-Петербургский государственный университет, 7-9, Университетская наб., 199034, E-mail: g.filippenko@spbu.ru

Аннотация

На классическом примере одномерного стержня или струны с периодически расположенными точечными массами показывается, что собственные частоты соответствующей периодической системы, состоящей из конечного числа ячеек периодичности, попадают в полосы пропускания бесконечной системы в симметричном случае. В асимметрическом случае некоторые из собственных частот не следуют этому правилу (они могут попасть внутри полос запирания). Получены точные уравнения для собственных частот и для потока энергии. Проведен асимптотический анализ выражения для потока энергии в бесконечной периодической системе и структуры полос пропускания и запирания.

Ключевые слова: периодические системы, потоки энергии, полосы пропускания и запирания.

Введение

Волновые явления в периодических структурах интенсивно исследуются в последнее время [1] - [10], в том числе и с точки зрения инженерных приложений. Обширная библиография по волновым эффектам в различных периодических структурах представлена, в частности, в работе [1]. Одна из важных проблем современной техники это

оптимизация конструкций из периодических элементов: стержней, балок, пластин и оболочек, для получения оптимального набора собственных частот. В процессе решения этой проблемы при численных вычислениях [6] было обнаружено, что собственные частоты конечной периодической системы лежат в полосах пропускания соответствующей конечной системы. В статье [7], на классическом примере стержня или струны с периодическими точечными массами, было показано, что собственные частоты периодической структуры попадают в полосы пропускания соответствующей бесконечной системы в симметричном случае. В настоящей работе, на той же модели, будет продолжен более детальный анализ, полученных эффектов.

Периодическая структура. Поток энергии

Рассмотрим распространение гармонических волн вдоль оси x, в положительном ее направлении, в бесконечном однородном упругом стержне или в струне с линейной плотностью μ и точечными массами M расположенными на равном расстоянии друг от друга в точках $x_j = x - jl$ ($j = ..., -1, 0, 1, ...$). Фактически система состоит из ячеек периодичности, в центре каждой из которых расположена точечная масса. Обозначим символом δ функцию Дирака, $k = \omega / c$ волновое число и $c = T / \mu$ - либо скорость распространения волн в мембране, либо $c = ES / \mu$ - скорость распространения волн в стержне, ω частота, μ - линейная плотность, T - натяжение в струне, E - модуль Юнга, S - площадь поперечного сечения стержня, $u(x)$ - смещение.

Для удобства, обезразмерим параметры и переменные, входящие в задачу, сохранив за ними прежнее обозначение $k := kl$, $m = M / \mu l$, $x := x / l$, $u(x) := u(x) / l$. В этих терминах уравнение, описывающее колебания системы, примет вид:

$$u''(x) + k^2 \left(1 + m \sum_{j=-\infty}^{+\infty} \delta(x - j) \right) u(x) = 0 \qquad (1)$$

Зависимость от времени описывается множителем $e^{-i\omega t}$ и в дальнейшем опускается.

Решение Флоке уравнения (1) строится методом сшивания [1]. Следующие условия ставятся в точках $x_j = x - j$, ($j = ..., -1, 0, 1, ...$), где расположены точечные массы:

условие непрерывности $u(x_j + 0) = u(x_j - 0) \equiv u(x_j)$,

условие скачка производных $u'(x_j + 0) - u'(x_j - 0) = -k^2 m u(x_j)$,

условие Флоке $u(x+l)=u(x)e^{i\alpha},\ \forall x\in(-\infty,+\infty)$,
где $e^{i\alpha}$ множитель Флоке, а фаза $\alpha=\alpha(k)$ определяется из уравнения $\cos\alpha=\cos k-\frac{m}{2}k\sin k.$ На интервале $x\in[0,1]$, решение имеет вид $u(x)=A\left(e^{ikx}-f(k,\alpha)e^{-ik(x-1)}\right).$ А общее решение на всем интервале $x\in(-\infty,\infty)$

$$u(x)=Ae^{ik[x]\alpha}\left(e^{ik\{x\}}-f(k,\alpha)e^{ik}e^{-ik\{x\}}\right), \tag{2}$$

где $[x]$ целая часть x, $\{x\}$ дробная часть x, A произвольная константа, $f(k,\alpha)=\frac{\sin\left([\alpha-k]/2\right)}{\sin\left([\alpha+k]/2\right)}$. Условие существования распространяющихся волн вдоль оси x имеет вид $|\cos\alpha|<1$. Если $|\cos\alpha|>1$, то волны становятся нераспространяющимися, при этом условие

$$|\cos\alpha|=1 \tag{3}$$

является "пограничным" между ними ($\alpha=\pi n,\ n=0,\pm1,\pm2,\ldots$). Фиксируя значение массы m и решая полученное уравнение (3) относительно k мы получаем бесконечный набор точек (m,k), а перебирая всевозможные значения $m\in[0,+\infty)$ получаем набор кривых, образующих границы полос пропускания (обозначены буквой *P*) и запирания (обозначены буквой *S*) (см. рис. 1а). Здесь, для удобства, вдоль вертикальной оси откладывается величина k/π. Уравнение (3) допускает аналитическое решение. Элементарными преобразованиями можно показать, что его корни являются объединением корней следующих уравнений

$$\left[\begin{array}{l}\sin k=0\\ \operatorname{tg}\frac{k}{2}=\frac{2}{mk}\\ -\operatorname{ctg}\frac{k}{2}=\frac{2}{mk}\end{array}\right. \tag{4}$$

Корни первого уравнения $k=\pi n,\ n=1,2,3,\ldots,$ отвечают верхним границам полос запирания, которые образуют прямые линии на рис. 1а. Два оставшихся уравнения описывают нижние границы полос пропускания. Элементарный анализ показывает, что в первой полосе запирания нижняя граница стремится к оси абсцисс со скоростью

$k/2 = 1/\sqrt{m}$. Асимптотика остальных нижних границ, начиная со второй, стремящихся сверху к горизонтальным асимптотам $k/\pi = n$, $n = 2,3,4,...$ (рис. 1а) определяется формулой $\frac{k}{2} = r(n)\left\{1 + \frac{1}{mr^2(n)} + O\left(\left(\frac{1}{mr^2(n)}\right)^2\right)\right\}$; $r(n) = \pi n/2$, где $n = 2,3,4,...$ это порядковые числа полос запирания.

Для дальнейшего удобно переписать условие существования распространяющихся волн (3) (условие попадания в полосу пропускания) в виде $|T(k)| < 2$; $T(k) = mk\sin k - 2\cos k$. В этих обозначениях условие $|T(k)| > 2$ определяет нераспространяющиеся волны (полосы запирания) и $|T(k)| = 2$ определяет границы между полосами пропускания и запирания.

Поток энергии Π волны, бегущей в положительном направлении оси *x*, осредненный за период колебания, имеет вид $\Pi_s(k) = T\omega\,\mathrm{Im}(u'\bar{u})/2$ или $\Pi_r(k) = ES\omega\,\mathrm{Im}(u'\bar{u})/2$ в случае струны или стержня соответственно. В результате, поток энергии волны (2), нормированный на поток энергии падающей волны Ae^{ikx}, имеет вид

$$\Pi(k) = 1 - |f(k,\alpha)|^2 = \frac{2\,\mathrm{sign}\left(\cos(k)\right)\sqrt{\left[1-\left(mk/2\right)^2\right]\mathrm{tg}^2 k + mk\,\mathrm{tg}\,k}}{\mathrm{tg}\,k + mk/2 + \mathrm{sign}\left(\cos(k)\right)\sqrt{\left[1-\left(mk/2\right)^2\right]\mathrm{tg}^2 k + mk\,\mathrm{tg}\,k}} \qquad (5)$$

Зависимость нормированного потока энергии Π от волнового числа k/π представлена на рис. 1б. Штрих - пунктирная, штриховая и сплошная линии на этом рисунке отвечают массам $m = 0.1, 1.0, 3.0$, соответственно. Поток энергии равен нулю в интервалах, отвечающих полосам запирания и не равен нулю внутри полос пропускания. Если $m \to 0$, то получается случай стержня без масс. В этом случае амплитуда потока энергии и ширина полосы пропускания стремятся к единице. С ростом масс m происходит уменьшение ширины полос пропускания и амплитуд потоков энергии. Это связано с увеличением присоединенной массы точечных включений с ростом частоты (эта масса имеет вид $\omega^2 m$). Элементарный анализ показывает, что максимум амплитуд потока энергии (5) достигается, когда k удовлетворяет уравнению

$$\mathrm{tg}\,k = \frac{2k}{2 + mk^2} \qquad (6)$$

Решением этого уравнения является бесконечная последовательность корней $k = k_j$, $j = 1,2,3,...$ Максимум потока энергии в этих точках равен

$$\Pi(k_j)=\frac{4\sqrt{4(1+m)+k_j^2m^2}}{4+m(2+mk_j^2)+2\sqrt{4(1+m)+k_j^2m^2}} \tag{7}$$

В частности, если $k\to 0$, то $\Pi(k)\to\frac{4\sqrt{(1+m)}}{2+m+4\sqrt{(1+m)}}$. Более компактные формулы получаются, если рассмотреть асимптотику в случае $k_j\to\infty$. В этом случае корни уравнения (6) и максимум потока энергии в точках в этих точках (7) имеют вид (8) и (9), соответственно:

$$\frac{k_j}{2}=r(n)\left\{1+\frac{1}{2mr^2(n)}+O\left(\left(\frac{1}{mr^2(n)}\right)^2\right)\right\};\quad r(n)=\pi n/2, \tag{8}$$

$$\Pi(k_j)=\frac{4}{mk_j}+O\left(\frac{1}{m^2k_j^2}\right)=\frac{4}{\pi}\frac{1}{mn}+O\left(\frac{1}{m^2n^2}\right). \tag{9}$$

Здесь, n это номер полосы пропускания.

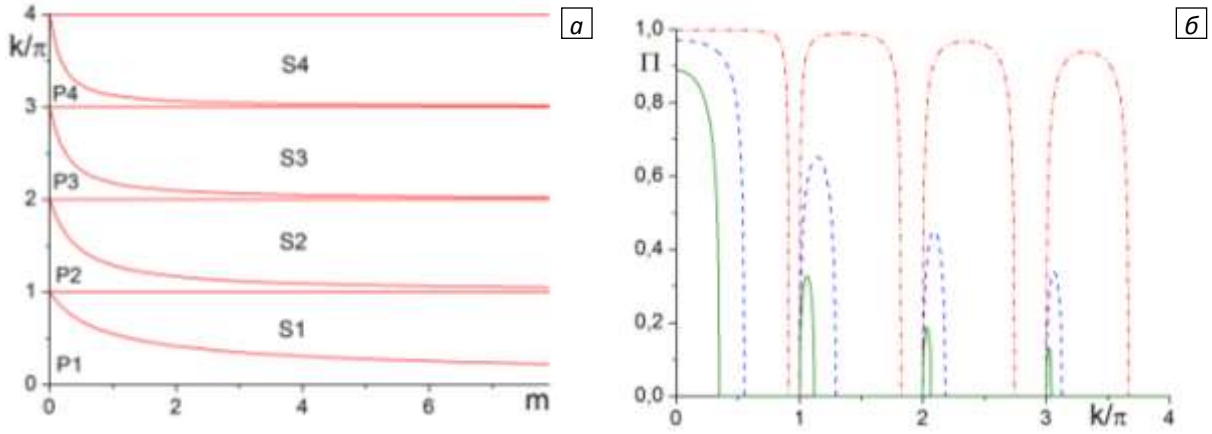


Рис. 1. Волновые числа k/π как функции массы m (*а*) Нормированный поток энергии, как функция массы m ($m=0.1, 1.0, 3.0$) (*б*)

Рассмотрим конечный сегмент бесконечной ссистемы $x\in[a,b]$, состоящий из нескольких ячеек периодичности. Ограничимся формулами для нечетного числа N=2n+1 точечных масс (аналогичные формулы для четного числа масс приведены в [7]). В этом случае уравнение (1) трансформируется к виду

$$u''(x)+k^2\left(1+m\sum_{j=-n}^{n}\delta(x-j)\right)u(x)=0, \tag{10}$$

где $a=-n-1+s$, $b=n+s$, $0<s<1$. В частном случае одной массы ($n=0$, $N=1$), следующие уравнения для собственных частот можно получить из (10) в соответствии с различными граничными условиями:

жесткое закрепление $u(a)=0=u(b)$

$$r_1 \equiv r_1(k,s) \equiv mk \sin k(1-s) \sin ks - \sin k = 0, \tag{11}$$

свободное закрепление $u'(a)=0=u'(b)$

$$f_1 \equiv f_1(k,s) \equiv mk \cos k(1-s) \cos ks + \sin k = 0, \tag{12}$$

смешанные граничные условия $g_1 \equiv g_1(k,s) \equiv mk \sin k(1-s) \cos ks - \cos k = 0$.

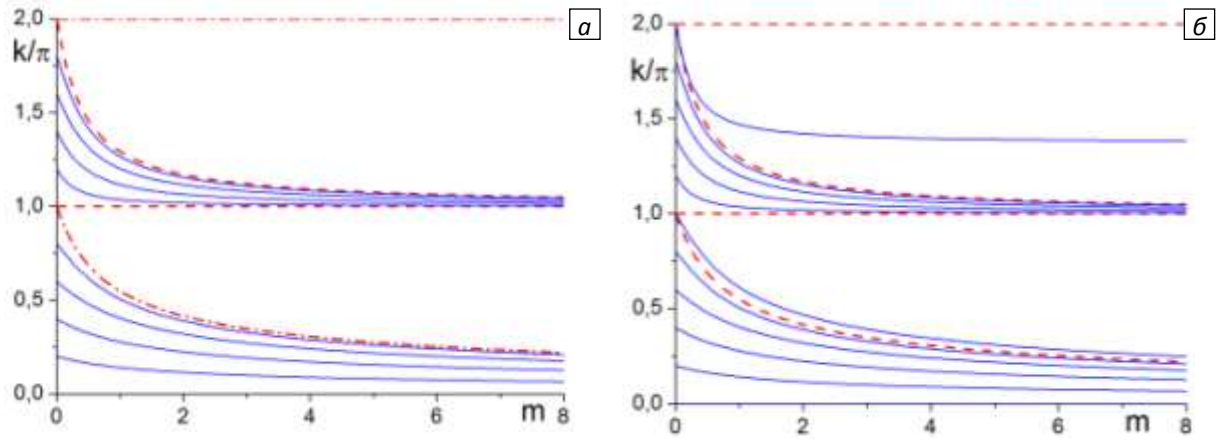


Рис. 2. Жесткое закрепление. Симметричный случай, $s=0.5$ (*а*)
Несимметричный случай, $s=0.27$. (*б*)

Перемножив уравнения (11) и (12) в симметричном случае $s=1/2$, получим следующее уравнение

$$r_1(k,s)\big|_{s=1/2}\ f_1(k,s)\big|_{s=1/2} \equiv \left(T(k)^2-4\right)/4 = 0 \Leftrightarrow \left|T(k)\right| = 2. \tag{13}$$

Кривая, определенная уравнением (13), совпадает с границами полос пропускания и запирания соответствующей бесконечной периодической системы (рис. 1а). В случае $n>1$ уравнение собственных частот приобретает вид:

$$r_1(k,s)\prod_{j=1}^{n}\left(T(k)^2-C_j^2\right)=0 \quad \text{или} \quad f_1(k,s)\prod_{j=1}^{n}\left(T(k)^2-C_j^2\right)=0, \tag{14}$$

для сегмента с фиксированными и свободными концами, соответственно.

В симметричном случае $(s=1/2)$ уравнение для смешанных граничных условий приобретает вид

$$T(k)\prod_{j=1}^{n}\left(T(k)^2-B_j^2\right)=0. \qquad (15)$$

Здесь $C_j, B_j>0;\ j=1,2,3,\ldots$ - константы, зависящие от N.

Заметим, что стоячую волну можно рассматривать как встречное движение бегущих волн с одинаковой амплитудой. Поэтому условие существования стоячей волны можно рассматривать как условие того, что в соответствующей бесконечной периодической системе волновые числа попадают в полосы пропускания (однако в несимметричном случае это не так). Если бегущие волны имеют однородный вид – плоской бегущей волны, то и стоячая волна, в известной мере, сохраняет эту однородность – имеет синусоидальный вид. Если же бегущие волны приобретают неоднородный вид (коэффициент Флоке становится комплексным), то и стоячая волна приобретает неоднородный вид (экспоненциально возрастающий или убывающий, с синусоидальным заполнением).

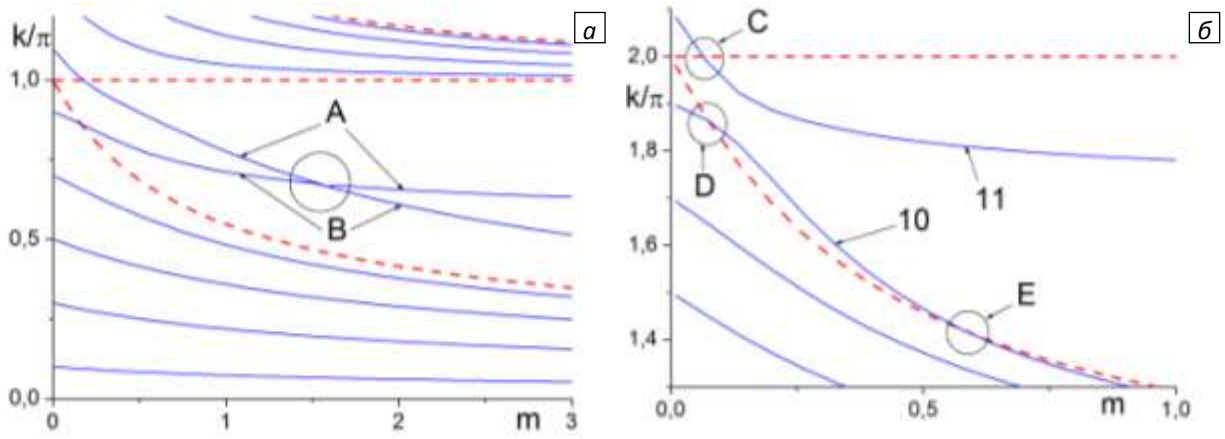


Рис. 3: Смешанные граничные условия, $s=0.87$. Разные диапазоны волновых чисел.

Численно рассмотрим влияние параметра s на моды, находящиеся в окрестности границ полос пропускания. Все вычисления выполнены для нечетного числа точечных масс $(N=5)$, локализованных в точках $x=0,\pm1,\pm2$ по формулам (14), (15). На рисунках 2, 3 рассматривается зависимость безразмерного волнового числа k/π от массы m.

Сначала рассмотрим симметричный случай $(s=1/2)$. В этом случае все собственные частоты конечной периодической системы попадают вне полос запирания бесконечной периодической системы для любого варианта граничных условий. Доказательство этого факта приведено в [7]. В качестве иллюстрации, две полосы запирания, в случае жесткого

закрепления, приведены на рис. 2а. При этом границы полос запирания (штриховые линии) совпадают с соответствующими кривыми частот (сплошные линии) так, как если бы это была одна точечная масса. Причина этого в том, что спектр частот системы из пяти точечных масс содержит в себе спектр одной точечной массы. Соответствующие моды имеют однородный характер.

Теперь рассмотрим несимметричный случай. В этом случае возникает возможность проникновения дисперсионной кривой в зону запирания. Так, на рис. 2б ($s = 0.87$), в каждом из интервалов $k/\pi \in [n, n+1]$, $n = 0,1,\ldots$, одна кривая полностью попадает в полосу запирания. Причем эти кривые не зависят от числа точечных масс и их можно ассоциировать со спектром частот крайних масс. Соответствующая мода приобретает неоднородный характер, с концентрацией у одного из краев закрепления. Такая ситуация возможна в случае свободных или жестких краевых условий. Но, в случае смешанных граничных условий не только краевые ячейки участвуют в формировании спектра. Возможны и другие варианты. Например, возможно проникновение большего числа дисперсионных кривых в зону запирания, причем между ними возможно квазипересечение (область ограниченная кружком на рис. 3а). Более того, кривая может несколько раз входить и выходить из полосы запирания, тем самым, соответствующая мода меняет характер с однородного на неоднородный и наоборот (рис. 3б). Так, десятая мода (кривая *10)* пересекает границу полос запирания в точках *D* и *E*. Заметим, что если сделать замену $s \to 1 - s$, то, очевидно, что в случае жесткого или свободного закрепления характер мод на левом и правом концах промежутка меняется местами. Однако в случае смешанных граничных условий это оказывается не так.

Заключение

Для бесконечного стержня или струны, нагруженных периодическими точечными массами, получены точные выражения для границ полос пропускания и потока энергии. Заметим, что поток энергии учитывает не только обобщенные координаты и силы, но и сдвиг фазы между ними. Это позволяет более эффективно исследовать волновые процессы [11-16]. Соответствующие асимптотики для этих выражений установлены как функции масс точечных включений и частоты. Исследована степень неоднородности волновых процессов в конечных системах как функций расположения волновых чисел относительно границ полос пропускания соответствующих бесконечных систем. Полученные результаты могут быть обобщены на случай уравнений более высокого порядка, в том числе оребренные балки или оболочки. Тем самым

изученные эффекты могут быть полезны при конструировании достаточно сложных периодических структур, например периодических панелей, составляющих перекрытия в зданиях. Меняя степень симметрии структуры панелей и граничные условия можно добиться уменьшения вибраций и подавления распространения волн в нужных диапазонах частот.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

[1] Mead D.J. Wave propagation in continuous periodic structures: Research contribution from Southampton, 1964-1995. / Journal of Sound and Vibration, **190**(3), 495-524, 1996.

[2] Sorokin S.V., Ershova O.A. Plane wave propagation and frequency band gaps in periodic plates and cylindrical shells with and without heavy fluid loading. / Journal of Sound and Vibration **278**(3), Pp. 501–526, 2004. DOI:10.1016/j.jsv.2003.10.042

[3] Glushkov E., Glushkova N., Wauer J. Wave propagation in an elastically supported string with point-wise defects: Gap-band and pass-band effects. / ZAMM - Journal of applied mathematics and mechanics. Zeitschrift fur Angewandte Mathematik und Mechanik, **91**(1), Pp. 4-22, 2011. DOI**:** 10.1002/zamm.201000039.

[4] Jensen J.S. Phononic band gaps and vibrations in one- and two-dimensional mass-spring structures. / Journal of Sound and Vibration, **266**(5), Pp. 1053-1078, 2003

[5] Du J., Olhoff N. Topological design of freely vibrating continuum structures for maximum values of simple and multiple eigenfrequencies and frequency gaps. / Structural and Multidisciplinary Optimization **34**(2), Pp. 91-110, 2007. Editors Erratum in **34**: 91, 2007. DOI: 10.1007/s00158-007-0101-y

[6] Olhoff N., Niu B., Cheng G., Optimum design of band-gap beam structures. / International Journal of Solids and Structures, **49**, Pp. 3158-3169, 2012

[7] Filippenko G.V. The location of pass and stop bands of an infinite periodic structure versus the eigenfrequencies of its finite segment consisting of several ‘periodicity cells’**. /** 4th ECCOMAS Thematic Conference on Computational Methods in Structural Dynamics and Earthquake Engineering COMPDYN 2013, Kos Island, Greece, 12–14 June 2013. – CD format, 2013. – Paper №1690. – 12 pages, https://files.eccomasproceedia.org/papers/compdyn-2013/C1690.pdf, http://www.eccomasproceedings.org/cs2013/pdf/1690.pdf

[8] Hvatov A., Sorokin S. Free vibrations of finite periodic structures in pass- and stop-bands of the counterpart infinite waveguides / Journal of Sound

and Vibration. – 347 (2015) Pp. 200–217, http://dx.doi.org/10.1016/j.jsv.2015.03.003

[9] Zhuchkova M.G. Wave propagation in a floating elastic plate with a periodic support. / Proc. of the International Conference "Days on Diffraction 2016, June 27 - July 1, 2016, St. Petersburg, Russia, Pp. 455-460.

[10] Филиппенко Г.В. Изгибные волны в балке с периодически расположенными точечными массами / Вычислительная механика сплошных сред 8(2).-153-163, 2015. http://dx.doi.org/10.7242/1999-6691/2015.8.2.13

[11] Филиппенко Г.В. Энергетические аспекты осесимметричного распространения волн в бесконечной цилиндрической оболочке, полностью погруженной в жидкость / Вычисл. мех. сплош. сред. – 2013. – Т. 6, № 2. – С. 187-197. http://dx.doi.org/10.7242/1999-6691/2013.6.2.22

[12] Филиппенко Г.В. Энергетические аспекты распространения волн в бесконечной цилиндрической оболочке, полностью погруженной в жидкость / Вычисл. мех. сплош. сред. – 2014. – Т. 7, № 3. – С. 295-305. DOI: 10.7242/1999-6691/2014.7.3.29

[13] Вешев В.А., Коузов Д.П., Миролюбова Н.А. Потоки энергии и дисперсия нормальных волн изгибного типа в балке крестообразного профиля / Акустический журнал. – 1999. – Т. 45, № 3. – С. 331-337

[14] Коузов Д.П., Миролюбова Н.А. Локальные потоки энергии вынужденных колебаний тонкой упругой полосы / Вычисл. мех. сплош. сред. – 2012. – Т. 5, № 4. – С. 397-404. http://dx.doi.org/10.7242/1999-6691/2012.5.4.47

[15] Sorokin S.V. Analysis of vibrations and energy flows in sandwich plates bearing concentrated masses and springlike inclusions in heavy fluid loading conditions / Journal of Sound and Vibration **253,** Pp. 485–505, 2002. DOI:10.1006/jsvi.2001.4065

[16] Filippenko G.V. Energy-flux analysis of the bending waves in an infinite cylindrical shell filled with acoustical fluid. / Advances in Mechanical Engineering. Selected Contributions from the Conference “Modern Engineering: Science and Education”, Saint Petersburg, Russia, June 2016, Editor Alexander Evgrafov, Springer International Publishing, Switzerland, Lecture Notes in Mechanical Engineering, 2017, Pp. 57-64, ISSN 2195-4356, DOI 10.1007/978-3-319-53363-6

G.V. Filippenko

WAVE PROCESSES IN THE INFINITE PERIODIC ROD AND IN ITS CELL OF PERIODICITY

Institute of Mechanical Engineering of RAS, Vasilievsky Ostrov, Bolshoy Prospect 61, St.-Petersburg, 199178, Russia,

Saint Petersburg State University, 7-9, Universitetskaya nab., St.-Petersburg, 199034, Russia, g.filippenko@spbu.ru

Abstract

For the classical example of a one-dimensional, infinite rod or string with periodically located inertial inclusions, it is shown that all eigenfrequencies of a corresponding finite periodic structure consisting of several of the 'periodicity cells', fall into pass-bands of the infinite system in the symmetrical case. In the asymmetrical case, some eigenfrequencies may not follow this rule. The exact equations for eigenfrequencies and the explicit expressions for power flow are obtained. The asymptotic analysis of power flow in an infinite periodic structure is carried out, and the structure of pass- and stop-bands is explored.

Key words: periodic structures, energy flux, pass and stop bands.

REFERENCES

[1] Mead D.J. Wave propagation in continuous periodic structures: Research contribution from Southampton, 1964-1995. / Journal of Sound and Vibration, **190**(3), 495-524, 1996.

[2] Sorokin S.V., Ershova O.A. Plane wave propagation and frequency band gaps in periodic plates and cylindrical shells with and without heavy fluid loading. / Journal of Sound and Vibration **278**(3), Pp. 501–526, 2004. DOI:10.1016/j.jsv.2003.10.042

[3] Glushkov E., Glushkova N., Wauer J. Wave propagation in an elastically supported string with point-wise defects: Gap-band and pass-band effects. / ZAMM - Journal of applied mathematics and mechanics / Zeitschrift fur Angewandte Mathematik und Mechanik, **91**(1), Pp. 4-22, 2011. DOI**:** 10.1002/zamm.201000039.

[4] Jensen J.S. Phononic band gaps and vibrations in one- and two-dimensional mass-spring structures. / Journal of Sound and Vibration, **266**(5), Pp. 1053-1078, 2003

[5] Du J., Olhoff N. Topological design of freely vibrating continuum structures for maximum values of simple and multiple eigenfrequencies and frequency gaps. / Structural and Multidisciplinary Optimization **34**(2), Pp. 91-110, 2007. Editors Erratum in **34**: 91, 2007. DOI: 10.1007/s00158-007-0101-y

[6] Olhoff N., Niu B., Cheng G., Optimum design of band-gap beam structures. / International Journal of Solids and Structures, **49**, Pp. 3158-3169, 2012

[7] Filippenko G.V. The location of pass and stop bands of an infinite periodic structure versus the eigenfrequencies of its finite segment consisting of several 'periodicity cells'**. /** 4th ECCOMAS Thematic Conference on Computational Methods in Structural Dynamics and Earthquake Engineering COMPDYN 2013, Kos Island, Greece, 12–14 June 2013. – CD format, 2013. – Paper №1690. – 12 pages, https://files.eccomasproceedia.org/papers/compdyn-2013/C1690.pdf, http://www.eccomasproceedings.org/cs2013/pdf/1690.pdf

[8] Hvatov A., Sorokin S., Free vibrations of finite periodic structures in pass- and stop-bands of the counterpart infinite waveguides / Journal of Sound and Vibration. – 347 (2015) Pp. 200–217, http://dx.doi.org/10.1016/j.jsv.2015.03.003

[9] Zhuchkova M.G. Wave propagation in a floating elastic plate with a periodic support, / Proc. of the International Conference "Days on Diffraction 2016, June 27 - July 1, 2016, St. Petersburg, Russia, Pp. 455-460.

[10] G.V. Filippenko, The banding waves in the beam with periodically located point masses / Vycisl. meh. splos. sred - Computational Continuum Mechanics **8**(2).-153-163, 2015. http://dx.doi.org/10.7242/1999-6691/2015.8.2.13

[11] G.V. Filippenko, Energy aspects of axisymmetric wave propagation in an infinite cylindrical shell fully submerged in liquid. / Vycisl. meh. splos. sred – Computational Continuum Mechanics **6**(2), 187-197, 2013. http://dx.doi.org/10.7242/1999-6691/2013.6.2.22

[12] G.V. Filippenko, Energy aspects of wave propagation in an infinite cylindrical shell fully submerged in liquid. /Vycisl. meh. splos. sred – Computational Continuum Mechanics **7**(3), 295-305, 2014.

[13] V.A. Veshev, D.P. Kouzov, N.A, Mirolyubova., / Energy flows and dispersion of the normal bending waves in the X-shaped beam. Acoustical Physics. **45**(3), 331-337, 1999

[14] D.P. Kouzov, N.A. Mirolubova, Local energy fluxes of forced vibrations of a thin elastic band. / Vycisl. meh. splos. sred – Computational Continuum Mechanics, **5**(4), 397-404, 2012. http://dx.doi.org/10.7242/1999-6691/2012.5.4.47

[15] Sorokin S.V. Analysis of vibrations and energy flows in sandwich plates bearing concentrated masses and springlike inclusions in heavy fluid loading conditions / Journal of Sound and Vibration **253,** Pp. 485–505, 2002. DOI:10.1006/jsvi.2001.4065

[16] Filippenko G.V. Energy-flux analysis of the bending waves in an infinite cylindrical shell filled with acoustical fluid. / Advances in Mechanical Engineering. Selected Contributions from the Conference “Modern Engineering: Science and Education”, Saint Petersburg, Russia, June 2016, Editor Alexander Evgrafov, Springer International Publishing, Switzerland, Lecture Notes in Mechanical Engineering, 2017, Pp. 57-64, ISSN 2195-4356, DOI 10.1007/978-3-319-53363-6

ISSN 2223-0807
Современное машиностроение: Наука и образование :
материалы 7-й международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н.Евграфова и А.А. Поповича.- СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2018.

DOI 10.1872/MMF-2018-18
УДК 621.01

Dr. Hassan M. Alwan[1] , Riyadh A. Sarhan[2]

NUMERICAL SOLUTION OF FORWARD KINEMATICS FOR PARALLEL ROBOT

[1]Dr. Hassan M. Alwan
Mechanical Engineering Department, University of Technology
Iraq, Baghdad
Phone:+9647902597660, E-mail: 20071@uotechenology.edu.iq

[2]Riyadh A. Sarhan
Mechanical Engineering Department, University of Technology,
Iraq, Baghdad
Phone: +9647727461997,
E-mail: me.21328@uotechnology.edu.iq

Abstract

In this paper, the forward Kinematics problem solved numerically for Gough-Stewart Manipulator. It has a six degree of freedom, three result from translation and the other result from orientation. The coordinates and orientation of the moving platform center are calculated when the length change of each linkage is known, Newton-Raphson method has been used to perform this calculation by programming this equation by MATLAB.

Introduction

There are mainly two types of the manipulators: serial manipulators and parallel manipulators. The serial manipulators are open-ended structures consisting of several links connected in series. Such manipulators can be operated effectively in the whole volume of its working space. However, as the actuator in the base has to carry and move the whole manipulator with its links and actuators, it is very difficult to realize very fast and highly accurate motions by using such manipulators. As a consequence, there arise the problems of bad stiffness and reduced accuracy [1].

The second type of the manipulator is the closed loop construction.

Parallel manipulators are mechanisms where all the links are connected to the ground and the moving platform at the same time. They possess high rigidity, load capacity, precision, structural stiffness, velocity and acceleration since the end-effector is linked to the movable plate in several joints [2].

Robot kinematics is the study of the motion (kinematics) of robotic mechanisms. In a kinematic analysis, the position, velocity, and acceleration of all the links are calculated with respect to a fixed reference coordinate system, without considering the forces or moments. The relationship between motion and the associated forces and torques is studied in robot dynamics.

Forward kinematics (also known as direct kinematics) is the computation of the position and orientation of a robot's end effector center as a function of its joint angles. Inverse kinematics is defined as: given the position and orientation of a robot's end effector, calculate all possible sets of joint motion that could be used to attain this given position and orientation [3].

The forward displacement analysis (FDA) of the general 6-6 parallel manipulator has been considered as one of the most attractive, and challenger, issues of modern robotic kinematics due to the fact that an effective method to solve the FDA based on real closed-form solutions could simplify the kinematics and control of this complex mechanism [4].

Usually, the nonlinear equations associated to the FDA of the GS are obtained through the rotation matrix of the moving platform with respect to the fixed platform. The translation vector between two reference frames and the kinematic constraint conditions imposed to the limbs of the parallel manipulator.

In this work, the solution of nonlinear equations of FKP obtains numerically by applying Newton-Raphson method in MATLAB software.

Mechanism Description

The GS manipulator used in this study (Figure 1), is a six degree of freedom parallel mechanism that consists of a rigid body moving plate, connected to a fixed base plate by six linkages with prismatic joints.

These linkages are identical, moveable upper and the fixed lower platform by prismatic joints. Each joint contains a DC-motor.

Thus, the length of the each linkage variable and can be controlled separately to perform the motion of moving platform.

Inverse Kinematic Problem (IKP)

Solving of (IKP) is used to calculate the length change of each linkage when the coordinates and orientation of the moving platform center is known. From (Figure 2) the length of linkage i (L_i) can be calculated as a vector as follow:

$$L_i = {r_o}^G + {}^G_L R.{P_i}^L - {b_i}^G \quad i = 1 \ldots 6 \tag{1}$$

Where:
L_i: is the length of linkage.
${r_o}^G$: the coordinates of moving platform center in the Global Coordinates Frame.
${}^G_L R$: is the rotation matrix of the Local Coordinates Frame relative to the Global Coordinates Frame.
${P_i}^L$: The coordinates of i joints in moving platform in the Local Coordinates Frame.
${b_i}^G$: The coordinates of joints between fixed base and i joint in the Global Coordinates Frame.

$${b_i}^G = [b_{xi} \quad b_{yi} \quad b_{zi}]^T \qquad {P_i}^L = [p_{xi} \quad p_{yi} \quad p_{zi}]^T$$
$${r_o}^G = [X \quad Y \quad Z]^T$$

$${}^G_L R = R_z(\gamma).R_y(\beta).R_x(\alpha) = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} & a_{13} \\ a_{21} & a_{22} & a_{23} \\ a_{31} & a_{32} & a_{33} \end{bmatrix}$$

Where:

$$a_{11} = cos(\gamma) * cos(\beta)$$
$$a_{12} = (cos(\gamma) * sin(\beta) * sin(\alpha)) - (sin(\gamma) * cos(\alpha))$$
$$a_{13} = \big(cos(\gamma) * sin(\beta) * cos(\alpha)\big) + (sin(\gamma) * sin(\alpha))$$

$$a_{21} = sin(\gamma) * cos(\beta)$$
$$a_{22} = \big(sin(\gamma) * sin(\beta) * sin(\alpha)\big) + (cos(\gamma) * cos(\alpha))$$
$$a_{23} = (sin(\gamma) * sin(\beta) * cos(\alpha)) - (cos(\gamma) * sin(\alpha))$$

$$a_{31} = -sin(\beta)$$
$$a_{32} = cos(\beta) * sin(\alpha)$$
$$a_{33} = cos(\beta) * cos(\alpha)$$

The length of each linkage can be obtain from equation below which is derived from square equation (1):

$$L_i.{L_i}^T = \Big[{r_o}^{G^T}.{r_o}^G + {b_i}^{G^T}.{b_i}^G + {P_i}^{L^T}.{P_i}^L + 2.{P_i}^{L^T}.R^G_L.{b_i}^G - 2.{b_i}^{G^T}.R^G_L.{P_i}^L - 2.PiLT.biG \tag{2}$$

Forward Kinematic Problem (FKP)

To solve Forward Kinematic Problem, the next steps will be followed.
1- From the equation for i linkage, the following equation can be obtained:

$$L_i = \begin{bmatrix} X + r_{11}.p_{xi} + r_{12}.p_{yi} + r_{13}.p_{zi} - b_{xi} \\ Y + r_{21}.p_{xi} + r_{22}.p_{yi} + r_{23}.p_{zi} - b_{yi} \\ Z + r_{13}.p_{xi} + r_{32}.p_{yi} + r_{33}.p_{zi} - b_{zi} \end{bmatrix}$$

$$L_i{}^2 = \left(X + r_{11}.p_{xi} + r_{12}.p_{yi} + r_{13}.p_{zi} - b_{xi}\right)^2 + \left(Y + r_{21}.p_{xi} + r_{22}.p_{yi} + r_{23}.p_{zi} - byi2+Z+r13.pxi+r32.pyi+r33.pzi-bzi2 \quad i = 1 \ldots 6\right. \tag{3}$$

The following equations obtained from equations of the (IKP):

$$q_i = (\left(X + \left(\left(cos(\gamma) * cos(\beta)\right) * p_{xi}\right) + \left(\left(\left(cos(\gamma) * sin(\beta) * sin(\alpha)\right) - \left(sin(\gamma) * cosα*pyi+cosγ*sinβ*cosα+sinγ*sinα*pzi-bxi2+\right.\right.\right.$$
$$\left(Y + \left(\left(sin(\gamma) * cos(\beta)\right) * p_{xi}\right) + \left(\left(\left(sin(\gamma) * sin(\beta) * sin(\alpha)\right) + \left(cos(\gamma) * cos(\alpha)\right)\right) * pyi+sinγ*sinβ*cosα-cosγ*sinα*pzi-byi2+\right.\right.\right.$$
$$(Z + \left(\left(-sin(\beta)\right) * p_{xi}\right) + \left(\left(cos(\beta) * sin(\alpha)\right) * p_{yi}\right) + \left(\left(cos(\beta) * cos(\alpha)\right) * p_{zi}\right) - bzi)2)0.5 - Li$$

Now there are (6) non linear equations, this system of equations can solve by Newton-Raphson Method as below steps:

Step1:
write the equation in the form:

$$f_i(x) = F(X, Y, Z, \alpha, \beta, \gamma, L, q)$$

Step 2:
Newton-Raphson method for solving system of non linear Equations require to find inverse Jacobian of the system, which define as:

$$J^{-1} = \left(\frac{\partial f_i(x)}{\partial x}\right)$$

Step 3:
The equation were used to calculate the unkown variable:

$$\mathrm{x_{i+1}} = \mathrm{x_i} - \mathrm{J^{-1}}.\mathrm{f(x_i)}$$

Where:

i: the number of iteration

x_i: represent the first guess value for the solution, the process is repeated until the $x_{i+1} - x_i$ converge to zero.

Numerical solution

The numerical solution of Newton-Raphson method done by using the above equations in MATLAB software explained in Appendix A.

Results

The coordinates of the base and moving platform listed in the table (1) and (2), which take from the experimental work as shown in fig (3). The initial length of the linkages equal to (625.7248).

In this section the results of the position and orintation of the moving platform obtained numerically by programming the above equation in MATLAB (Newton-Raphson method).

At any position of the platform in the workspace of the Stewart manipulator the length of the linkages subtituting in the MATLAB software to get the position and orientation of the center of platform after iterations.

This position and orientation used in inverse equation to compare the the length of each linkage in inverse and forward kinematics.

The results for different positions presented in the figure (4, 5, 6, 7, 8) ,which explained the length of the linkages in inverse and forward kinematics at for five positions.

Conclusion

In this work the forward kinematics problem of the Gough Stewart robot manipulator solved Numerically by Newton Raphson methed, which programmed in MATLAB software to get the length of the legs and its change in any point in workspace of moving platform of manipulator by subsituting the position and orientation of the center of the moving platform in MATLAB program to get the results.

There are a little difference between the inverse and forward results as shown in the figure (4, 5, 6, 7, 8) due to the FKP solved numerically while the IKP solved direct.

REFERENCE

[1] Serdar Küçük, **''SERIAL AND PARALLEL ROBOT MANIPULATORS – KINEMATICS, DYNAMICS, CONTROL AND OPTIMIZATION''**, INTECH. 2012.

[2] KAI LIU, FRANK LEWIS, GUY LEBRET, and DAVID TAYLOR, **''The Singularities and Dynamics of a Stewart Platform Manipulator''**, Journal of Intelligent and Robotic Systems, Vol. 287-308, 1993.

[3] Bhaskar and Mruthyunjaya**, ''The Stewart platform manipulator: a review''**, Mechanism and Machine Theory, Vol. 35, pp. 15-40, 1998.

[4] G. Lebret, K. Liu,' and F. L. Lewis, **''Dynamic Analysis and Control of a Stewart Platform Manipulator''**, Journal of Robotic Systems, Vol. 10(5), pp.629-655, Oct. 1993.

[5] Baokun et al, **''Singularity Representation and Workspace Determination of a Special Class of the Gough-Stewart Platforms''**, International Journal of Advanced Robotic Systems, Vol.10, pp.1-13, Jun.2013.

[6] Lung-Wen Tsai, **''Solving the Inverse Dynamics of a Stewart-Gough Manipulator by the Principle of Virtual Work''**, Journal of Mechanical Design, Vol. 122, March.2000.

[7] H. Gonzalez, M. S. Dutra, O. Lengerke, **''Direct and inverse kinematics of Stewart platform applied to offshore cargo transfer simulation''**, 13th World Congress in Mechanism and Machine Science, Guanajuato, México,Vol. 19-25, June. 2011.

[8] Domagoj Jakobovic and Leo Budin **''Forward Kinematics of a Stewart Platform Mechanism''**, Faculty of Electrical Engineering and Computing, vol.1000, pp.1-6, 2006.

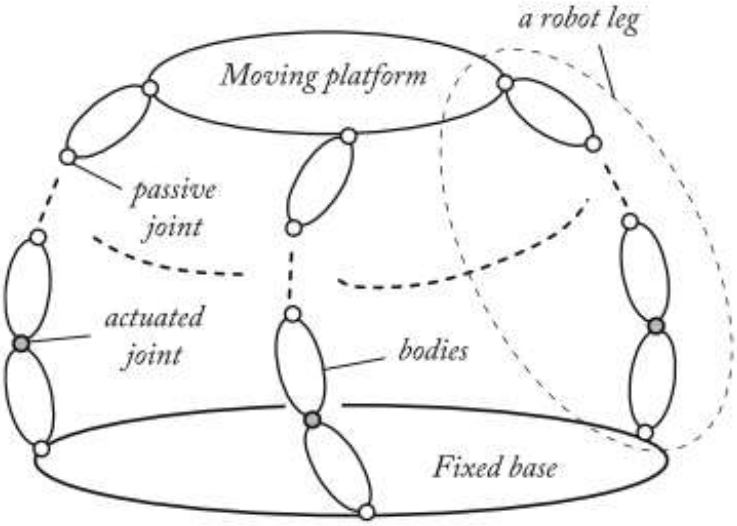


Figure 1: General parallel Robot

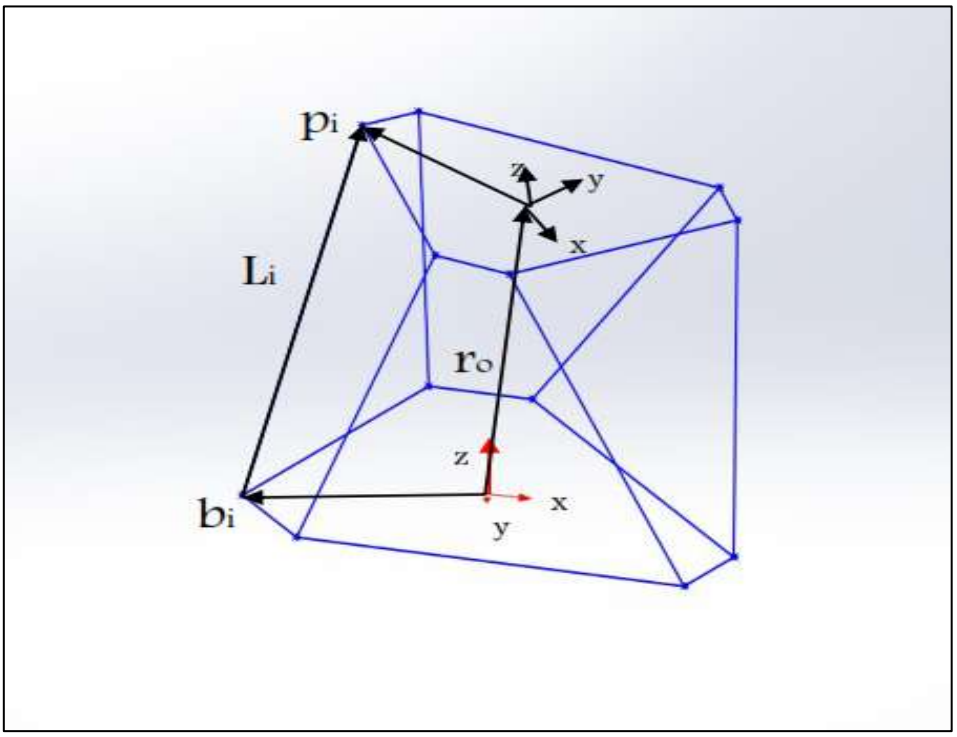
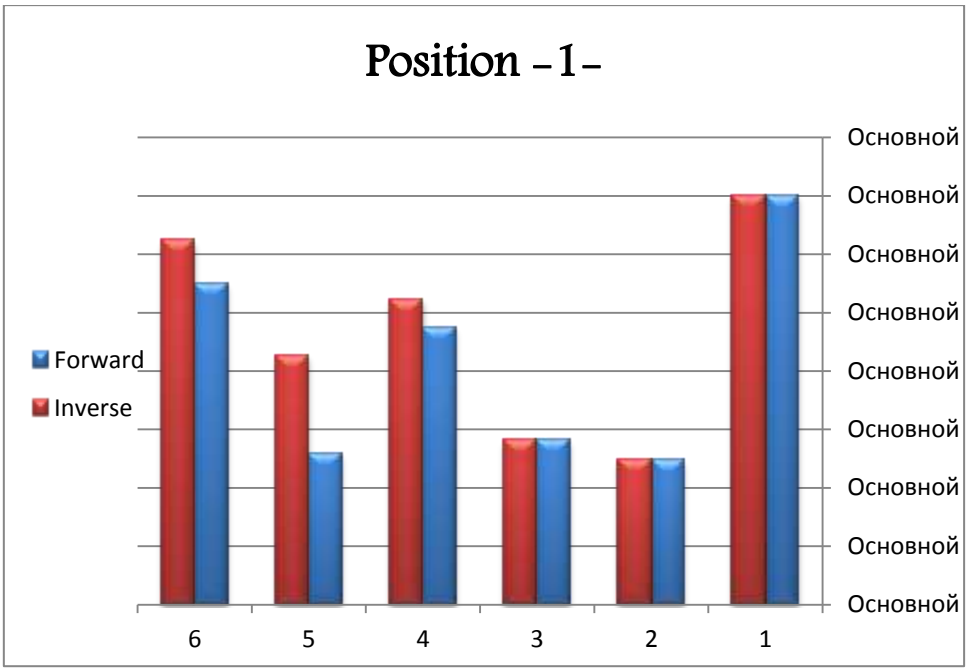
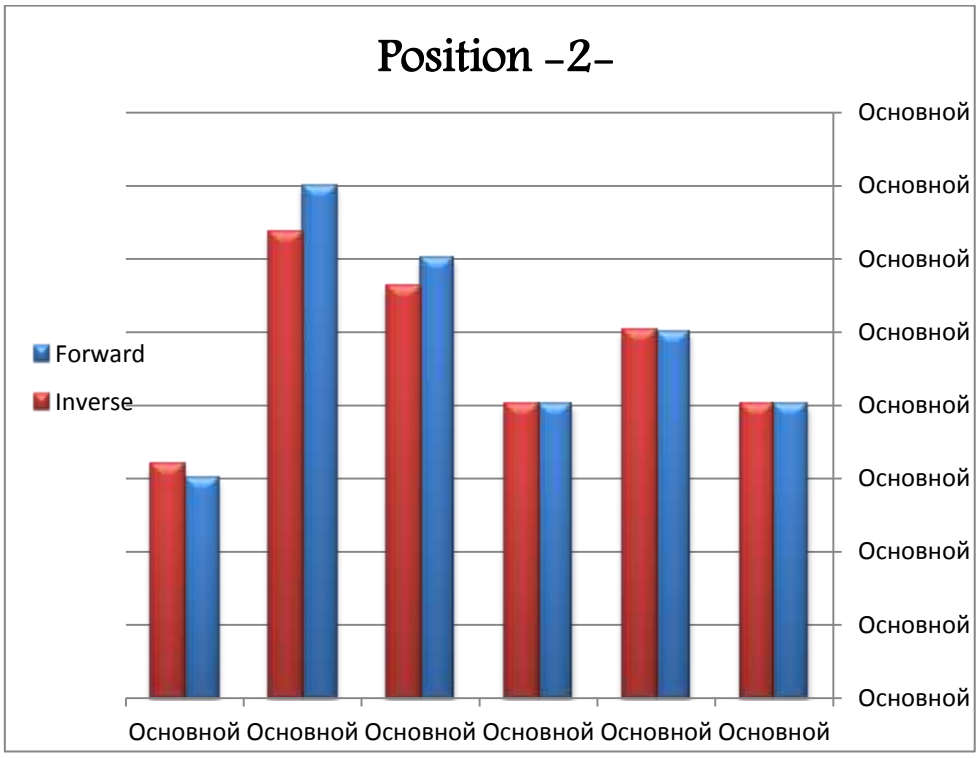


Figure 2: Stewart mechanism description.

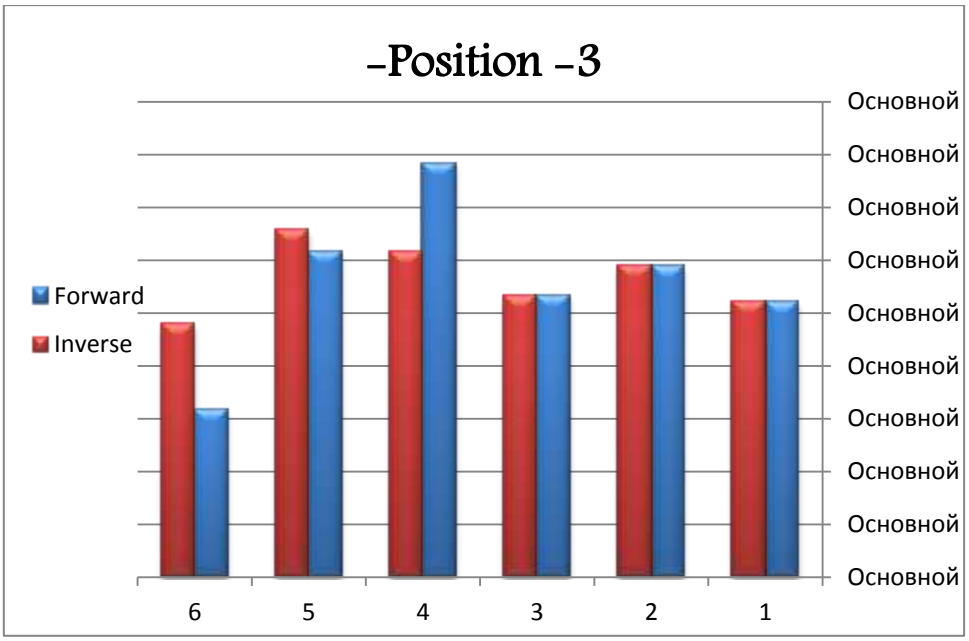
Fig(3): Experimental Stewart.



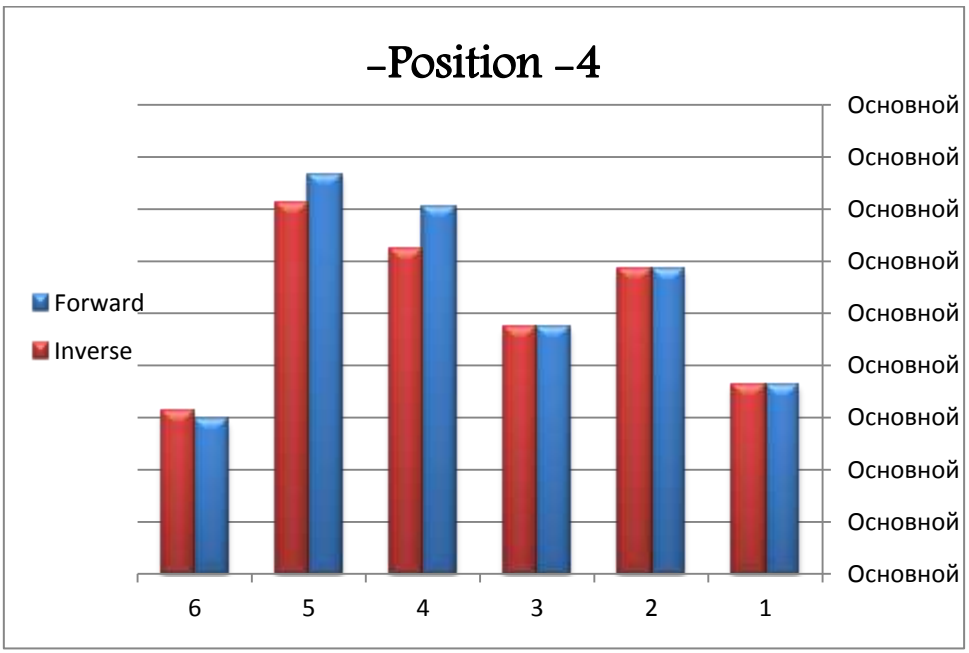
Fig(4): Stewart linkages length



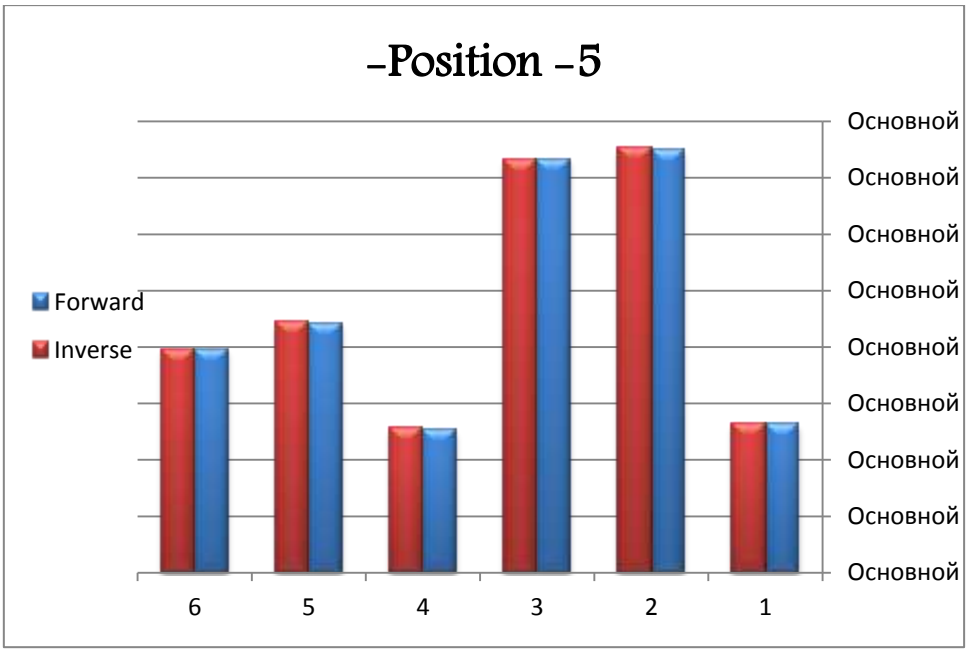
Fig(5): Stewart linkages length



Fig(6): Stewart linkages length



Fig(7): Stewart linkages length



Fig(8): Stewart linkages length

Table 1. Base Joints Coordinates

Point No	X	Y	Z
1	355	121	0
2	-73.5	367.5	0
3	-281.5	247.5	0
4	-281.5	-247.5	0
5	-73.5	-367.5	0
6	355	-121	0

Table 2. Moving Platform Joints Coordinates

Point No	X	Y	Z
1	144.5	172.5	600
2	77	211.5	600
3	-221.5	39	600
4	-221.5	-39	600
5	77	-211.5	600
6	144.5	-172.5	600

ISSN 2223-0807
Современное машиностроение: Наука и образование :
материалы 7-й международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н.Евграфова и А.А. Поповича.- СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2018.

DOI 10.1872/MMF-2018-19
УДК 621.01

М. Г. Яруллин[1], И. Р. Исянов[2], А. П. Мудров[3]

КИНЕМАТИКА ШАТУНА ДВУХПОДВИЖНОГО ПЯТИЗВЕННОГО ПРОСТРАНСТВЕННОГО МЕХАНИЗМА СО СДВОЕННЫМ КРИВОШИПОМ

[1]Мунир Гумерович Яруллин,
Казанский национальный исследовательский технический университет им. А.Н. Туполева-КАИ (КНИТУ-КАИ)
Россия, Казань,
E-mail: Yarullinmg@yahoo.com

[2]Илнур Рафаилевич Исянов,
Казанский национальный исследовательский технический университет им. А.Н. Туполева-КАИ (КНИТУ-КАИ)
Россия, Казань,
Тел.: 8(937)-614-50-05 E-mail: isyanov1993@mail.ru

[3]Александр Петрович Мудров,
Казанский национальный исследовательский технический университет им. А. Н. Туполева
Россия, Казань,
E-mail: mudrov.alex@yandex.ru

Аннотация

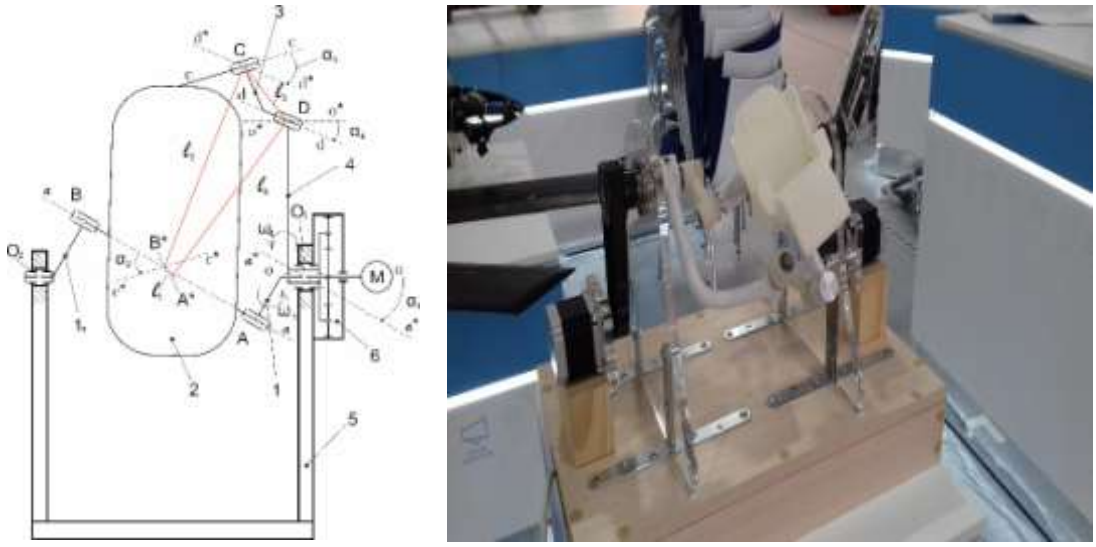
В статье приведена математическая модель кинематики угловых скоростей и ускорений шатуна двухподвижного пятизвенного пространственного механизма со сдвоенным кривошипом. На основе анализа исследований кинематики установлен характер влияния входных параметров базового механизма устройства на кинематику кресла тренажера. Результаты аналитических расчетов представлены в виде графиков.

Ключевые слова: пятизвенный механизм, кинематика шатуна, механизм Беннетта, двухподвижность, сдвоенный кривошип, тренажер.

Введение

Полная реализация тактико-технических возможностей современных и перспективных самолетов-истребителей сопряжена с возникновением пилотажных перегрузок +GZ. На перспективных самолетах также ожидается возникновение боковых ±GУ и поперечных +GX перегрузок. Вместе с тем существующие в настоящее время устройства специальной физической тренировки с целью повышения устойчивости к пилотажным перегрузкам недостаточно эффективны и не отвечают современным требованиям.

Нами разработан тренажер на базе пространственного пятизвенного механизма со сдвоенным кривошипом [1]. На рисунке 1 показана структурная схема тренажера и лабораторно-экспериментальная установка.



а) б)

Рис.1 Тренажер на базе двухподвижного пятизвенного пространственного механизма со сдвоенным кривошипом а) структурная схема, б) лабораторно-экспериментальная установка

Основным базовым составляющим тренажера является пространственный пятизвенный рычажный механизм, полученный на основе механизма Беннета [2]. В нашей работе [3] подробно рассмотрен способ получения двухподвижного пятизвенного пространственного механизма со сдвоенным кривошипом. Благодаря тому, что геометрические оси звеньев скрещиваются в пространстве [4-7] кресло тренажера при движении описывает сложную пространственную траекторию. Анализ компьютерной 3D модели [8] тренажера показывает, что траектория движения кресла способствует моделированию нагрузок на организм человека. Поэтому весьма актуальна задача исследования кинематики угловых скоростей и ускорений кресла (шатуна) тренажера.

Цель исследования – получить математическую модель кинематики угловых скоростей и ускорений, а также определить зависимость кинематических параметров кресла тренажера от входных параметров ведущих звеньев.

§1.Кинематика шатуна

Кинематические параметры шатуна (кресла 2) тренажера являются факторами, влияющие на эффективность тренировки в целом. Они необходимы для обоснования оптимального режима тренировки. Кинематика кресла тренажера характеризуется ее угловой скоростью и угловым ускорением [9-13].

Двухподвижный пятизвенный пространственный механизм со сдвоенным кривошипом, как базовый механизм тренажера имеет два входных звена, ведущий кривошип 1 и ведущий стержень 4. Они установлены на общей оси O_1 (рис.1) с возможностью вращения относительно друг друга и стойки. Угловые скорости входных звеньев задаются согласно формулам:

$$\omega_1 = \frac{\partial \varphi_1}{\partial t} = const, \qquad \omega_4 = \frac{\partial \varphi_4}{\partial t} = const, \tag{1}$$

где: ω_1 – угловая скорость ведущего кривошипа относительно рамы 5;

ω_4 – угловая скорость ведущего стержня относительно рамы 5.

Угловая скорость шатуна 2 определяется согласно уравнению:

$$\overrightarrow{\omega_2} = \overrightarrow{\omega_1} + \overrightarrow{\omega_{3/4}} + \overrightarrow{\omega_4}, \tag{2}$$

где: ω_2 – угловая скорость шатуна, $\omega_{3/4}$ – угловая скорость ведомого кривошипа 3 относительно ведущего стержня 4.

Проекция этого уравнения на неподвижные оси X_{O_1}, Y_{O_1}, Z_{O_1}, жестко связанной со стойкой имеют вид:

$$\begin{cases} \omega_2^{X_{O_1}} = -\omega_{3/4} \sin\alpha_1 \cos(\varphi_1 - \varphi_4); \\ \omega_2^{Y_{O_1}} = -\omega_{3/4} \sin\alpha_1 \sin(\varphi_1 - \varphi_4); \\ \omega_2^{Z_{O_1}} = \omega_1 + \omega_4 + \omega_{3/4} \cos\alpha_1 . \end{cases} \tag{3}$$

Модуль вектора угловой скорости кресла тренажера находится по формуле:

$$\omega_2 = \sqrt{(\omega_2^{X_{O_1}})^2 + (\omega_2^{Y_{O_1}})^2 + (\omega_2^{Z_{O_1}})^2}. \tag{4}$$

Продифференцировав выражение (3) по времени и учитывая, что угловые скорости ω_1 и ω_4 – постоянные величины, получим проекции угловых скоростей на координатные оси X_{O_1}, Y_{O_1}, Z_{O_1}:

$$\begin{cases} \varepsilon_2^{X_{O_1}} = -\varepsilon_{3/4}\sin\alpha_1\cos(\varphi_1-\varphi_4)+(\omega_1+\omega_4)\omega_{3/4}\sin\alpha_1\sin(\varphi_1-\varphi_4); \\ \varepsilon_2^{Y_{O_1}} = -\varepsilon_{3/4}\sin\alpha_1\sin(\varphi_1-\varphi_4)-(\omega_1+\omega_4)\omega_{3/4}\sin\alpha_1\cos(\varphi_1-\varphi_4); \\ \varepsilon_2^{Z_{O_1}} = -\varepsilon_{3/4}\cos\alpha_1 . \end{cases} \quad (5)$$

Здесь $\omega_{3/4}$ и $\varepsilon_{3/4}$ – угловые скорость и ускорения ведомого кривошипа 3 при вращении его относительно кривошипа 4 вокруг оси шарнира D. Значения $\omega_{3/4}$ и $\varepsilon_{3/4}$ определяются, как первые и вторые производные угла γ поворота звена 3 относительно звена 4:

$$\begin{cases} \gamma = \arctan\frac{(\cos\alpha_2-\cos\alpha_1)\sin(\varphi_1-\varphi_4)}{(1-\cos\alpha_1\cos\alpha_2)\cos(\varphi_1-\varphi_4)-\sin\alpha_1\sin\alpha_2}; \\ \omega_{3/4} = \frac{\partial\gamma}{\partial t} = \frac{(\cos\alpha_2-\cos\alpha_1)(\omega_1-\omega_4)}{1-\cos\alpha_1\cos\alpha_2-\sin\alpha_1\sin\alpha_2\cos(\varphi_1-\varphi_4)}; \\ \varepsilon_{3/4} = \frac{\partial^2\gamma}{\partial t^2} = \frac{\sin(\varphi_4-\varphi_1)(\cos\alpha_2-\cos\alpha_1)(\omega_1-\omega_4)^2}{(1-\cos\alpha_1\cos\alpha_2-\sin\alpha_1\sin\alpha_2\cos(\varphi_1-\varphi_4))^2}. \end{cases} \quad (6)$$

От угла γ поворота ведомого кривошипа 3, шарнирно установленного на ведущий стержень 4, зависит скорость и ускорение шатуна 2. В свою очередь величина γ зависит от углов α_1, α_2 скрещивания осей шарниров звеньев и углов поворота φ_1, φ_4 ведущих звеньев. Как видно из полученных формул (4) и (5) кресло тренажера совершает сложное пространственное движение с переменными угловыми скоростями и ускорениями.

§2 Анализ результатов аналитических исследований кинематических параметров

Структурные параметры двухподвижного пятизвенного пространственного механизма со сдвоенным кривошипом определяются следующим соотношением [14-18]:

$$\frac{l_1}{\sin\alpha_1} = \frac{l_2}{\sin\alpha_2}, \quad (7)$$

где: $l_1 = l_3 -$ длины кратчайшего расстояния ведущего сдвоенного кривошипа и ведомого кривошипа;

$\alpha_1 = \alpha_3 -$ углы скрещивания осей шарниров ведущего сдвоенного кривошипа и ведомого кривошипа.

$l_2, = l_4 -$ длины кратчайшего расстояния ведущего стержня и шатуна (кресла);

$\alpha_2 = \alpha_4 -$ углы скрещивания осей шарниров ведущего стержня и шатуна (кресла).

Основные кинематические расчеты механизма проводились со следующими структурными параметрами: $l_2, = l_4 = 120$ мм; $\alpha_2 = \alpha_4 = 90°$; $l_1 = l_3 = 41{,}042$ мм; $\alpha_1 = \alpha_3 = 20°$.

Ведущие звенья двухподвижного пятизвенного пространственного механизма со сдвоенным кривошипом могут вращаться в одну и в разные

стороны, также могут поочередно останавливаться. Для исследования угловых скоростей шатуна принимаем, что направления вращения ведущих звеньев в одну строну с разными входными параметрами.

На рисунке 2 представлены графики угловых скоростей шатуна (кресла) в зависимости от времени для различных значений угловых скоростей ω_1 и ω_4 ведущих звеньев тренажера.

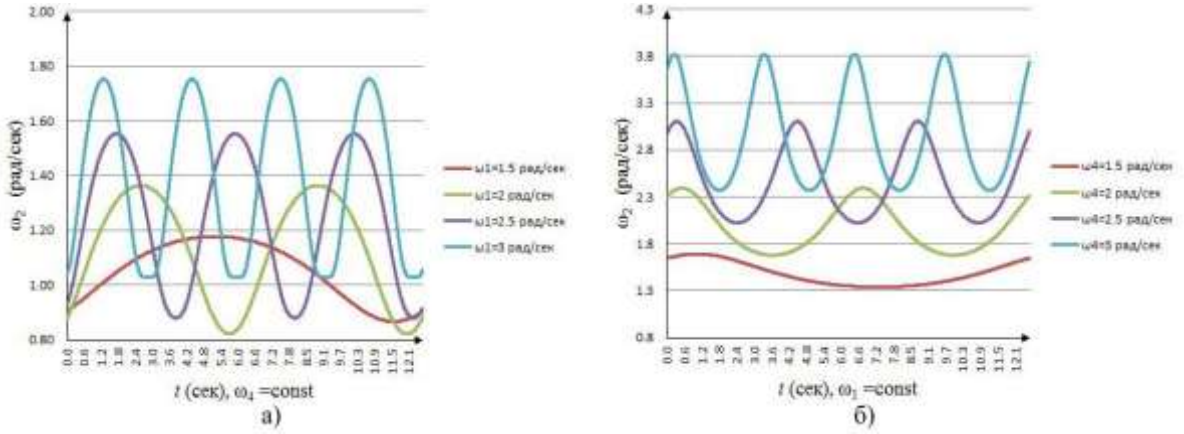


Рис.2 Зависимость угловой скорости шатуна от времени при
а – $\omega_4 = const$, б – $\omega_1 = const$

На рисунке 3 показаны характеры изменения максимального, минимального и среднего значений угловой скорости от угловой скорости ведущих звеньев.

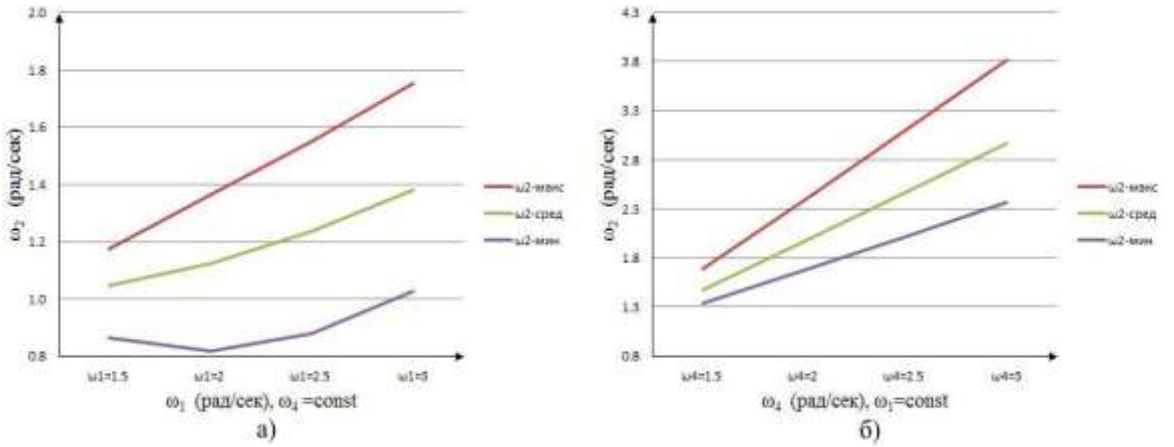


Рис.3 Зависимость экстремальных и средних значений угловой скорости шатуна от угловой скорости ведущих звеньев при
а – $\omega_4 = const$, б – $\omega_1 = const$

На рисунке 4 представлены график зависимости угловой скорости шатуна от времени при разных коэффициентах отношений ведущих звеньев $k = \omega_1/\omega_4$ и графики зависимости экстремальных и средних угловых скоростей шатуна от коэффициента отношений.

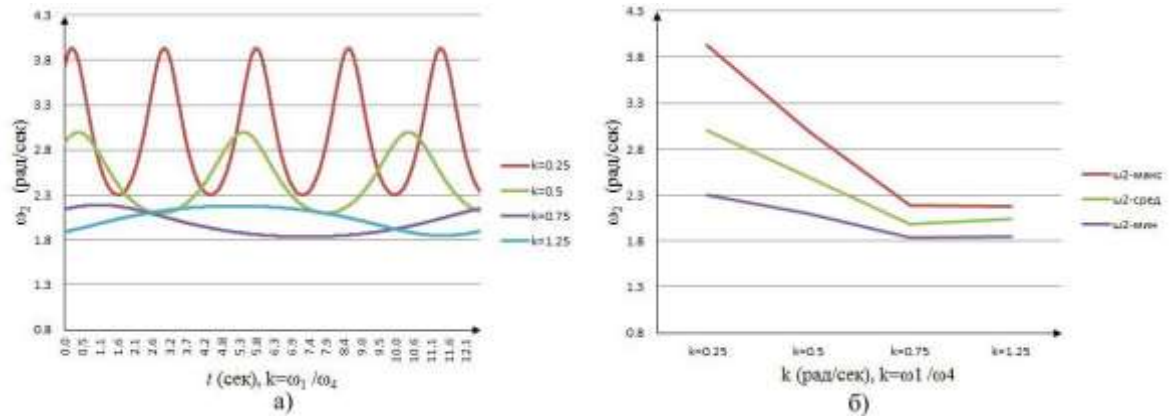


Рис.4 Зависимость значений угловой скорости шатуна от
а – времени, б – коэффициент отношений

На основании анализа полученных графиков (рис.2-4) можно сделать следующие выводы:

1. Равномерное вращательное движение ведущих звеньев тренажера преобразуется в неравномерное вращательное движение шатуна (кресла) относительно неподвижных координат X_{O_1}, Y_{O_1}, Z_{O_1}.

2. Угловые скорости ведущих ω_1 и ω_4 звеньев оказывают большое влияние на изменение угловой скорости ω_2 шатуна (кресла). При увеличении угловой скорости $1{,}5\ \text{рад/сек} \leq \omega \leq 3\ \text{рад/сек}$ одного ведущего звена происходит увеличение угловой скорости шатуна механизма.

3. Экстремальные и средние значения угловой скорости шатуна механизма возрастают по мере увеличения значений угловых скоростей ведущего кривошипа и ведущего стержня.

4. Согласно рисунку 4 значения угловой скорости шатуна уменьшаются, когда коэффициент отношений угловых скоростей ведущих звеньев стремиться к единице k=1.

Заключение.

На основании проведенного анализа исследований кинематики установлен характер влияния входных параметров базового механизма устройства на кинематику кресла тренажера. Из графиков видно, что кинематические параметры шатуна имеют синусоидальный и закономерный характер.

Полученные уравнения угловой скорости и углового ускорения шатуна (кресла) тренажера являются универсальными и пригодны для определения кинематических параметров шатуна с разными структурными параметрами звеньев базового механизма.

Таким образом, можно предположить, что использование двухподвижного пятизвенного пространственного механизма со сдвоенным кривошипом в качестве базового механизма тренажера дают

возможность эффективно моделировать перегрузки на организм человека. За счет сложного пространственного движения с переменной угловой скоростью и ускорения возможно моделирование условий повышенной и пониженной гравитации.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

[1] Пат. 2639062 РФ, МПК A63B 23/02 Устройство для тренировки вестибулярного аппарата / Яруллин М. Г., Исянов И. Р., Мингазов М.Р., Гатауллин Д.И.// опубл. 19.12.2017 Бюл. № 35

[2] Yarullin M.G., Mudrov A.G., Mingazov M.R., Galiullin I.A. The 1DOF and 2DOF spatial mechanisms with revolute pairs / Kazan: KNITU-KAI Press, 2015. -175p.

[3] Яруллин М.Г., Исянов И.Р. Структурное исследование двухподвижного пятизвенного пространственного механизма со сдвоенным кривошипом// Современное машиностроение: Наука и образование: материалы 6-й международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н.Евграфова и А.А. Поповича.- СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2017. ISSN 2223-0807, DOI 10.1872/MMF-2017-20, с. 239-249

[4] Bennett, G. T. A new mechanism / G. T. Bennett // «Engineering». – v. 76. – London, 1903. – P. 777–778.

[5] Евграфов А.Н., Петров Г.Н. Выбор приводов многоподвижного механизма с избыточными входами// Современное машиностроение. Наука и образование: материалы 4-й Междунар. науч.-практ. конференции. / под ред. М.М. Радкевича и А.Н. Евграфова. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2014. –С 184-191, ISSN 2223-0807.

[6] Семенов Ю.А., Семенова Н.С. Статический анализ плоских рычажных механизмов// Современное машиностроение. Наука и образование: материалы 4-й Междунар. науч.-практ. конференции. / под ред. М.М. Радкевича и А.Н. Евграфова. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2014. –С 107-118. ISSN 2223-0807

[7] Мудров П.Г. Пространственные механизмы с вращательными парами, Казанский сельскохозяйственный институт имени М.Горького, 1976 г.

[8] Евграфов А.Н., Петров Г.Н. Компьютерное моделирование механизмов// Современное машиностроение: Наука и образование: материалы 5-й Междунар. науч.-практ. конференции. / Под ред. А.Н. Евграфова и А.А. Поповича. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2016. –С 203-215, ISSN 2223-0807. 1.

[9] Нигматуллина Ф.Р., Терешин В.А. Кинематическое исследование телескопа// Современное машиностроение. Наука и образование: материалы 4-й Междунар. науч.-практ. конференции. / под ред. М.М.

Радкевича и А.Н. Евграфова. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2014. –С 237-246. ISSN 2223-0807

[10] Yarullin M.G., Khabibullin F.F., Isyanov I.R. Nonlinear crushing dynamics in two-degree of freedom disintegrator based on the Bennett's linkage. Vibroengineering PROCEDIA, Vol. 8, 2016, p. 477-482, ISSN 2345-0533.

[11] Яруллин М.Г., Исянов И.Р., Мудров А. П., Кинематика плоского двухподвижного пятизвенного рычажного механизма // Современное машиностроение: Наука и образование: Материалы 5-й Междунар. науч.-практ. конференции. / Под ред. М.М. Радкевича и А.Н. Евграфова. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2016. – С.297-305, ISSN 2223-0807.

[12] Яруллин М.Г., Исянов И.Р. Двухподвижный пятизвенный рычажный механизм.// Вестник КГТУ им. А.Н. Туполева. - 2015. №2. ISSN 2078-6255.

[13] Мудров А. П. Использование пространственных пяти- и шестизвенного дифференциальных механизмов в смесительной технике / 100 лет механизму Беннетта. Материалы международной конференции по теории механизмов и машин. – Казань: РИЦ «Школа», 2004. – С. 117-124.

[14] Yarullin M.G., Khabibullin F.F., Theoretical and Practical Conditions of Bennett Mechanism Workability, Advances in Mechanical Engineering, Lecture Notes in Mechanical Engineering, Springer International Publishing AG 2017, pp. 145-153. ISSN 2195-4356, DOI 10.1007/978-3-319-53363-6.

[15] Яруллин М.Г., Хабибуллин Ф.Ф. Геометрия кинематической цепи и звеньев механизма Беннетта // Современное машиностроение: Наука и образование: Материалы 6-й Междунар. науч.-практ. конференции. / Под ред. А.Н. Евграфова и А.А. Поповича. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2017. № 6. С. 262-274. ISSN 2223-0807

[16] Яруллин М. Г., Фаизов М.Р. Синтез сферических четырехзвенников с вращательными парами в программе SOLIDWORKS // Современное машиностроение: Наука и образование: Материалы 6-й Междунар. науч.-практ. конференции. / Под ред. А.Н. Евграфова и А.А. Поповича. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2017. № 6. С. 250-261. ISSN 2223-0807

[17] Яруллин М. Г., Фаизов М.Р. Кинематика балансира сферического четырехзвенника// XXIII Туполевские чтения (школа молодых ученых): Международная молодёжная научная конференция, 8–10 ноября 2017 года: Материалы конференции. Сборник докладов: в 4 т. – Казань: Изд-во Академии наук РТ, 2017. – Т. 3. – 763 с.: С.258-262 ISBN 978-5-9690-0395-8 (т. 3) ISBN 978-5-9690-0392-7

[18] Мингазов М. Р., Яруллин М. Г. Кинематика характерных точек рабочих звеньев пространственного 4R-механизма как активатора процессов перемешивания. / Вестник Ижевского государственного технического университета имени М. Т. Калашникова. – Ижевск: Изд-во ИжГТУ имени М. Т. Калашникова, 2014. – Т. 3. – С. 34-38.

M.G. Yarullin[1], I.R. Isyanov[2], A.P. Mudrov[3]

KINEMATICS OF THE CONNECTING ROD OF A TWO - MOBILITY FIVE-LINK SPACE MECHANISM WITH A DOUBLE CRANK

[1,2,3] KAZAN NATIONAL RESEARCH TECHNICAL UNIVERSITY named after A.N.TUPOLEV, Russia;

Abstract

The mathematical model of kinematics of angular velocities and accelerations of a connecting rod of a two-moving five-link spatial mechanism with a double crank is given in the article. Based on the analysis of kinematics studies, the influence of the input parameters of the basic mechanism of the device on the kinematics of the chair of the simulator is established. The results of the analytical calculations are presented in the form of graphs.

Key words: five-link mechanism, kinematics of the connecting rod, Bennett's mechanism, two-movement, double crank, simulator.

REFERENCES

[1] Pat. 2639062 RU IPC A63B 23/02 the Device for surface dimensionless machining of parts. / Yarullin M. G., Isyanov R. I., Mingazov M. R., Khabibullin, F. F. // publ. 19.12.2017 bull. No. 35 (rus.).

[2] Yarullin M.G., Mudrov A.G., Mingazov M.R., Galiullin I.A. The 1DOF and 2DOF spatial mechanisms with revolute pairs / Kazan: KNITU-KAI Press, 2015. -175p.

[3] Yarullin M.G., Isyanov I.R. Structural study of a two – mobility five-link space mechanism with a double crank // Modern machine building. Science and Education: materials of the 6th Intern. Scientific-practical. Conference. / Ed. M.M. Radkevich and A.N. Evgrafova. - SPb .: Publishing house of Polytechnic. Univ., 2017.- P. 239-249, ISSN 2223-0807 DOI 10.1872/MMF-2017-20 (rus.).

[4] Bennett, G. T. A new mechanism / G. T. Bennett // «Engineering». – v. 76. – London, 1903. – P. 777–778.

[5] Evgrafov A.N., Petrov G.N. Selection of drives of a multimotor mechanism with redundant inputs // Modern machine building. Science and Education: materials of the 4th Intern. Scientific-practical. Conference. / Ed. M.M. Radkevich and A.N. Evgrafova. - SPb .: Publishing house of Polytechnic. Univ., 2014.-P. 184-191, ISSN 2223-0807(rus.).
[6] Semenov Y.A., Semenova N.S. Static analysis of flat lever mechanisms // Modern machine building. Science and Education: materials of the 4th Intern. Scientific-practical. Conference. / Ed. M.M. Radkevich and A.N. Evgrafova. - SPb .: Publishing house of Polytechnic. Univ., 2014.- P. 107-118, ISSN 2223-0807 (rus.).
[7] Mudrov P.G. Spatial mechanisms with rotational pairs, Kazan Agricultural Institute named after M.Gorky, 1976. 11(rus.).
[8] Evgrafov A.N., Petrov G.N. Computer modeling of mechanisms // Modern machine building: Science and education: materials of the 5th Intern. Scientific-practical. Conference. Ed. A.N. Evgrafova and A.A. Popovich. - SPb .: Publishing house of Polytechnic. Univ., 2016.- P. 203-215, ISSN 2223-0807.1(rus.).
[9] Nigmatullina FR, Tereshin VA Kinematic study of the telescope // Modern machine building. Science and Education: materials of the 4th Intern. Scientific-practical. Conference. / Ed. M.M. Radkevich and A.N. Evgrafova. - SPb .: Publishing house of Polytechnic. Univ., 2014.- P. 237-246, ISSN 2223-0807.
[10] Yarullin M.G., Khabibullin F.F., Isyanov I.R. Nonlinear crushing dynamics in two-degree of freedom disintegrator based on the Bennett's linkage. Vibroengineering PROCEDIA, Vol. 8, 2016, p. 477-482, ISSN 2345-0533.
[11] Yarullin M.G., Isyanov I.R., Mudrov A.P., Kinematics of a flat two-link five-link lever mechanism // Contemporary Mechanical Engineering: Science and Education: Materials of the 5th Intern. Scientific-practical. Conference. Ed. M.M. Radkevich and A.N. Evgrafova. - SPb .: Publishing house of Polytechnic. Univ., 2016. - P.297-305 ISSN 2223-0807(rus.).
[12] Yarullin M. G., I. R. Isyanov Two - mobility five-linkage mechanism.// Bulletin of KSTU. A. N. Tupolev. - 2015. No. 2. ISSN 2078-6255(rus.).
[13] Mudrov A. P. Use of spatial five- and six-link differential mechanisms in mixing technology / 100 years of Bennett's mechanism. Materials of the international conference on the theory of mechanisms and machines. - Kazan: RIC "School", 2004. - P. 117-124 (rus.).
[14] Yarullin M.G., Khabibullin F.F. Theoretical and Practical Conditions of Bennett Mechanism Workability, Advances in Mechanical Engineering, Lecture Notes in Mechanical Engineering, Springer International Publishing AG 2017, pp. 145-153. ISSN 2195-4356, DOI 10.1007/978-3-319-53363-6.

[15] Yarullin M.G., Khabibullin F.F. Geometry of the kinematic chain and links of the Bennett mechanism // Modern machine building. Science and Education: materials of the 6th Intern. Scientific-practical. Conference. / Ed. M.M. Radkevich and A.N. Evgrafova. - SPb .: Publishing house of Polytechnic. Univ., 2017.- P. 262-274, ISSN 2223-0807 (rus.).
[16] Yarullin M.G., Faizov M.R. Synthesis of spherical quadruplets with rotational pairs in the SOLIDWORKS program // Modern machine building. Science and Education: materials of the 6th Intern. Scientific-practical. Conference. / Ed. M.M. Radkevich and A.N. Evgrafova. - SPb .: Publishing house of Polytechnic. Univ., 2017.- P. 250-261, ISSN 2223-0807 (rus.).
[17] Yarullin MG, Faizov M.R. Kinematics of the balancer of a spherical quadruple // XXIII Tupolev readings (school of young scientists): International youth scientific conference, November 8-10, 2017: Conference proceedings. Collection of reports: in 4 volumes - Kazan: Publishing House of the Academy of Sciences of the Republic of Tatarstan, 2017. - T. 3. - 763 pp .: P.258-262 ISBN 978-5-9690-0395-8 (rus.).
[18] Mingazov MR, Yarullin MG Kinematics of the characteristic points of the working links of the spatial 4R mechanism as an activator of the mixing processes. / Bulletin of Izhevsk State Technical University named after M. Kalashnikov. - Izhevsk: Publishing house of IzhSTU named after M.T. Kalashnikov, 2014. - T. 3. - P. 34-38 (rus.).

ISSN 2223-0807
Современное машиностроение: Наука и образование :
материалы 7-й международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н.Евграфова и А.А. Поповича.- СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2018.

DOI 10.1872/MMF-2018-20
УДК 621.01

М.Г. Яруллин[1], Ф.Ф. Хабибуллин[2], А.П. Мудров[3]

К ВОПРОСУ О СИНТЕЗЕ МОДИФИКАЦИЙ МЕХАНИЗМА БЕННЕТТА

[1] Мунир Гумерович Яруллин,
Казанский национальный исследовательский технический университет им. А.Н. Туполева-КАИ (КНИТУ-КАИ)
Россия, Казань
E-mail: Yarullinmg@yahoo.com

[2] Фаниль Фаргатович Хабибуллин:
Казанский национальный исследовательский технический университет им. А.Н. Туполева-КАИ (КНИТУ-КАИ)
Россия, Казань
Тел.: +7(919)-632-68-96,
E-mail: fanil_arsk@mail.ru

[3]Александр Петрович Мудров,
Казанский национальный исследовательский технический университет им. А. Н. Туполева
Россия, Казань,
E-mail: mudrov.aleks@yandex.ru

Аннотация

Исследованы зависимости значений угловых скоростей, угловых ускорений ведомого кривошипа от ведущего кривошипа. Рассмотрен методы синтеза модификаций механизма Беннетта по степени неравномерности вращения ведомого кривошипа, по положениям ведущего и ведомого звеньев. Получены формулы, позволяющие проследить влияние геометрических параметров звеньев механизма на кинематику кривошипов. Результаты расчетов выведены в виде графиков.

Ключевые слова: механизм Беннетта, параллелограмм, антипараллелограмм, коэффициент неравномерности, синтез.

Введение

Исследование кинематических цепей параллелограмма и антипараллелограмма Беннетта рассмотрим на примере приводов двухподвижного высокоэффективного дезинтегратора [1, 2]. Структурная схема и фотография модели промышленного дезинтегратора представлена на рисунке 1.

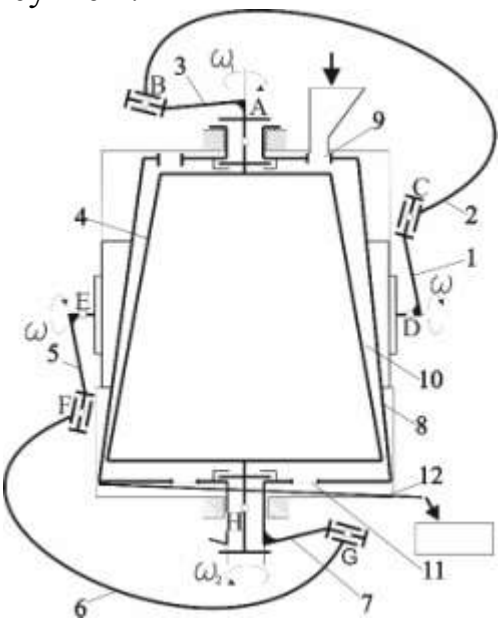


Рисунок 1- Структурная схема и фотография модели промышленного дезинтегратора с приводами на базе механизмов Беннетта.

Механизм привода дезинтегратора состоит из 1- ведущего кривошипа, 2- шатуна, 3- ведомого кривошипа параллелограмма Беннетта, 4- внутреннего конуса; 5- ведущего кривошипа, 6- шатуна, 7- ведомого кривошипа антипараллелограмма Беннетта, 8- внешнего конуса [3-5].

Цель исследований – определить зависимость угла поворота ведомого кривошипа γ, угловой скорости ω_3 и углового ускорения ε_3 в зависимости от угла поворота φ, угловой скорости ω_1 и углового ускорения ε_1 ведущего кривошипа; исследовать методы синтеза по положениям ведущего и ведомого звеньев, синтеза по степени неравномерности вращения ведомого кривошипа (см. рис. 2).

На рисунках 2а, 2б представлены структурные схемы параллелограмма и параллелограмма Беннетта, где α_1,α_3 - установочные углы ведущего и ведомого кривошипа, α_2,α_4 - установочные углы станины и шатуна; l_1,l_2,l_3,l_4 - теоретические длины соответствующих звеньев.

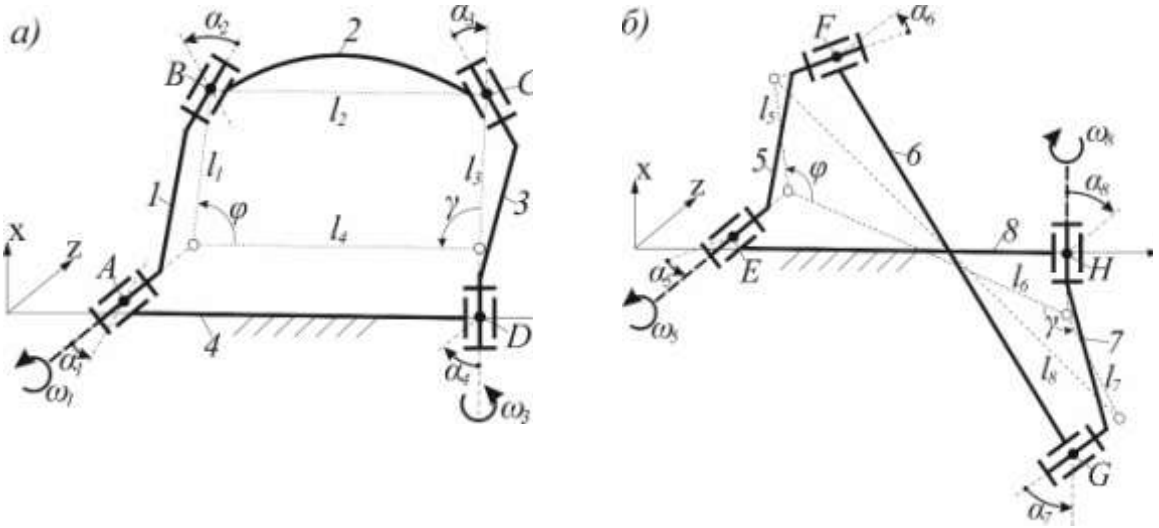


Рисунок 2- Замкнутые кинематические цепи:
а) параллелограмма Беннетта, б) антипараллелограмма Беннетта.

Кинематика ведомого кривошипа

Структурная схема параллелограмма в виде контура ABCDA дана на рисунке 3. Положение ведомого кривошипа (угол γ) определяется проекциями радиус-вектора AC на оси x_{AD}^{A}, y_{AD}^{A} и z_{AD}^{A}. Получившиеся векторные контуры ABCA и ADCA рассматриваем отдельно до получения уравнений перемещений в проекциях на координатные оси [6-8].

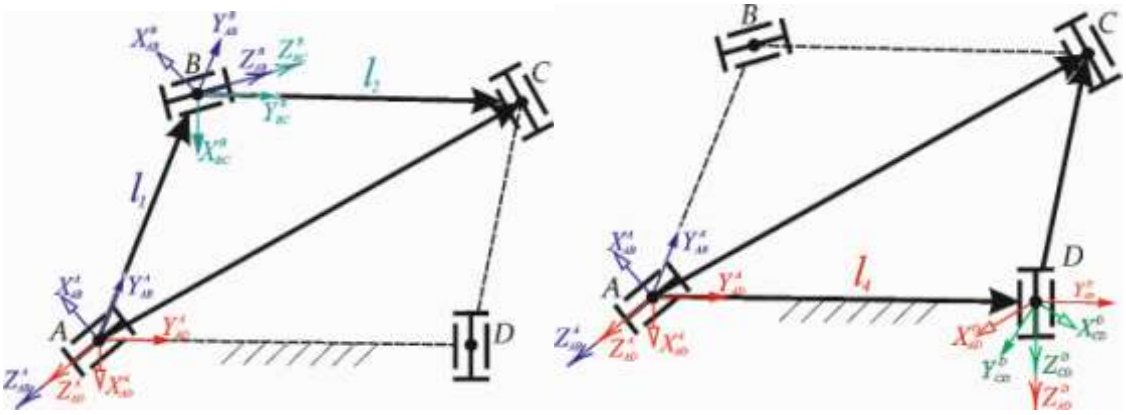


Рисунок 3- Структурная схема параллелограмма Беннетта.

Контур ABCA схематично представлен на рисунке 3а, из векторного контура ABCA можно определить значение радиус-вектора AC равенством:

$$\overline{AC} = \overline{AB} + \overline{BC}, \qquad (1)$$

Равенство (1) в проекциях на оси X, Y, Z представляет собой следующее [9-10]:

$$AC:\begin{cases} AC^X = AB\cdot K^{Y^A_{AB}}_{X^A_{AD}} + BC\cdot K^{Y^B_{BC}}_{X^A_{AD}} \\ AC^Y = AB\cdot K^{Y^A_{AB}}_{Y^A_{AD}} + BC\cdot K^{Y^B_{BC}}_{Y^A_{AD}} \\ AC^Z = AB\cdot K^{Y^A_{AB}}_{Z^A_{AD}} + BC\cdot K^{Y^B_{BC}}_{Z^A_{AD}} \end{cases}, \quad (2)$$

где $K^{Y^A_{AB}}_{X^A_{AD}}$ - проекция системы координат X^A_{AD} в систему координат Y^A_{AB}.

Используя матрицы перехода и учитывая направляющие косинусы, можно получить уравнение перемещения в проекциях на три координатные оси.

$$AC:\begin{cases} AC^X = AB\cdot(-\sin\varphi) + BC\cdot(-\cos\alpha_1\cdot\cos\gamma\cdot\sin\varphi + \cos\gamma\cdot\sin\varphi) \\ AC^Y = AB\cdot(\cos\varphi) + BC\cdot(\cos\alpha_1\cdot\sin\gamma\cdot\sin\varphi + \cos\gamma\cdot\sin\varphi) \\ AC^Z = AB\cdot(0) + BC(\sin\alpha_1\cdot\sin\varphi) \end{cases}, \quad (3)$$

учитывая, что $BC = AD = l_2$, $AB = DC = l_1$ можно получить следующее уравнение:

$$\begin{cases} AC^X = l_1\cdot(-\sin\varphi) + l_2\cdot(-\cos\alpha_1\cdot\cos\gamma\cdot\sin\varphi + \cos\gamma\cdot\sin\varphi) \\ AC^Y = l_1\cdot(\cos\varphi) + l_2\cdot(\cos\alpha_1\cdot\sin\gamma\cdot\sin\varphi + \cos\gamma\cdot\sin\varphi) \\ AC^Z = l_2\cdot(\sin\alpha_1\cdot\sin\varphi) \end{cases}. \quad (4)$$

Векторный контур ADCA схематично представлен на рисунке 3б, из векторного контура можно определить значение радиус-вектора AC равенством [11-12]:

$$\overline{AC} = \overline{AD} + \overline{DC}, \quad (5)$$

Равенство в проекциях на оси X, Y, Z

$$\begin{cases} AC^X = AD\cdot K^{Y^D_{AD}}_{X^A_{AD}} + CD\cdot K^{Y^D_{DC}}_{X^A_{AD}} \\ AC^Y = AD\cdot K^{Y^D_{AD}}_{Y^A_{AD}} + CD\cdot K^{Y^D_{DC}}_{Y^A_{AD}} \\ AC^Z = AD\cdot K^{Y^D_{AD}}_{Z^A_{AD}} + DC\cdot K^{Y^D_{DC}}_{Z^A_{AD}} \end{cases}, \quad (6)$$

Принимая во внимание направляющие косинусы, можно получить уравнение перемещения в координатные оси x, y, z проекциях радиус вектора.

$$AC:\begin{cases} AC^X = AD\cdot(0)+CD\cdot(\sin\gamma) \\ AC^Y = AD\cdot(1)+CD\cdot(\cos\gamma) \\ AC^Z = AD\cdot(0)+CD(0) \end{cases}, \quad (7)$$

Учитывая, что $AB = DC = l_1, BC = AD = l_2$ получаем:

$$AC:\begin{cases} AC^X = l_2\cdot(\sin\gamma) \\ AC^Y = l_1 + l_2\cdot(\cos\gamma). \\ AC^Z = 0 \end{cases} \quad (8)$$

Полученные уравнения (4) и (8) представляют собой проекции векторных контуров на координатные оси, приравняв правые части уравнений (4) и (8), получим:

$$\begin{cases} l_2\cdot(\sin\gamma) = l_1\cdot(-\sin\varphi)+l_2\cdot(-\cos\alpha_1\cdot\cos\gamma\cdot\sin\varphi+\cos\gamma\cdot\sin\varphi) \\ l_1+l_2\cdot(\cos\gamma) = l_1\cdot(\cos\varphi)+l_2\cdot(\cos\alpha_1\cdot\sin\gamma\cdot\sin\varphi+\cos\gamma\cdot\sin\varphi), \\ 0 = l_2\cdot(\sin\alpha_1\cdot\sin\varphi) \end{cases} \quad (10)$$

Решив уравнение (10) относительно $\sin\gamma$ и $\cos\gamma$, можно получить

$$\cos\gamma = \frac{l_1(\cos\varphi-\cos\alpha_1\cdot\sin\varphi-1)}{l_2\cdot 1+(\sin)^2\cdot(\cos\alpha_1-1)-\sin\varphi} \quad (11)$$

$$\sin\gamma = \frac{l_1(\cos\varphi-\cos\alpha_1\cdot\sin\varphi-1)\cdot\sin\varphi-\cos\alpha_1-\sin\varphi\cdot 1+(\sin)^2\cdot(\cos\alpha_1-1)-\sin\varphi}{l_2\cdot 1+(\sin)^2\cdot(\cos\alpha_1-1)-\sin\varphi}$$

В программе Maple формула (11) упрощается и дифференцируется, получается уравнение для определения угловой скорости ведомого кривошипа:

$$\omega_3 = \frac{-\omega_1\cdot\cos\alpha_1}{1-\sin\alpha_1\cdot\cos\varphi}. \quad (12)$$

Из уравнения (12) видно, что при $\omega_1 = const$, угловая скорость ведомого кривошипа ω_3 - не постоянная величина, зависит от положения ведущего кривошипа. Анализ уравнения (12) показывает, что ω_3 достигает максимального значения по абсолютной величине при $\varphi = 0$ и минимального значения по абсолютной величине при $\varphi = 180^0$, имеет вид

$$\omega_{3_{\max}} = \frac{\omega_1\cdot\cos\alpha_1}{1-\sin\alpha_1}, \omega_{3_{\min}} = \frac{\omega_1\cdot\cos\alpha_1}{1+\sin\alpha_1}, \quad (13)$$

Коэффициент неравномерности определяется по формуле

$$\delta = \frac{\omega_{3_{\max}}-\omega_{3_{\min}}}{(\omega_{3_{\max}}+\omega_{3_{\min}})/2}. \quad (14)$$

Продифференцировав по времени выражение (13) получается угловое ускорение ведомого кривошипа

$$\varepsilon_3 = \frac{\omega_1^2 \cdot \sin\alpha_1 \cdot \cos\alpha_1 \cdot \sin\varphi}{(1 - \sin\alpha_1 \cdot \cos\varphi)^2}. \quad (15)$$

Синтез по положениям ведущего и ведомого звеньев

Пусть заданы параметры станины l_4 и α_4, а также положения ведущего φ и ведомого кривошипов γ, необходимо найти параметры α_1 и l_1 учитывая, что $l_1 / l_2 = \sin\alpha_1 / \sin\alpha_2$ при $l_1 = l_3, \alpha_1 = \alpha_3, l_2 = l_4, \alpha_2 = \alpha_4$.

Для определения значения установочного угла ведущего кривошипа α_1, составим уравнение взвешенной разности:

$$\Delta q = (X_B - X_C)^2 + (Y_B - Y_C)^2 + (Z_B - Z_C)^2 - l_2^2 = 0 \quad (16)$$

Принимая во внимание, что

$$X_B = AB \cdot K^{Y^A_{AB}}_{X^A_{AD}} = -l_1 \sin\varphi$$

$$Y_B = AB \cdot K^{Y^A_{AB}}_{Y^A_{AD}} = l_1 \cos\varphi \quad (17)$$

$$Z_B = AB \cdot K^{Y^A_{AB}}_{Z^A_{AD}} = 0$$

$$X_C = X_{AD} \cdot K^{Y^D_{AD}}_{X^A_{AD}} + X_{DC} \cdot K^{Y^D_{BC}}_{X^D_{AD}} = -l_1 \cos\alpha_2 \sin\gamma$$

$$Y_C = Y_{AD} \cdot K^{Y^D_{AD}}_{Y^A_{AD}} + Y_{DC} \cdot K^{Y^D_{BC}}_{Y^D_{AD}} = l_2 + l_1 \cos\gamma \quad (18)$$

$$Z_C = Z_{AD} \cdot K^{Y^D_{AD}}_{Z^A_{AD}} + Z_{DC} \cdot K^{Y^D_{BC}}_{Z^D_{AD}} = -l_1 \sin\alpha_2 \sin\gamma$$

Подставляем (17) и (18) в уравнение (16), получаем

$$q = ((-l_1 \sin\varphi) + (l_1 \cos\alpha_2 \sin\gamma))^2 + ((l_1 \cos\varphi) - (l_2 + l_1 \cos\gamma))^2 + (l_1 \sin\alpha_2 \sin\gamma))^2 - l_2^2 = 0 \quad (19)$$

Решаем уравнение относительно l_1 / l_2:

$$\frac{l_1}{l_2}(1 - 2\sin\varphi\cos\alpha_2 \sin\gamma + \cos\alpha_2{}^2 \sin\gamma^2 - 2\cos\varphi\cos\gamma + \cos\gamma^2 + \sin\alpha_2{}^2 \sin\gamma^2) = (2\cos\varphi - 2\cos\gamma) \quad (20)$$

После преобразований получаем:

$$\frac{\sin\alpha_1}{\sin\alpha_2}(1-\sin\varphi\cos\alpha_2\sin\gamma-\cos\varphi\cos\gamma)=\cos\varphi-\cos\gamma \quad (21)$$

Откуда имеем:

$$\alpha_1=\arcsin\frac{(\cos\varphi+\cos\gamma)\cdot\sin\alpha_2}{1-\sin\varphi\cos\alpha_2\sin\gamma-\cos\varphi\cos\gamma}. \quad (22)$$

На основании полученного уравнения (22), позволяющего синтезировать модификации механизма Беннетта по положениям ведущего и ведомого кривошипов, получены графики. На рисунке 4а представлен график возможных значений α_1,α_2 при $\varphi=15^0,\gamma_1=16^0,\gamma_2=30^0,\gamma_3=120^0,\gamma_4=180^0,\gamma_5=344^0$, на рисунке 4б представлен график возможных значений α_1,α_2 при $\gamma=15^0,\varphi_1=16^0,\varphi_2=30^0,\varphi_3=120^0,\varphi_4=180^0,\varphi_5=344^0$.

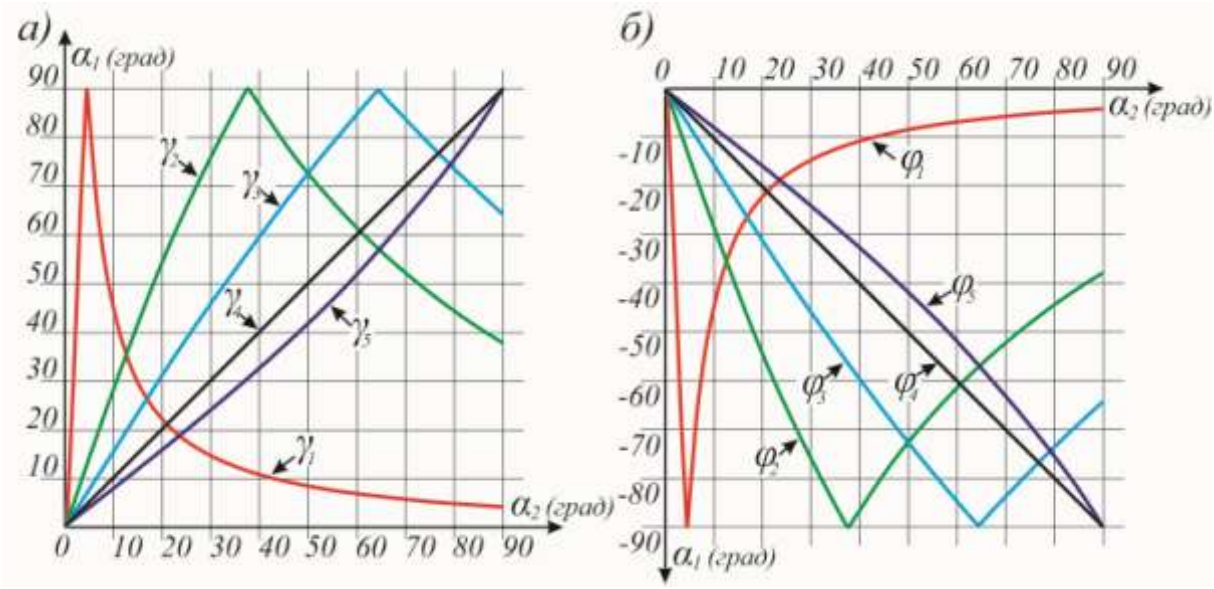


Рисунок 4- График возможных значений α_1,α_2

а) при $\varphi=15^0,\gamma=16^0...344^0$; б) при $\gamma=15^0,\varphi=16^0...344^0$.

Анализ графика показывает, что сближение значений начальных положений ведущего φ и ведомого γ кривошипов приводит к увеличению разницы значений установочных углов ведущего кривошипа α_1 (ведомого кривошипа α_3) и шатуна α_2 (станины α_4). Таким образом, при условии $\varphi>\gamma$ и при $\varphi+\gamma>360^0$, значение установочного угла ведущего кривошипа α_1 принимает положительное значение. Из графика видно, что при $\alpha_1=90^0$ установочный угол второго звена α_2 принимает некоторое значение (например, при $\varphi=30^0,\alpha_1=90^0$, следовательно, $\alpha_2=37,66^0$),

после которого график начинает снижаться, когда $\alpha_2 = 90^0$, то α_1 принимает аналогичное значение ($\alpha_2 = 37,66^0$).

На рисунке 5 представлен график возможных значений α_1, φ при $\alpha_2 = 90^0$ и $\gamma_1 = 15^0, \gamma_2 = 60^0, \gamma_3 = 120^0, \gamma_4 = 160^0$, данные значения угла поворота ведущего кривошипа γ подобраны для представления общий картины взаимосвязи стартового положения ведущего кривошипа в зависимости от установочного угла первого и третьего звеньев.*60*

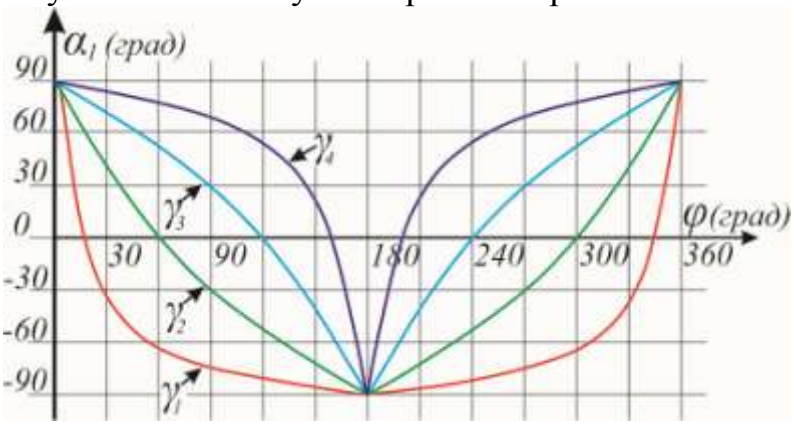


Рисунок 5- График возможных значений α_1, φ при $\alpha_2 = 90^0$ и $\gamma = 15^0 ... 160^0$.

Из рисунка 5 видно, что график пересекается с осью угла поворота ведущего кривошипа φ именно в тех значениях, которым равно значение угла поворота ведомого кривошипа γ. На основании этого можно сказать, что повышение значения угла поворота ведомого кривошипа γ, приводит к получению установочного угла ведущего и ведомого кривошипов с положительным знаком, т.е. получили закономерность $180^0 - \gamma = x$, тогда $180^0 \pm x$, следовательно, получаем установочный угол ведущего и ведомого кривошипов с отрицательным знаком ($-\alpha_1, -\alpha_3$).

Синтез по степени неравномерности вращения ведомого кривошипа

Пусть с помощью механизма Беннетта требуется передать вращение с заданной степенью неравномерности δ с вала электродвигателя к рабочему органу, геометрические оси которых пересекаются под углом $\alpha_2(\alpha_4)$ и отстоят друг от друга на расстоянии $l_2(l_4)$, где необходимо найти параметры α_1 и l_1, учитывая, что $l_1 = l_3, \alpha_1 = \alpha_3\, l_2 = l_4, \alpha_2 = \alpha_4$ [13-15].

Для этого воспользуемся формулой (14), приняв во внимание, что $(\omega_{3_{\max}} + \omega_{3_{\min}})/2 = +\omega_1$ для параллелограмма и антипараллелограмма $(\omega_{3_{\max}} + \omega_{3_{\min}})/2 = -\omega_1$ соответственно, получаем

$$\delta = \pm 2\frac{\sin\alpha_1 \sin\alpha_2}{\cos\alpha_2 - \cos\alpha_1} \quad (23)$$

После возведения уравнение (23) в квадрат и нескольких преобразований, будем иметь:

$$\cos\alpha_1 = \frac{\delta^2\cos\alpha_2 \pm 2\sqrt{\delta^2\sin^2\alpha_2 + 4\sin^4\alpha_2 - \sin^2\alpha_2\delta^2\cos^2\alpha_2}}{\delta^2 + 4\sin^2\alpha_2} \quad (24)$$

Для удобства расчетов упрощаем уравнение (24), получаем:

$$\cos\alpha_1 = \frac{\delta^2\cos\alpha_2 \pm 2\cdot\sin^2\alpha_2\sqrt{4+\delta^2}}{\delta^2 + 4\sin^2\alpha_2} \quad (25)$$

На основании полученного уравнения (25) были построены графики возможных значений α_1, α_2 при $\delta = 0{,}5;\ \delta = 1; \delta = 2; \delta = 3$ для параллелограмма Беннетта (см. рис. 6) и антипараллелограмма Беннетта (см. рис. 7).

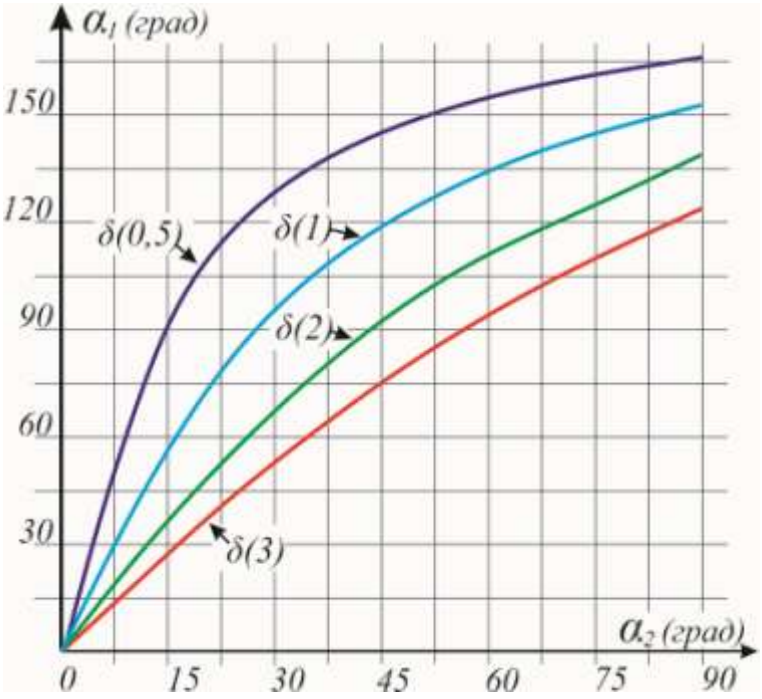


Рисунок 6- График возможных значений α_1, α_2 при $\delta = 0{,}5 \ldots 3$ для параллелограмма Беннетта.

Анализ графика показывает, что при синтезе параллелограмма Беннетта по степени неравномерности вращения ведомого кривошипа необходимо учитывать, что значение установочного угла первого (третьего) звена будет сравнительно больше по сравнению с установочным углом второго (четвертого) звена.

При анализе графиков можно определить оптимальные установочные углы кривошипов по требуемым величинам коэффициентов

неравномерности вращения. Можно сказать, что наибольшую неравномерность для случая $\delta = 3$ можно добиться при условии $\alpha_1 = \alpha_2 + 15...30^0$.

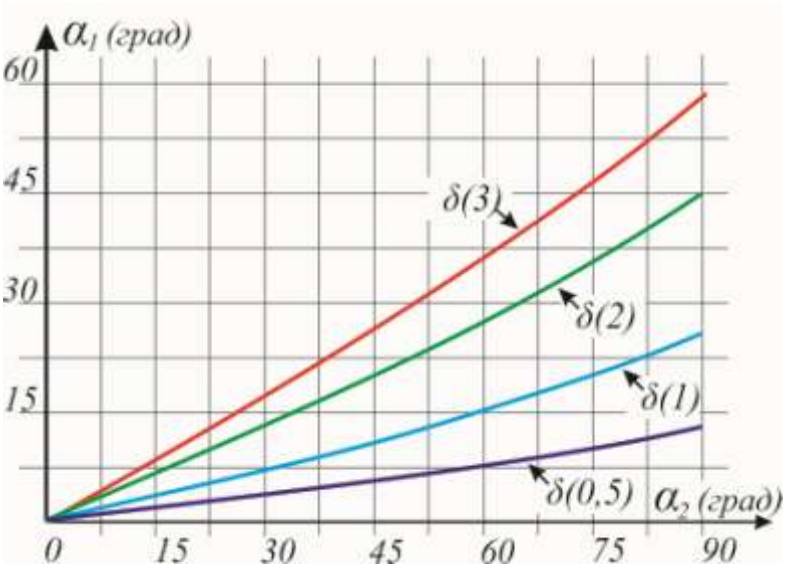


Рисунок 7- График возможных значений α_1, α_2 при $\delta = 0,5...3$ для антипараллелограмма Беннетта.

Из графика видно, что при синтезе антипараллелограмма Беннетта по степени неравномерности вращения ведомого кривошипа необходимо учитывать, что значение установочного угла второго (четвертого) звена будет сравнительно больше по сравнению с установочным углом первого (третьего) звена.

Заключение

На практике приходится разрабатывать новые механизмы для существующих устройств в связи с поломкой, отсутствием комплектовочных деталей и появлением новых требований к существующим установкам. Полученные формулы позволяют синтезировать модификации механизма Беннетта по положениям ведущего и ведомого звеньев, по степени неравномерности вращения ведомого кривошипа. Однако при синтезе необходимо учитывать слудующие особенности:

- при увеличении значений установочных углов $\alpha_1(\alpha_3)$ и $\alpha_2(\alpha_4)$ до 90^0 и при их сближении степень неравномерности вращения ведомого кривошипа возрастает.

- при одинаковых параметрах установочных углов звеньев ($\alpha_1 = 45^0, \alpha_2 = 30^0$) степень неравномерности у антипараллелограмма ($\delta = 2,224$) будет выше по сравнению с параллелограммом ($\delta = 0,224$).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

[1] Yarullin M.G., Khabibullin F.F. Theoretical and Practical Conditions of Bennett Mechanism Workability // Advances in Mechanical Engineering, Lecture Notes in Mechanical Engineering, Springer International Publishing AG 2017, pp. 145-153.

[2] Бородин В.М., Лустин А.Д., Хаиров Л.Ш., Щербаков А.В. Шестизвенный механизм как топологический феномен симметрии Мебиуса / Труды Академэнерго. 2017. № 3. С. 79-87.

[3] Lee C.C., Herve J.M. Oblique circular torus, Villarceau circles, and four types of Bennett linkages / Proc IMechE, Part C J Mech Eng Sci., 2014. 228(4): 742-752.

[4] Яруллин М.Г., Фаизов М.Р. Синтез сферических четырехзвенников с вращательными парами в программе SOLIDWORKS / Современное машиностроение: Наука и образование: Материалы 6-й Междунар. науч.-практ. конференции. Под ред. М.М. Радкевича и А.Н. Евграфова. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та,2017. № 6. С. 250-261.

[5] Яруллин М.Г., Исянов И.Р. Структурное исследование двухподвижного пятизвенного пространственного механизма со сдвоенным кривошипом / Современное машиностроение: Наука и образование: материалы 6-й международной научно-практической конференции. Под ред. А.Н.Евграфова и А.А. Поповича.- СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2017. с. 239-249.

[6] Haibo Qu, Yuefa Fang, Sheng Guo. Bennett motion analysis based on specific regulus / Int. J. of Mechanisms and Robotic Systems, 2013 Vol.1, No.2/3, pp.170 – 184.

[7] Manfred Husty, Martin Pfurner, Hans-Peter Schrocker, Katrin Brunnthaler. Algebraic methods in mechanism analysis and synthesis / Robotica, Cambridge University Press, 2007 Vol. 25, pp. 661–675.

[8] Яруллин М.Г., Хабибуллин Ф.Ф. Геометрия кинематической цепи и звеньев механизма Беннетта / Современное машиностроение: Наука и образование: Материалы 6-й Междунар. науч.-практ. конференции. Под ред. А.Н. Евграфова и А.А. Поповича. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2017. С. 262-274.

[9] Евграфов А.Н., Петров Г.Н. Компьютерное моделирование механизмов / Современное машиностроение: Наука и образование: материалы 5-й Междунар. науч.-практ. конференции. Под ред. А.Н. Евграфова и А.А. Поповича. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2016. С. 203-215.

[10] Лустин А.Д., Егоров С.В., Саченков О.А. Моделирование динамики системы с учетом податливости звеньев / В сборнике: Проблемы и

перспективы развития авиации, наземного транспорта и энергетики "АНТЭ-2015", Лаборатория МФТП (КНИТУ-КАИ). 2015. С. 323-324.
[11] Терешин В.А. Ударные спектры при линейном взаимодействии / Современное машиностроение: Наука и образование: Материалы 6-й Междунар. науч.-практ. конференции. Под ред. А.Н. Евграфова и А.А. Поповича. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2017. С. 202-213.
[12] Яруллин М. Г., Фаизов М.Р. Кинематика балансира сферического четырехзвенника / XXIII Туполевские чтения (школа молодых ученых): Международная молодёжная научная конференция, 8–10 ноября 2017 года: Материалы конференции. Сборник докладов: в 4 т. – Казань: Изд-во Академии наук РТ, 2017. – Т. 3. – 763 с.: С.258-262.
[13] Мудров А.Г., Сахапов Р.Л., Шамилов Д.И. Исследование динамических характеристик пространственного четырехзвенника / Техника и технология транспорта. 2017. № 4 (5). С. 2.
[14] Рощин В.В., Ерахмадов С.Н. Способ расчета теплового режима нагреваемых извне шарикоподшипников ГТД / Вестник Казанского государственного технического университета им. А.Н. Туполева. 2017. Т. 73. № 2. С. 102-106.
[15] Evgrafov A.N., Petrov G.N. Calculation of the geometric and kinematic parameters of a spatial leverage mechanism with excessive coupling / Journal of Machinery Manufacture and Reliability. 2013. Т. 42. № 3. С. 179-183.

M.G. Yarullin[1], F.F. Khabibullin[2], A.P. Mudrov[3]

FOR QUESTION OF SYNTHESIS OF MODIFICATIONS OF THE BENNET MECHANISM

[1,2,3] Kazan National Research Technical University
named after A.N.Tupolev, Russia.

Abstract

Dependences of values of angular velocities, angular accelerations of a driven crank from a leading crank are investigated. The methods of synthesis of modifications of the Bennett mechanism by the degree of uneven rotation of the driven crank are considered, according to the positions of the driving and driven links. Formulas are obtained that allow one to trace the influence of the geometric parameters of the links of the mechanism on the kinematics of the cranks. The results of calculations are displayed in the form of graphs

Key words: mechanism Bennett, parallelogram, antiparallelogram, coefficient of unevenness, synthesis.

REFERENCES

[1] Yarullin M.G., Khabibullin F.F. Theoretical and Practical Conditions of Bennett Mechanism Workability // Advances in Mechanical Engineering, Lecture Notes in Mechanical Engineering, Springer International Publishing AG 2017, pp. 145-153.

[2] Borodin V.M., Lustin A.D., Khairov L.S., Shcherbakov A.V. The six-link mechanism as a topological phenomenon of Mobius symmetry / Proceedings of Akademenergo. 2017. № 3. P. 79-87. (rus)

[3] Lee C.C., Herve J.M. Oblique circular torus, Villarceau circles, and four types of Bennett linkages / Proc IMechE, Part C J Mech Eng Sci., 2014. 228(4): 742-752.

[4] Yarullin M.G., Faizov M.R. Synthesis of spherical quadruplets with rotational pairs in the program SOLIDWORKS / Modern mechanical engineering: Science and education: Materials of the 6th Intern. scientific-practical. conference. Ed. M.M. Radkevich and A.N. Evgrafova. - SPb .: Publishing house of Polytechnic. University, 2017. № 6. P. 250-261.(rus)

[5] Yarullin M.G., Isyanov I.R. Structural study of a two-link five-link spatial mechanism with a double crank / Modern machine building: Science and Education: materials of the 6th International Scientific and Practical Conference. Ed. A.Evgrafova and A.A. Popovich. - St. Petersburg: Publishing house Polytechnic. University, 2017. p. 239-249. (rus)

[6] Haibo Qu, Yuefa Fang, Sheng Guo. Bennett motion analysis based on specific regulus / Int. J. of Mechanisms and Robotic Systems, 2013 Vol. 1, No. 2/3, pp. 170-144.

[7] Manfred Husty, Martin Pfurner, Hans-Peter Schrocker, Katrin Brunnthaler. Algebraic methods in the analysis and synthesis (Robotica, Cambridge University Press, 2007 Vol. 25, pp. 661-675.

[8] Yarullin M.G., Khabibullin F.F. Geometry of the kinematic chain and links of the Bennett mechanism / Modern mechanical engineering: Science and education: Materials of the 6th Int. scientific-practical. conference. Ed. A.N. Evgrafova and A.A. Popovich. - SPb .: Publishing house of Polytechnic. Univ., 2017. P. 262-274.(rus)

[9] Evgrafov A.N., Petrov G.N. Computer modeling of mechanisms / Modern mechanical engineering: Science and education: materials of 5th Intern. scientific-practical. conference. Ed. A.N. Evgrafova and A.A. Popovich. - SPb .: Publishing house of Polytechnic. Univ., 2016. P. 203-215.(rus)

[10] Lustin A.D., Egorov S.V., Sachenkov O.A. Modeling the dynamics of the system taking into account the ductility of links / In the collection: Problems and prospects for the development of aviation, ground transportation and energy "ANTE-2015", Laboratory of the MCTP (KNITU-KAI). 2015. P. 323-324. (rus)

[11] Tereshin V.A. Shock Spectra in Linear Interaction / Modern Machine Building: Science and Education: Materials of the 6th Intern. scientific-practical. conference. Ed. A.N. Evgrafova and A.A. Popovich. - SPb .: Publishing house of Polytechnic. Univ., 2017. P. 202-213. (rus)
[12] Yarullin M.G., Faizov M.R. Kinematics of the balancer of the spherical four-link / XXIII Tupolev readings (school of young scientists): International Youth Scientific Conference, November 8-10, 2017: Proceedings of the conference. Collection of reports: in 4 volumes - Kazan: Publishing House of the Academy of Sciences of the Republic of Tajikistan, 2017. - T. 3. - 763 pp .: P.258-262. (rus)
[13] Mudrov A.G., Sakhapov R.L., Shamilov D.I. Investigation of the dynamic characteristics of the spatial four-link / Technique and technology of transport. 2017. No. 4 (5). C. 2. (rus)
[14] Roshchin V.V., Yerakhmadov S.N. Method for calculating the thermal conditions of gas cylinders heated from the outside GTD / Bulletin of the Kazan State Technical University. A.N. Tupolev. 2017. 73. No. 2. P. 102-106. (rus)
[15] Evgrafov A.N., Petrov G.N. Calculation of the geometric and kinematic parameters of a spatial leverage with excessive coupling. Journal of Machinery Manufacture and Reliability. 2013. P. 42. No. 3. P. 179-183. (rus)

ДЕТАЛИ МАШИН. ПРОЕКТИРОВАНИЕ, МОДЕЛИРОВАНИЕ И НАДЕЖНОСТЬ ТРИБОСИСТЕМ

ISSN 2223-0807
Современное машиностроение: Наука и образование :
материалы 7-й международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н.Евграфова и А.А. Поповича.- СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2018.

DOI 10.1872/MMF-2018-21
УДК 62-762, 678

А.А.Ашейчик[1], А.А.Самсоненко[2]

ИССЛЕДОВАНИЕ ТЯГОВОЙ СПОСОБНОСТИ ТОЛКАТЕЛЕЙ С РЕЗИНОВЫМИ ПОДУШКАМИ ДЛЯ НЕФТЯНОГО ОБОРУДОВАНИЯ

[1]Анатолий Анатольевич Ашейчик, к.т.н., доцент
Санкт-Петербургский государственный политехнический университет
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812)552-64-29, E-mail: aseichik52@mail.ru.

[2] Аркадий Александрович Самсоненко
Санкт-Петербургский государственный политехнический университет
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812)552-64-29, E-mail: arkadiy.samsonenko@mail.ru

Аннотация

В работе рассмотрены вопросы выбора оптимальной формы и размеров толкателей с резиновыми подушками для инжекторных головок, предназначенных для проталкивания кабелей в нефтяную скважину. Для оптимизации размеров и формы толкателей использовался метод конечных элементов. Полученные результаты проверялись экспериментально на специально спроектированном стенде. Приведены результаты экспериментов по оценке ряда составов резин по их трибологическим свойствам и тяговой способности.

Ключевые слова: кабель-толкатель, резиновое покрытие, инжекторная головка, нефтяная скважина, метод конечных элементов, трибологические свойства, тяговая способность.

Для большинства действующих нефтяных скважин актуальна задача увеличения количества добываемой на шельфах нефти. Технически эта задача решается разными средствами, но первоначально следует сделать анализ состояния скважины. С целью анализа состояния скважины и ее

возможного восстановления для доставки измерительного комплекса в нефтяную скважину используют специальные кабели-толкатели [1]. Подача кабеля-толкателя осуществляется со специального морского судна, где находятся его запас (до 6000 метров) и вся управляющая и контролирующая процесс система. Проталкивание кабеля и его извлечение из скважины осуществляется механическим устройством (инжекторной головкой) [2].

Целью данной работы являлся выбор с использованием метода конечных элементов (МКЭ) оптимальной формы и размеров толкателей с резиновыми подушками для инжекторных головок, предназначенных для проталкивания кабелей в нефтяную скважину. Полученные теоретическим путем оптимальные конструкции резиновых подушек было необходимо проверить по их трибологическим свойствам и тяговой способности экспериментально.

Схема инжекторной головки для проталкивания кабеля в нефтяную скважину приведена на рис.1.

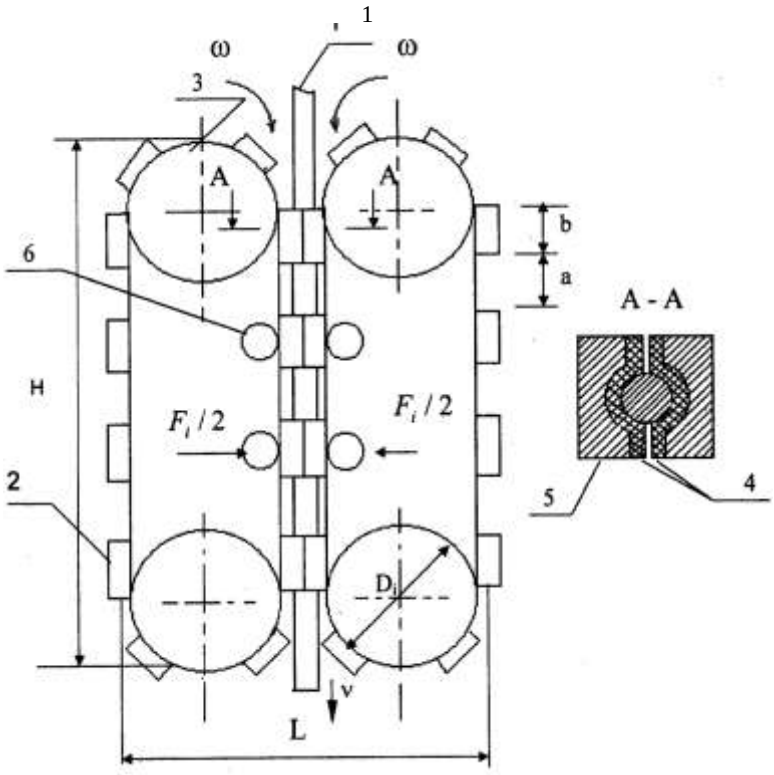


Рис. 1. Схема инжекторной головки для проталкивания кабеля в скважину

При этом используется цепная передача, на цепи которой шарнирно закреплены толкатели 2 [3-6]. Движение толкателям сообщается звездочками 3. Усилие прижима осуществляется прижимными роликами 6. На поверхность металлических элементов толкателей (подушек) 5 наклеивается фрикционный материал 4, который должен иметь

максимальный коэффициент трения с проталкиваемым кабелем 1. Габаритный размер инжекторной головки по высоте составляет более 2 метров. При этом она обеспечивает максимальное усилие проталкивания в аварийном состоянии до 4 тонн, скорость передвижения кабеля 0,15 м/с. Таким образом, в инжекторной головке коэффициент трения сопряжения: поверхность кабеля – фрикционный материал подушки, должен быть максимальным. Конструкция подушки (схематично) приведена на рис.2.

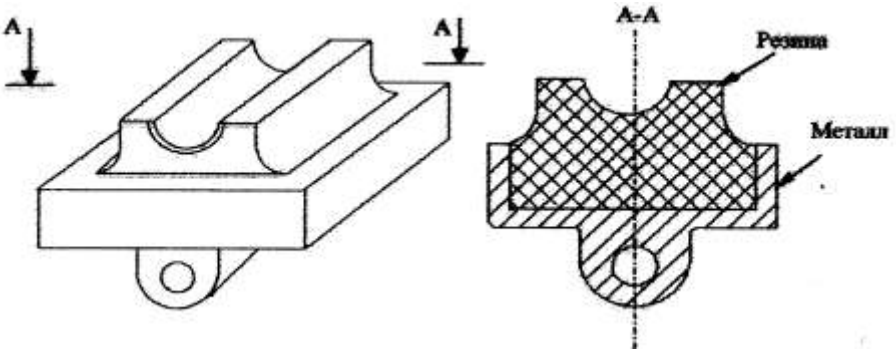


Рис.2. Конструкция подушки (толкателя)

Для обеспечения максимального усилия проталкивания необходим поиск оптимальной формы профиля канавки в резине, обеспечивающий равномерное распределение напряжений на поверхности резины в местах ее контакта с кабелем. Так как резина является материалом с нелинейными свойствами, то эта задача могла быть решена только с использованием метода конечных элементов (МКЭ). Для числового анализа использовалась программа STAR [7]. Также использовались экспериментальные данные о нелинейных свойствах резины и данные об изменении коэффициента трения в зависимости от давления на поверхности кабеля [8-12].

Использование метода конечных элементов (МКЭ)] позволило создать конечно-элементную модель контакта кабеля с поверхностью резиновой подушки (рис.3).

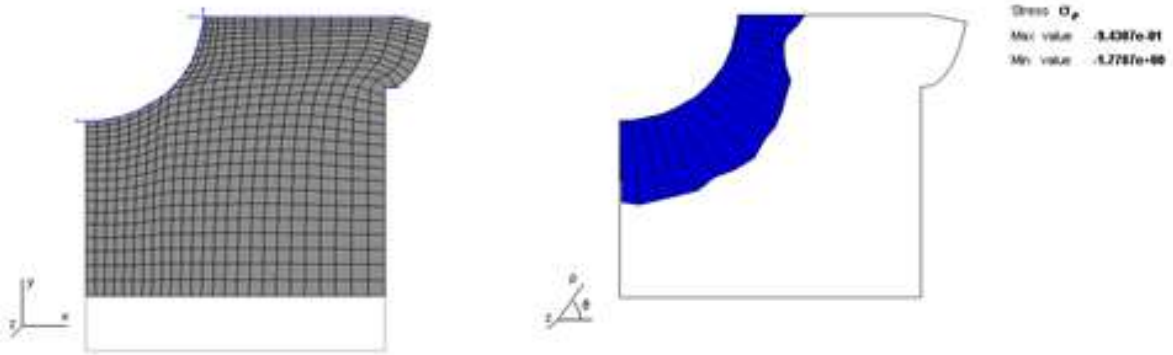


Рис.3. Модель сжатия кабелем резиновой подушки и распределение напряжений в зоне контакта

При поиске оптимального диаметра канавки для кабеля диаметром 9 мм в резине рассматривались канавки диаметром 7, 8, 9, 11 мм, а также канавка трапецеидальной формы. Анализ распределения напряжений в зоне контакта резины с кабелем показал, что для канавок диаметром 7, 8, 9 мм концентрация напряжений больше, чем для канавки диаметром 11 мм. Для канавок трапецеидальной формы наблюдается неравномерное распределение напряжений. Следует отметить также, что для канавок диаметром 7, 8, 9 мм отсутствует возможность выдавливания остатков нефти из зоны контакта на всем пути входа в контакт с кабелем диаметром 9 мм.

Модель сжатия кабелем резиновой подушки и распределение напряжений в зоне контакта для канавки диаметром 11 мм приведена на рис.3. Выбранная форма канавки и ее размеры позволили выровнять контактные напряжения по поверхности контакта и понизить максимальные контактные напряжения (рис.4).

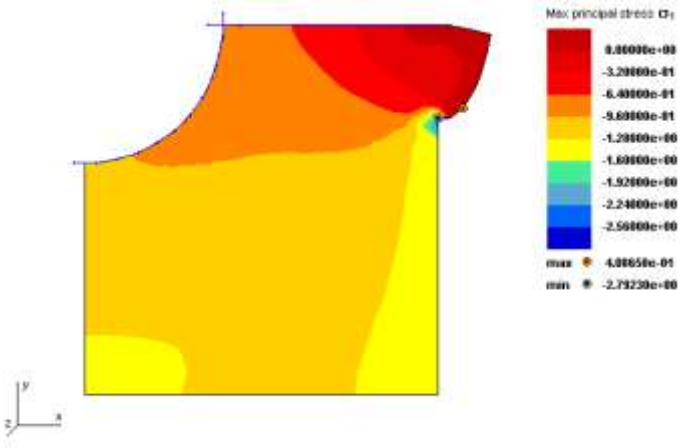


Рис.4. Поле главного девиатора напряжений резиновой подушки

На рис.3 и 4 видно, что на боковых поверхностях подушки наблюдается выпучивание резины, что приводит к концентрации напряжений (рис.4), которая в дальнейшем при эксплуатации подушек инжекторной головки приведет к их быстрому разрушению. Этот дефект может быть устранен изменением формы подушек посредством выполнения на боковой поверхности резины углублений с радиусом 3 мм. Кроме того, центр канавки для кабеля в подушке должен быть смещен относительно верхней поверхности резиновой подушки на 4 мм, а диаметр самой канавки должен быть увеличен с 11 мм до 12 мм. Поле главного девиатора напряжений резиновой подушки в этом случае приведено на рис.5.

Изменение тяговой способности изготовленных резиновых подушек оптимальной формы от степени вдавливания в них кабеля было изучено теоретическим путем (метод МКЭ) и проверено экспериментально на

специально созданном для этой цели стенде (рис.6). Основой стенда является пресс с максимальным усилием три тонны. Кабель-толкатель 1 диаметром 9 мм сжимается двумя резиновыми подушками 2 между

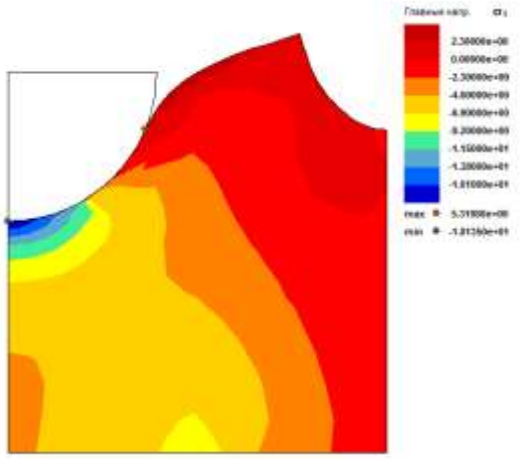


Рис.5. Поле главного девиатора напряжений оптимальной конструкции подушки

подвижным столом пресса 4 и ползуном пресса 3. Усилие прижима F_n измеряется кольцевым динамометром 5. Точность измерения этого усилия составляет 30 Н. Осевое усилие F_a измеряется динамометром 7, который через захват 6 тянет кабель 1. Вертикальное перемещение верхней пластины измеряется индикатором 9 с точностью 0,01 мм. При испытаниях кабель смачивался водой с морской солью

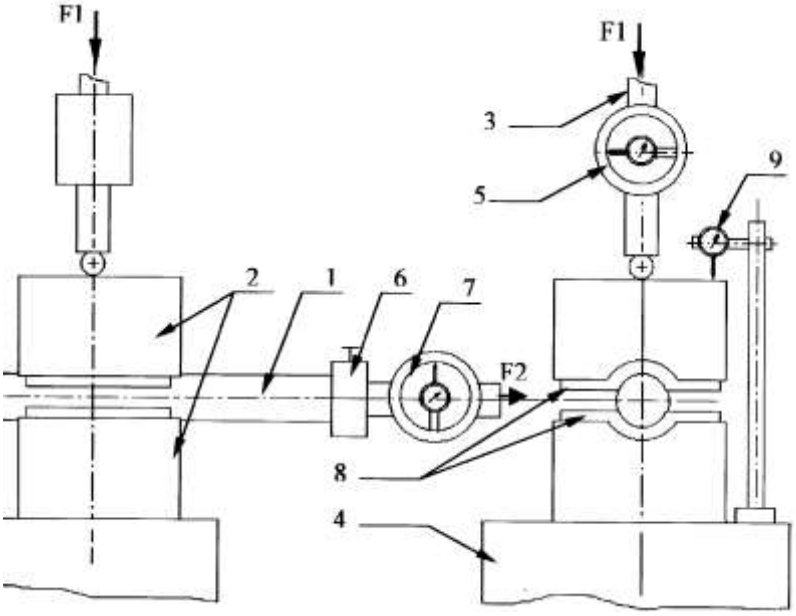


Рис.6. Схема стендовых испытаний тяговой способности резиновых подушек

Внешний вид подушек с резиновой вставкой и канавкой оптимальной формы приведен на рис. 7. Результаты экспериментальных исследований по изменению нормального усилия от степени вдавливания в резиновую

подушку кабеля (перемещение) и данные, полученные расчетным методом (сплошная линия), приведены на рис 8.

Рис.7. Внешний вид подушек с резиновой вставкой

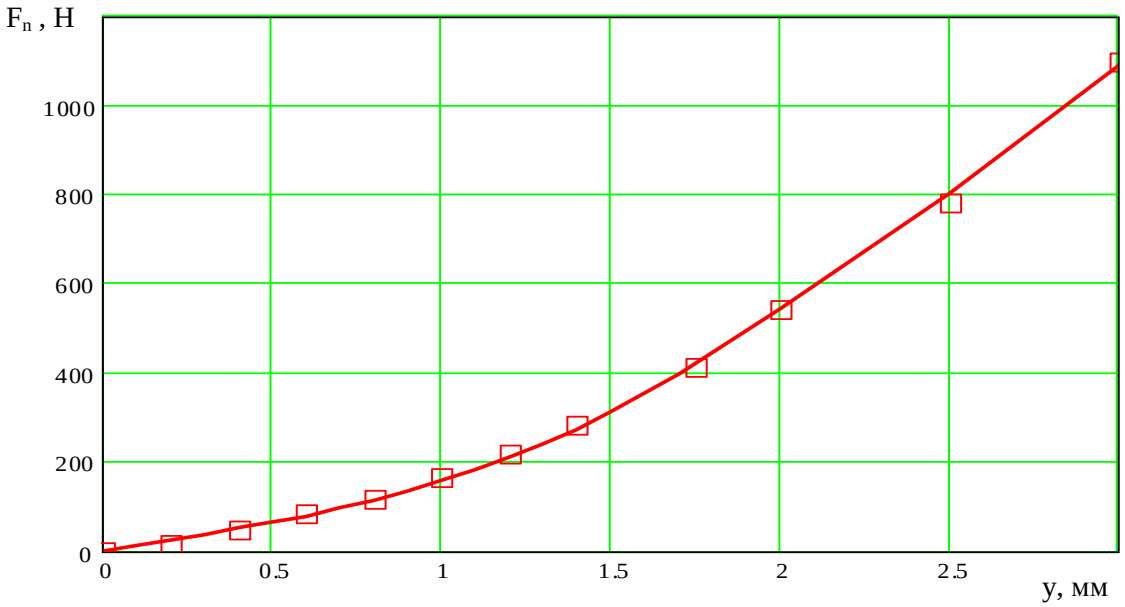


Рис.8. Изменение нормального усилия от степени вдавливания кабеля в резиновую подушку

Экспериментальные зависимости аксиального (тягового) усилия для одной пары подушек от нормальной (радиальной) нагрузки для двух типов кабелей без антифрикционного покрытия и с покрытием Xylan приведены на рис.9. Анализ полученных результатов показывает, что с точки зрения тяговой способности наличие антифрикционного покрытия требует больших нормальных усилий для достижения требуемого аксиального (тягового усилия) в 620 Н, однако наличие такого покрытия повышает долговечность резиновых уплотнений, входящих в контакт с кабелем [8].

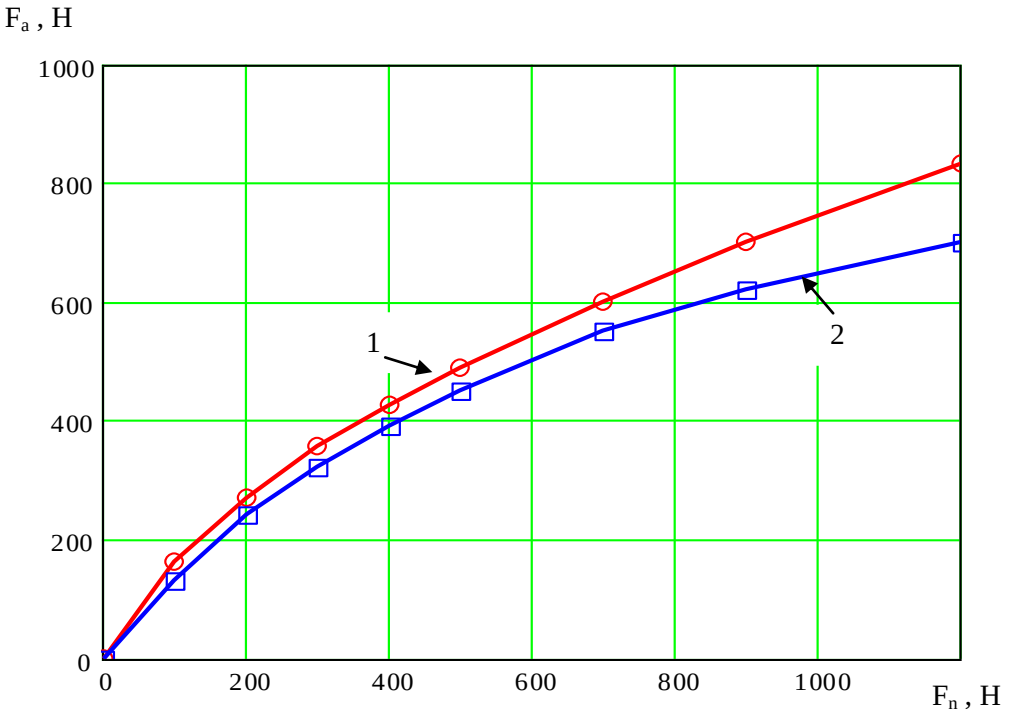


Рис.9. Экспериментальные зависимости аксиального (тягового) усилия от нормальной (радиальной) нагрузки: 1- кабель без покрытия; 2 - кабель с покрытием Xylan

Таким образом, расчеты с использование метода конечных элементов позволили найти оптимальную форму канавки и ее размеры, обеспечивающие равномерное распределение контактных напряжений по поверхности контакта резины с кабелем и получить минимальные напряжения внутри резинового элемента. Экспериментальные стендовые испытания показали, что найденная методом МКЭ форма подушки и ее размеры обеспечивают максимальное усилие проталкивания кабеля в нефтяную скважину.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

[1] Белов А.В. Исследование коэффициента трения и износостойкости графелона при трении в морской воде. / А.В.Белов, Ф.Л.Титов // Современное машиностроение. Наука и образование. – 2017.– № 6. – С. 340-347.

[2] Asheichik A.A. Investigation of antifriction feature of graflon under friction in seawater/ A.A. Asheichik, M.R. Bahrami //Procedia Engineering.– 2017.–Vol. 206. Pp. 642-646.

[3] Башкарев А.Я. Тяговые цепи с полимерными покрытиями / А.Я. Башкарев, Е.В. Заборский, Н.А.Смирнов // Машиностроитель – 1980. – № 5. – С.31.

[4] Башкарев А.Я. Повышение износостойкости и антифрикционных

свойств ПА-покрытий / А.Я.Башкарев, В.В. Букреев // Пластические массы. – 1980. – №10. – С.29-30.
[5] Лебедев В.М. Применение металлоплакирующих смазок для повышения износостойкости тяговых цепей / В.М. Лебедев, Н.А. Смирнов // Вестник машиностроения. – 1980. – №9. – С.28-29.
[6] Башкарев А.Я. Применение металлонаполненных полимерных покрытий для повышения долговечности тяговых цепей / А.Я. Башкарев, Е.В. Заборский // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. – 1981. – № 6. – С.44-48.
[7] Лазарев С.О., Полонский В.Л. Вычислительная механика.– СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2007. – 122 с.
[8] Ашейчик А.А. Исследование износостойкости и нагрузочной способности резин для шкивов грузоподъемного оборудования / А.А.Ашейчик, В.Л. Полонский // Сибирский журнал науки и технологий. – 2016. – Т.17. – №1. С.186-193.
[9] Денищенко Д.А. Определение энергии активации эластомеров экспериментально-теоретическим методом // Неделя науки СПбПУ: Часть 1 – СПб. 2014. – С. 65-67.
[10] Кукина А.А. Прогнозирование изменения прочностных свойств резины при ее термическом старении // Неделя науки СПбПУ: Часть 1 – СПб. 2014. – С. 63-65.
[11] Лебедев В.М. Исследование трибологических свойств резины из СКФ-32, наполненной медным порошком / В.М.Лебедев, Г.Р.Хачатрян, Б.В.Ратнер // Каучук и резина. – 1981. – №3. – С.23-25.
[12] Ашейчик А.А. Определение энергии активации эластомеров экспериментально-теоретическим методом / А.А.Ашейчик, В.Л. Полонский // Современное машиностроение. Наука и образование.– 2014. – № 4. – С. 283-291.

A.A. Asheichik [1], A.A.Samsonenko [2]

RESEARCH OF THE DRIVEN CAPACITY OF PUSHERS WITH RUBBER PILLOWS FOR OIL EQUIPMENT

[1]Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, Russia;
[2]Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, Russia.

Abstract

The paper discusses the choice of the optimal shape and dimensions of pushers with rubber cushions for injection heads intended for pushing cables into an oil well. To optimize the size and shape of the pushers, the finite element method was used. The obtained results were checked experimentally on a

specially designed stand. The results of experiments on the evaluation of a number of rubber compositions according to their tribological properties and tractive capacity are presented.

Key words: cable-pusher, rubber coating, injector head, oil well, finite element method, tribological properties, traction.

REFERENCES

[1] Belov A.V., Titov F.L. Investigation of the coefficient of friction and wear resistance of grailon in friction in sea water. // Modern mechanical engineering. Science and education, 2017, no 6, P.340-347. (rus)
[2] Asheichik A.A. Investigation of antifriction feature of graflon under friction in seawater/ A.A. Asheichik, M.R. Bahrami //Procedia Engineering.– 2017. Vol. 206. Pp. 642-646.
[3] Bashkarev A.Ya., Zaborsky E.V., Smirnov N.A. Traction chains with polymer coatings // Mashinostroitel, 1980, No 5, P. 31. (rus.)
[4] Bashkarev A.Ya. Increase of wear resistance and antifriction properties of PA coatings // Plastics, 1980, No 10, P. 29-30. (rus.)
[5] Lebedev V.M., Smirnov N.A. The use of metal-plating lubricants to increase the wear resistance of traction chains // Bulletin of Machine Building, 1980, No 9, P.28-29. (rus.)
[6] Bashkarev A.Ya., Zaborsky E.V. Application of metal-filled polymer coatings to improve the longevity of traction // Educational institutions. Engineering, 1981, No 6, P. 44-48. (rus.)
[7] Lazarev S.O., Polonsky V.L. Computational Mechanics, SPb.: Publishing house of the Polytechnic. University Press, 2007, 122 p. (rus.)
[8] Asheichik A.A., Polonsky V.L. Study of wear resistance and load capacity for rubber pulleys lifting equipment // Bulletin SibSAU, 2016, vol.17, no.1, P..186-193. (rus.)
[9] Denischenko D.A. Determination of the activation energy of elastomers by the experimental-theoretical method // Week SPbPU science, Vol.1, SPb .: Publishing house of the Polytechnic. University Press, 2014, P. 65-67. (rus.)
[10] Kukina A.A. Forecasting the change in the strength properties of rubber during its thermal aging // Week SPbPU science, Vol.1, SPb .: Publishing house of the Polytechnic. University Press, 2014, P. 63-65. (rus.)
[11] Lebedev V.M., Khachatryan G.R., Ratner B.V Investigation of the antifriction properties of metal-filled rubbers // Caoutchouc and rubber, 1981, No 3, P. 23-35. (rus.)
[12] Asheichik A.A., Polonsky V.L. Determination of the activation energy of elastomers experimentally-theoretical method // Modern mechanical engineering. Science and education, 2014, no. 4. P. 283-291. (rus.)

ISSN 2223-0807
Современное машиностроение: Наука и образование :
материалы 7-й международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н.Евграфова и А.А. Поповича.- СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2018.

DOI 10.1872/MMF-2018-22
УДК 62.752

М. Р. Бахрами[1], Б. А. В. Абейгунавардана[2]

МОДЕЛИРОВАНИЕ АТОМНО-СИЛОВОГО МИКРОСКОПА В ДИНАМИЧЕСКОМ КОНТАКТНОМ РЕЖИМЕ РАБОТЫ

[1]Мохаммад Реза Бахрами,
Санкт-Петербургский государственный политехнический университет
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812) 552-6429, E-mail: mr.bahrami1982@gmail.com

[2]Буддимал А. В. Абейгунавардана
Санкт-Петербургский государственный политехнический университет
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812) 552-6429, E-mail: awbuddimal@gmail.com

Аннотация

Атомно-силовой микроскоп смоделирован в качестве модели с сосредоточенными параметрами в ее динамическом контактном режиме работы. Сила Дерягин-Мюллера-Топоров (ДМТ) рассматривается как взаимодействие консольного наконечника с поверхностью образца и она представляет нелинейностью модели. Уравнение частотной характеристики модели получается методом множественных масштабов. Эффекты нелинейности, амплитуда возбуждения и коэффициент затухания на частотной характеристике исследованы.

Ключевые слова: атомно-силовой микроскоп, моделирование, динамический контактный режим, вибрация, метод множественных масштабов.

Введение

Атомно-силовой микроскоп (АСМ), разработанный в середине 1980-х годов [1], используется для увеличения характеристики поверхности. Используя АСМ, можно сканировать топографии поверхности объекта с

чрезвычайно высоких увеличениях до 1,000,000X. Сканирование в трех измерениях считает одним из самых важных особенностей АСМ, т.е. горизонтальной плоскости X-Y и вертикальное направление Z [2].

Схема типичного АСМ показана на рис. 1. Обычная АСМ состоит из микро-кантилевера с острым наконечником, пьезо сканера и фотодетектора для приема лазерного луча отраженного от конечной точки кантилевера, чтобы обеспечить обратную связь консольного отклонения.

АСМ имеет три режима работы; контактный, бесконтактный и динамический контактный (режим кратковременного нажатия). В режиме динамического контакта, кантилевер возбуждается на или близко к его основной резонансной частоте. Взаимодействие наконечник-образеца, которое является нелинейной силой, изменениет амплитуды, фазы и частоты колебаний. Топографии образца извлекается из этих изменений в колебаний кантилевера относительно внешнего возбуждения. Таким образом, динамическое поведение кантилевера играет ключевую роль в этом режиме работы.

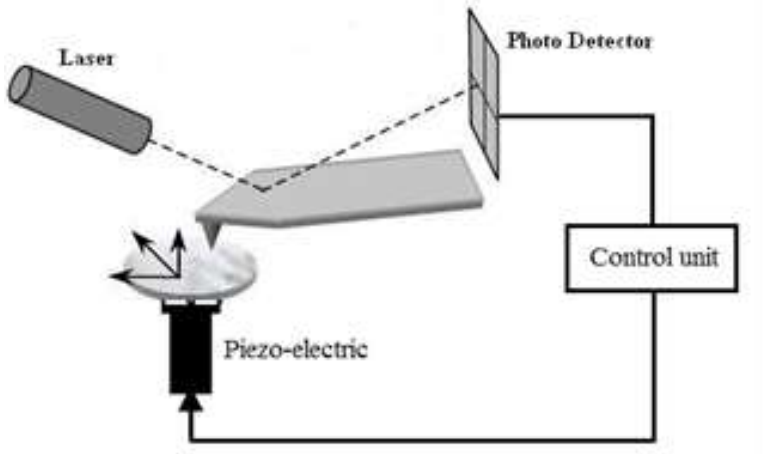


Рис. 1. Схема обычного АСМ.

Метод гармонического баланса используется в работах [3-6], чтобы получить частотную характеристику в режиме кратковременного нажатия работы АСМ. Частота и амплитудно модуляционные уравнения получены с помощью метода усреднения и бонд графов в динамическом режиме в [7-8]. Метод множественных масштабов в работе [9], использовали чтобы получить частотную характеристику бесконтактного режима АСМ.

В данной работе рассматривается нелинейная вибрация кантилевера АСМ в динамическом контактном режиме. Метод множественных масштабов используется для анализа проблемы и получить частотную характеристику.

Моделирование кантилевера АСМ

Модель с сосредоточенными параметрами кантилевера состоит из эффективной массы m_e в конце невесомого пружины с жесткостью K, показана на рис. (2).

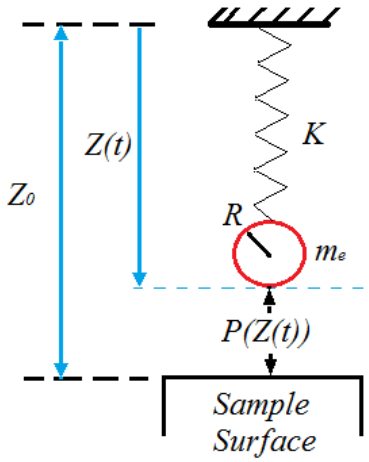


Рис. 2. Модель с сосредоточенными параметрами АСМ.

Уравнение движения получается;

$$m_e\ddot{Z}(t)+\frac{m_e\omega_0}{Q}\dot{Z}(t)+KZ(t)=F_{EXT}-P(Z(t)), \qquad (1)$$

где Z - положение острия кантилевера, $\omega_0=\sqrt{K/m_e}$ является основной резонансной частоты кантилевера, Q - коэффициент качества, $F_{EXT}=F_0\cos(\Omega t)$ является внешней движущей силой, и $P(Z(T))$ - сила, действующая на наконечник в результате взаимодействия зонд-образца. Для динамического контакта АСМ, сила DMT взаимодействия сфера-плоскости используется

$$F_{DMT}(Z(t))=-\frac{A_H R}{6a_0^{\,2}}+\frac{4}{3}E^*\sqrt{R}(a_0-Z_0+Z)^{3/2}, \qquad (2)$$

где A_H, R, и Z_0 являются постоянными Гамакера, кончик апекс радиус, и расстояние от неподвижной базовой системе координат, к образцу, соответственно.

Подставляя (2) в (1) дает;

$$\ddot{Z}(t)=A_0\cos(\Omega t)+\frac{A_H R}{6a_0^{\,2}m_e}-\frac{4}{3}\frac{E^*\sqrt{R}}{m_e}(a_0-Z_0+Z)^{3/2}-b\omega_0\dot{Z}(t)-\omega_0^{\,2}Z(t), \qquad (3)$$

где $A_0=\frac{F_0}{m_e}$, и $b=\frac{1}{Q}$.

Вводя

$$\zeta_1=Z, \qquad \zeta_2=\dot{Z}, \qquad (4)$$

уравнение (3) может быть представлена в форме пространстве состояний как

$$\dot{\zeta}_1 = \zeta_2, \tag{5}$$

$$\dot{\zeta}_2 = A_0 \cos(\Omega t) + \frac{A_H R}{6a_0{}^2 m_e} - \frac{4}{3}\frac{E^* \sqrt{R}}{m_e}(a_0 - Z_0 + \zeta_1)^{3/2} - b\omega_0\zeta_2 - \omega_0{}^2\zeta_1 . \tag{6}$$

Установив $\dot{\zeta}_1, \dot{\zeta}_2$, и A_0 нулю в уравнениях (5) и (6), можно получить равновесную точку невозбужденной системы из $\frac{A_H R}{6a_0{}^2 m_e} - \frac{4}{3}\frac{E^* \sqrt{R}}{m_e}(a_0 - Z_0 + Z_s)^{3/2} - \omega_0{}^2 Z_s = 0$.

Вводя безразмерные переменные

$$x = \frac{Z}{Z_s}, \tag{7}$$

$$\tau = \omega_0 t, \tag{8}$$

$$p = \frac{A_0}{Z_s \omega^2}, \tag{9}$$

$$\eta = \frac{a_0 - Z_0}{Z_s}, \tag{10}$$

$$q = \frac{A_H R}{6a_0^2 m_e Z_s \omega_0^2}, \tag{11}$$

$$w = \frac{E^* \sqrt{R}}{m_e \omega_0^2 Z_s^{1/3}}, \tag{12}$$

и настройка

$$\Omega = \omega_0 + \varepsilon\sigma, \tag{13}$$

безразмерное уравнение движения получается

$$\frac{d^2 x}{d\tau^2} + b\frac{dx}{d\tau} + x = p\cos((1+\varepsilon\sigma)\tau) + q - w(\eta + \mathrm{x})^{3/2}, \tag{14}$$

где ε является малым параметром и σ является параметром отстройка, который описывает близость Ω к ω_0.

Метод множественных масштабов

Основная идея метода множественных масштабов выражает реакцию в зависимости от нескольких независимых переменных вместо одной переменной, чтобы создать равномерно действительные приближенные решения для возмущенных задач [10-12].

Для того, чтобы использовать метод множественных масштабов, уравнение (14) масштабируется

$$\frac{d^2 x}{d\tau^2} + x = \varepsilon p\cos((1+\varepsilon\sigma)\tau) + \varepsilon\left[q - w(\eta + \mathrm{x})^{3/2} - b\frac{dx}{d\tau}\right]. \tag{15}$$

Временные шкалы определяются как

$$T_n = \varepsilon^n \tau \text{ for } n=0,1,2,\ldots \tag{16}$$

Теперь, производные по τ могут быть выражены через частные производные по T_n, т.е.

$$\begin{aligned} \frac{d}{d\tau} &= D_0 + \varepsilon D_1 + 2\varepsilon D_2 + \ldots \\ \frac{d^2}{d\tau^2} &= D_0{}^2 + 2\varepsilon D_1 D_0 + \varepsilon^2 (D_1{}^2 + 2D_0 D_2) + \ldots \end{aligned} , \qquad (17)$$

где

$$D_n = \frac{\partial}{\partial T_n} . \qquad (18)$$

Приближенное решение уравнения (15) можно записать в виде

$$x(t,\varepsilon) = x_0(T_0, T_1) + \varepsilon x_1(T_0, T_1) + O(\varepsilon^2) . \qquad (19)$$

Зная $T_0 = \tau$ and $T_1 = \varepsilon\,\tau$ из уравнения (16), первое слагаемое в правой части (15) представлено в терминах T_0 и T_1

$$\varepsilon\zeta \cos(T_0 + \sigma T_1) . \qquad (20)$$

Второе слагаемое в правой части (15) аппроксимируется своей серии расширения Маклорена.

Подставляя (17) и (19) в (15) и приравнивая коэффициенты ε^0 и ε^1 с обеих сторон, получаем

$$D_0{}^2 x_0 + x_0 = 0 , \qquad (21)$$

$$\begin{aligned} & D_0{}^2 x_1 + 2D_0 D_1 x_0 + x_1 = \ldots \\ & \ldots = p\cos(T_0 + \sigma T_1) - bD_0 x_0 + q - w\eta^{3/2} - \frac{3}{2} w\eta^{1/2} x_0 - \frac{3}{8} w\eta^{-1/2} x_0{}^2 + \frac{3}{48} w\eta^{-3/2} x_0{}^3 \end{aligned} . \qquad (22)$$

Решение уравнения (21) будет

$$x_0 = A(T_1)\exp(iT_0) + \overline{A}(T_1)\exp(-iT_0) . \qquad (23)$$

Подставляя (23) в (22), находим

$$\begin{aligned} & D_0{}^2 x_1 + x_1 = \exp(iT_0)\{\frac{1}{2} p\exp(\sigma T_1) - ibA(T_1) + \ldots \\ & \ldots \frac{9}{48} w\eta^{-3/2} A(T_1)^2 \overline{A}(T_1) - \frac{3}{2} w\eta^{1/2} A(T_1) - 2iA'(T_1)\} + \ldots \\ & \ldots + \frac{3}{48} w\eta^{-3/2} A(T_1)^3 \exp(3iT_0) + q - w\eta^{3/2} - \frac{3}{8} w\eta^{-1/2} A(T_1)^2 \exp(2iT_0) + cc \end{aligned} , \qquad (24)$$

где *cc*, обозначает комплексное сопряжение предшествующих членов.

Уничтожение секулярных членов от конкретного решения из (24) следует, что

$$\frac{1}{2} p\exp(\sigma T_1) - ibA(T_1) + \frac{9}{48} w\eta^{-3/2} A(T_1)^2 \overline{A}(T_1) - \frac{3}{2} w\eta^{1/2} A(T_1) - 2iA'(T_1) = 0 . \qquad (25)$$

Выражая $A(T_1)$ в виде

$$A(T_1) = \frac{1}{2} a\exp(i\beta) , \qquad (26)$$

где a и β - действительные переменные. Подставляя (26) в (25), и отделяя действительные и мнимые части, получим

$$\frac{1}{2}p\sin(\sigma T_1)-\frac{1}{2}ab\cos(\beta)-a'\cos(\beta)-... \\ ...-\frac{3}{4}\mathrm{w}\,\eta^{1/2}\,\mathrm{a}\sin(\beta)+\frac{a^3}{128}\mathrm{w}\,\eta^{-3/2}\sin(\beta)+a\beta'\sin(\beta)=0 \quad , \qquad (27а)$$

$$\frac{1}{2}p\cos(\sigma T_1)+\frac{1}{2}ab\sin(\beta)+a'\sin(\beta)-... \\ ...-\frac{3}{4}\mathrm{w}\,\eta^{1/2}\,\mathrm{a}\cos(\beta)+\frac{a^3}{128}\mathrm{w}\,\eta^{-3/2}\cos(\beta)+a\beta'\cos(\beta)=0 \quad . \qquad (27б)$$

Решение (27а) и (27б) следует

$$a'=\frac{1}{2}p\sin(\sigma T_1-\beta)-\frac{1}{2}ab \\ \beta'=\frac{1}{128}\frac{96w\eta^2a+wa^3-32p\eta^{3/2}\cos(\sigma T_1-\beta)}{a\eta^{3/2}} \quad . \qquad (28)$$

Определение понятия $\gamma=\sigma T_1-\beta$, (28) переписывается в виде

$$a'=\frac{1}{2}p\sin(\gamma)-\frac{1}{2}ab \\ \gamma'=\sigma-\frac{1}{128}\frac{96w\eta^2a+wa^3-32p\eta^{3/2}\cos(\gamma)}{a\eta^{3/2}} \quad . \qquad (29)$$

Установка $a'=\gamma'=0$ приводит к

$$\sin(\gamma)=\frac{ab}{p}, \\ \cos(\gamma)=-\frac{\frac{2}{9}a^3+\frac{4}{27}\eta^2a+\eta^4a\sigma}{\frac{1}{2}p\eta^4} \quad . \qquad (30)$$

Складывая эти уравнения, мы получим

$$\frac{a^2b^2}{p^2}+(\frac{\frac{2}{9}a^3+\frac{64}{3}\eta^2a-\eta^{3/2}a\sigma}{4p\eta^{3/2}})^2=1, \qquad (31)$$

которая является уравнение частотной характеристики. Уравнение (31) неявно выражает амплитуду отклика как функции от параметра расстройки, амплитуда возбуждения, а также от расстояния зонд-образец. Решение (31) для σ дает

$$\sigma=\frac{2}{9}\frac{\eta^{3/2}a^3+96\eta^{7/2}a\pm18\sqrt{\eta^6(\mathrm{p}^2-\mathrm{a}^2\mathrm{b}^2)}}{\eta^{3/2}a} . \qquad (32)$$

Результаты и обсуждение

Уравнение (32) используется для изучения влияния нелинейности, амплитуда возбуждения и затухания на поведении кантелевера.

Рис. 3 показывает сравнение линейного и нелинейные кривые отклика. Линейный отклик возникает при η равно 5 в (32). Амплитуда пика не зависит от величины η. В линейном случае кривая отклика является симметричным, но в нелинейных случаях кривая изгибается вправо или влево, в зависимости от знака η.

Влияние амплитуды возбуждения на частотной характеристике показано на рис. 4. Увеличение амплитуды возбуждения увеличивает сгибание, а также пик амплитуды.

На рис. 5 показано влияние коэффициента затухания на частотной характеристике. Уменьшение коэффициента затухания увеличивается максимальная амплитуда отклика, которая стремится к бесконечности при отсутствии затухании.

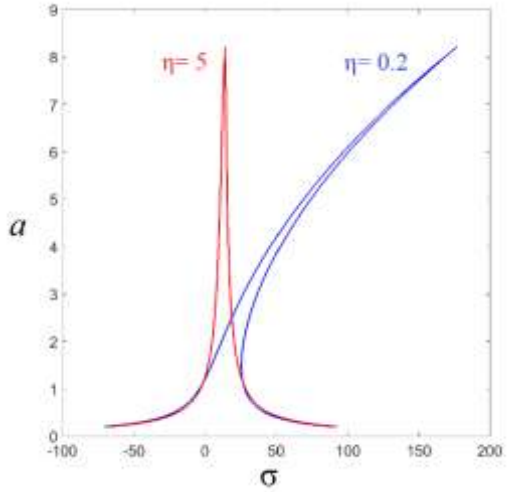


Рис. 3. Сравнение линейного и нелинейного отклика кривых.

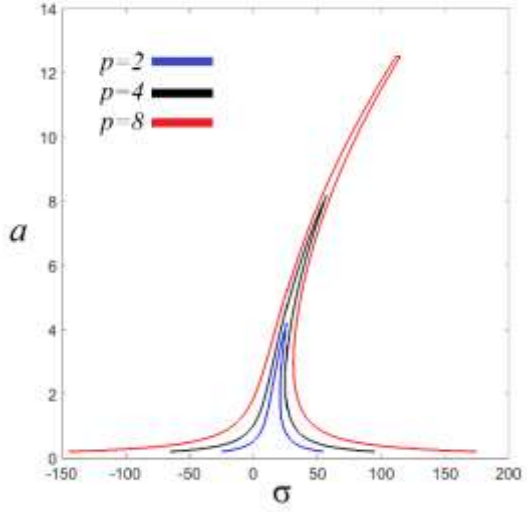


Рис. 4. Влияние амплитуды возбуждения на частотной характеристики кривых.

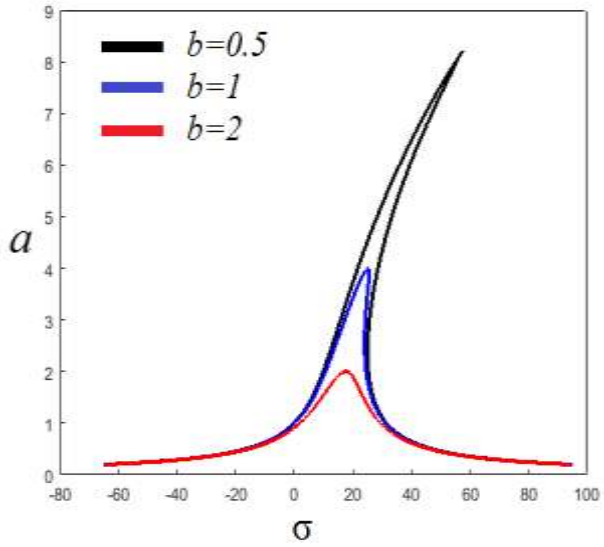


Рис. 5. Влияние затухания на частотной характеристики кривых.

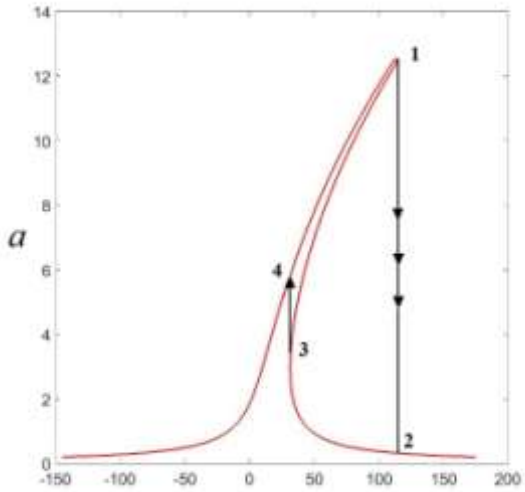


Рис. 6. Переходный феномен.

Влияния нелинейности на частотной характеристики изогнуть кривую амплитуды и образуют многозначные области. Неоднозначность результатов реагирования в прыжке явления [9, 8], как показано на рис. 6 стрелками. При увеличении частоты возбуждения, т.е. σ, амплитуда реакции изменяется очень медленно, пока она не доходит до точки 1 на кривой. В результате дальнейшего увеличения σ, скачок происходит от точки 1 до точки 2.

Затем, амплитуда уменьшается по кривой за счет увеличения значения σ. Если σ медленно уменьшилось с правой стороны кривой, амплитуда увеличивается до точки 3 на кривой, а затем скачок происходит от точки 3 до точки 4.

Если частота возбуждения увеличивается, амплитуда отклика будет перескакивать с более высокой амплитудой, и если частота возбуждения уменьшается, амплитуда отклика будет перескакивать с более низкой амплитудой. Этот тип скачка является хорошо известное явление в нелинейных системах с мягкими пружинами [9, 13].

Заключение

Модель с сосредоточенными параметрами атомно-силового микроскопа в динамическом контактном режиме работы изучена в данной работе. Взаимодействие зонд-образец является сила ДМТ, которая делает модель нелинейной. Модель решается с помощью метода множественных масштабов и получено уравнение частотной характеристики. Затем, эффекты нелинейности, амплитуда возбуждения, коэффициент затухания на частотной характеристике исследованы.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

[1] Binnig, G., Quate, C.F., Geber, Ch., 1986, “Atomic Force Microscope,” Physical Review Letters, 56, (9), pp. 930

[2] Schellenbach, U., “History of Atomic Force Microscopy,” LOT-Oriel Group Europa, available in (www.lot-oriel.de).

[3] Materassi, D., Basso, M., Genesio, R., 2004, “Frequency Analysis of Atomic Force Microscopes with Repulsive-Attractive Interaction Potentials”, in Proc. IEEE Conference on Decision and Control, pp. 3059-3061.

[4] Sebastian, A., Salapaka, M. V., Chen, D. J., and Cleveland, J. P., 2003, “Harmonic Analysis Based Modeling of Tapping-Mode AFM,” in Proc. American Control Conference, 1, pp. 232–236.

[5] Wang, L., 1998, “Analytical descriptions of the tapping-mode atomic force microscopy response,” Appl. Physical Letters, 73, (25), pp. 3781–3783.

[6] Gauthier, M., and Tsukada, M., 2000, “Damping Mechanism in Dynamic Force Microscopy,” Physical Review Letters, 85, (25), pp. 5348–5351.

[7] Belikov, S. a., Magonov, S .b., 2009, “Classification of Dynamic Atomic Force Microscopy Control Modes Based on Asymptotic Nonlinear Mechanics,” in Proc. American Control Conference, pp. 979-984.

[8] M.R. Bahrami, V.B. Abeygunavardana, “Modeling and simulation of atomic force microscope through bond graph”, Lect. Notes Mechanical Engineering: Advances in Mechanical Engineering. SPRINGER – ISBN: 978-3-319-72928-2, 2018.

[9] M.R. Bahrami, A. Ramezani, K. Osgouie, “Modeling and Simulation of Non-Contact Atomic Force Microscope”, Proceedings of the ASME 2010

10th conference on Engineering System Design and Analysis, ESDA 2010, Volume 5, pp. 565-569, doi: 10.1115/ESDA2010-24394.
[10] Nayfeh, A.H., Mook, D. T., 1995, "Nonlinear Oscillations," A wiley-interscience publication, New York, pp. 161-224.
[11] Bender, C.M., Orszag, S.A., 1999, "Advanced Mathematical Methods for Scientists and Engineers," Springer, pp. 544–568.
[12] Kevorkian, J., Cole, J. D., 1996, "Multiple Scale and Singular Perturbation Methods," Springer.

M. R. Bahrami[1], A.W. Buddimal Abeygunawardana[1]

MODELING AND SIMULATION OF DYNAMIC CONTACT ATOMIC FORCE MICROSCOPE

[1]St.Petersburg State Polytechnical University, Russia;

Abstract

The Atomic force microscope in its dynamic contact mode of operation is modeled. For modeling lumped parameter system has been used. For the interaction of the cantilever tip with the sample surface Derjaguin–Muller–Toporov (DMT) force has been considered which presents the nonlinearity to the model. Method of multiple scales is used for obtaining The frequency response equation of the model. The effects of the nonlinearity, amplitude of excitation, and damping coefficient on the frequency response are studied.

Key words: AFM, AFM, modeling, dynamic contact mode, vibration, multiple scales method.

REFERENCES

[1] Binnig, G., Quate, C.F., Geber, Ch., 1986, "Atomic Force Microscope," Physical Review Letters, 56, (9), pp. 930
[2] Schellenbach, U., "History of Atomic Force Microscopy," LOT-Oriel Group Europa, available in (www.lot-oriel.de).
[3] Materassi, D., Basso, M., Genesio, R., 2004, "Frequency Analysis of Atomic Force Microscopes with Repulsive-Attractive Interaction Potentials", in Proc. IEEE Conference on Decision and Control, pp. 3059-3061.
[4] Sebastian, A., Salapaka, M. V., Chen, D. J., and Cleveland, J. P., 2003, "Harmonic Analysis Based Modeling of Tapping-Mode AFM," in Proc. American Control Conference, 1, pp. 232–236.

[5] Wang, L., 1998, “Analytical descriptions of the tapping-mode atomic force microscopy response,” Appl. Physical Letters, 73, (25), pp. 3781–3783.
[6] Gauthier, M., and Tsukada, M., 2000, “Damping Mechanism in Dynamic Force Microscopy,” Physical Review Letters, 85, (25), pp. 5348–5351.
[7] Belikov, S. a., Magonov, S .b., 2009, “Classification of Dynamic Atomic Force Microscopy Control Modes Based on Asymptotic Nonlinear Mechanics,” in Proc. American Control Conference, pp. 979-984.
[8] M.R. Bahrami, V.B. Abeygunavardana, “Modeling and simulation of atomic force microscope through bond graph”, Lect. Notes Mechanical Engineering: Advances in Mechanical Engineering. SPRINGER – ISBN: 978-3-319-72928-2, 2018.
[9] M.R. Bahrami, A. Ramezani, K. Osgouie, “Modeling and Simulation of Non-Contact Atomic Force Microscope”, Proceedings of the ASME 2010 10th conference on Engineering System Design and Analysis, ESDA 2010, Volume 5, pp. 565-569, doi: 10.1115/ESDA2010-24394.
[10] Nayfeh, A.H., Mook, D. T., 1995, “Nonlinear Oscillations,” A wiley-interscience publication, New York, pp. 161-224.
[11] Bender, C.M., Orszag, S.A., 1999, “Advanced Mathematical Methods for Scientists and Engineers,” Springer, pp. 544–568.
[12] Kevorkian, J., Cole, J. D., 1996, “Multiple Scale and Singular Perturbation Methods,” Springer.

ISSN 2223-0807
Современное машиностроение: Наука и образование :
материалы 7-й международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н.Евграфова и А.А. Поповича.- СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2018.

DOI 10.1872/MMF-2018-23
УДК 621.01

А.Н.Болотов[1], Г.Б.Бурдо[2]

МЕХАНИЗМ ФРИКЦИОННОГО РАЗРУШЕНИЯ ПОВЕРХНОСТЕЙ В МАГНИТНОМ ПОЛЕ

[1]Александр Николаевич Болотов,
Тверской государственный технический университет
Россия, Тверь
Тел.: (4822) 78-89-71, E-mail: alnikbltov@rambler.ru

[2]Георгий Борисович Бурдо
Тверской государственный технический университет
Россия, Тверь
Тел.: (4822) 78-55-65, E-mail: gbtms@yandex.ru

Аннотация

Рассмотрен механизм формирование и развитие трещин хрупкого (квазихрупкого) разрушения в образце из ферромагнитного материала находящегося в намагниченном состоянии. Показано, что внешнее магнитное поле, воздействующее на поверхности трения наиболее существенно влияет на процесс изнашивания, если трещины раскрываются перпендикулярно вектору намагниченности. Приведен критерий самопроизвольного роста трещины в хрупких материалах с учетом магнитостатической энергии.

Ключевые слова: ферромагнитные материалы, магнитное поле, хрупкое разрушение, микротрещины, трение, износ. жидкость, давление насыщенных паров, магнитожидкостный подшипник.

Введение

Исследователи в области трибологии уделяют большое внимание поиску перспективных методов физико-химического и механических [1,2] воздействия на процессы, протекающие при трении для целенаправленного изменения их в требуемом направлении. В частности

процессы, происходящие в зоне фрикционного контакта, пытаются стимулировать электромагнитным полем, электрическим током, вибрацией, созданием механического напряженного состояния [3].

В последние десятилетия не пропадает интерес к изучению влияния магнитного поля на трение и изнашивание различных по свойствам и структуре материалов при различных условиях контакта поверхностей [4 - 6]. Столь продолжительные исследования не привели к получению существенных научных результатов. Не удалось установить надежных и хорошо воспроизводимых эффектов, которые проявляются при наложении на зону трения магнитного поля и как следствие отсутствует понимание особенностей физического механизма процессов, протекающих при трении в магнитном поле. Важность изучения трибомагнитных проблем обусловлена и тем обстоятельством, что конструкция многих современных трибоузлов предполагает наличие магнитных полей [7].

Наиболее часто разрушение поверхностей трения деталей машин носит хрупкий или квазихрупкий характер и происходит в результате усталостного изнашивания. Такой вид изнашивания характерен для подшипников качения и скольжения, кулачковых механизмов, зубчатых передач и т.д. На первом этапе усталостного изнашивания в поверхностном слое материалов происходит накопление и смещение дислокаций, сопровождающееся образованием трещин. На втором этапе трещина увеличивается в размерах и это приводит к отделению частиц материала поверхности.

Поэтому, цель работы заключалась в изучении роли магнитостатической энергии при образовании и развитии трещин в ферромагнитных материалах, находящихся в хрупком состоянии.

Физическая модель хрупкого разрушения в магнитном поле

Рассмотрим картину образования и развития трещин на основании энергетической теории Гриффитса с учетом намагниченности материалов. Будем изучать образование трещин в конструкционных материалах с высокой намагниченностью насыщения (1-2 Тл), т.е. в материалах, изготовленных на основе ферромагнетиков - железа, никеля или кобальта.

Допустим, имеется сравнительно большое тело, которое находится в однородном поле растягивающих напряжений, приложенных на бесконечности. Пусть в теле имеется прямолинейная трещина шириной l и неограниченной длины. Магнитное поле отсутствует. Критические значения ширины трещины l_c и напряжения σ_c, при которых трещина начинает самопроизвольно и неограниченно расширяться можно определить следующим образом. В отсутствии трещины, однородно

растянутое тело накопило упругую энергию с объемной плотностью, равной $\omega_\sigma = \frac{\sigma^2}{2E}$, где E- модуль Юнга.

После возникновения трещины в окружающей ее области произойдет спадание упругой энергии. Можно приближенно считать, что подобная релаксация напряжений происходит в области порядка l. Запасенная в теле упругая энергия в расчете на единицу длины уменьшится на величину пропорциональную квадрату ее ширины:

$$\Omega_\sigma = \frac{\sigma^2}{2E} l^2. \qquad (1)$$

Раскрытие трещины сопровождается увеличением поверхностной энергии из-за образования новой поверхности раздела фаз с удельной площадью, пропорциональной удвоенной ширины трещины:

$$\Omega_\gamma = 2\gamma l, \qquad (2)$$

где γ - удельная поверхностная энергия.

Если отвлечься от изменений температуры, то свободная энергия системы будет складываться из объемной упругой энергии и поверхностной энергии трещины. Величина свободной энергии как функция ширины трещины проходит через максимум. Максимуму свободной энергии отвечает критический размер трещины, равный

$$l_c = \frac{2\gamma E}{\sigma^2}. \qquad (3)$$

Трещина с размером больше критического l_c, неустойчивая и самопроизвольно увеличивает свои размеры, что, в конечном счете, приводит к разрушению хрупкого тела. Трещина с размером, меньше критического, стремится стремиться уменьшить свои размеры, однако в реальных условиях это не всегда возможно. Легко показать, что реальная прочность хрупкого тела по Гриффитсу равна:

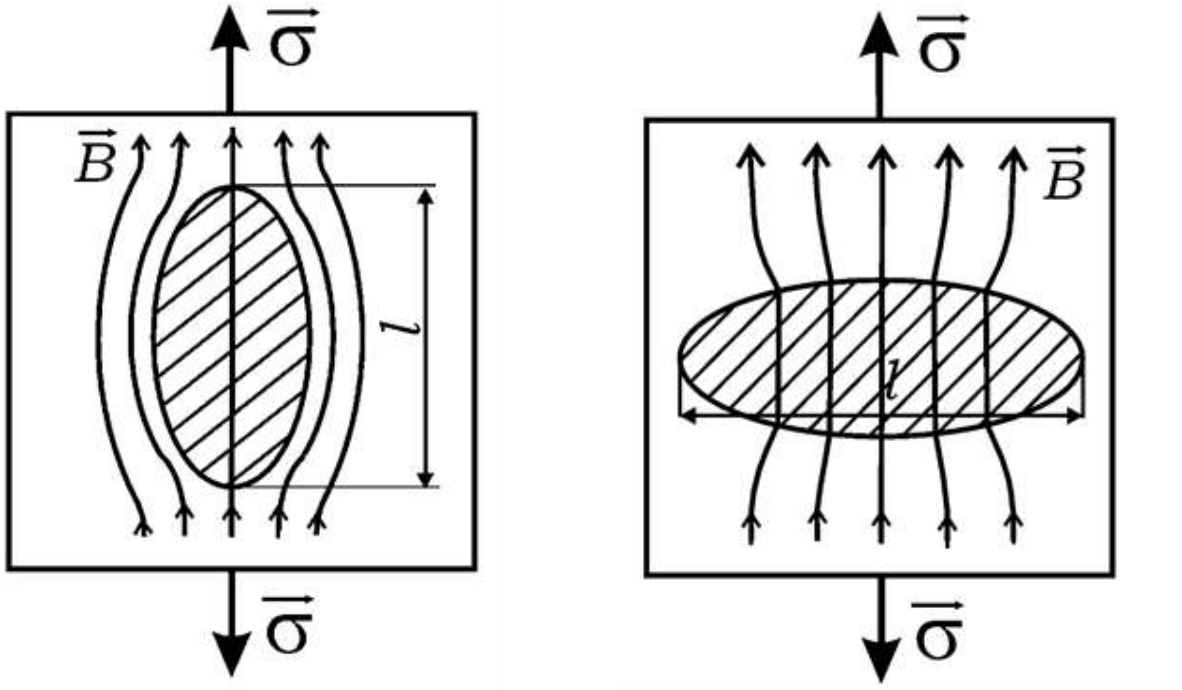
$$\sigma_c = \sqrt{\frac{2\gamma E}{l}}. \qquad (4)$$

Путем более точных расчетов Гриффитс нашел точное значение критического напряжения (μ - коэффициент Пуассона):

$$\sigma_c = \sqrt{\frac{2\gamma E}{\pi\left(1-\mu^2\right)l}}. \qquad (5)$$

Возможности применения теории хрупкого разрушения далеко выходят за пределы того сравнительно узкого класса материалов, которые являются действительно хрупкими (силикатное стекло, плавленый кварц и некоторые другие). Экспериментальные исследования показали, что при образовании трещин отдельные материалы, которые при обычных

испытаниях на растяжение ведут себя как вполне пластические, разрушаются так, что пластические деформации сосредоточиваются в тонком слое около поверхности трещины. Результаты опытов с такими материалами подтверждают формулу Гриффитса для критического напряжения. Однако величина эффективной поверхностной энергии, определенная из этих соображений, оказывается гораздо больше поверхностной. Аналогичным образом рассмотрим случай, когда трещина формируется и развивается в теле из ферромагнитного материала, находящегося в намагниченном состоянии. Будем рассматривать два крайних случая расположения трещины по отношению к намагничивающему полю – параллельно и перпендикулярно (рис.1). Индукция намагничивающего поля в ферромагнетики $B_0 = \mu_0 H_0$ (μ_0 - магнитная постоянная, H_0 – напряженность намагничивающего поля) обычно на два-три порядка меньше индукции магнитного поля в веществе B_m.



(а) (б)

Рис.1. Топография магнитного поля в области продольной (а) и поперечной трещины (б) трещины

После раскрытия трещины в ней появится магнитное поле, объемная плотность магнитостатической энергии которого выражается так:

$$\omega_B = \frac{BH}{2} = \frac{B^2}{2\mu_0}, \qquad (6)$$

где H, B - напряженность и индукция магнитного поля в полости трещины. Здесь учтено, что внутри трещины $H = \frac{B}{\mu_0}$.

Объемная энергия в однородно намагниченном веществе:

$$\omega_{B_m} = \frac{B_m H_0}{2}. \quad (7)$$

Для расчета полной энергии магнитного поля в полости трещины необходимо знать характерный поперечный размер трещины. Если в соответствии со деланными предположениями напряжения релаксировали в области l, то в соответствии с законом Гука характерный поперечный размер трещины h можно выразить так: $h = \frac{\sigma l}{E}$. Тогда энергия магнитного поля в расчете на единицу длины трещины равна:

$$\Omega_B \cong \frac{B^2}{2\mu_0}\frac{\sigma l^2}{E}. \quad (8)$$

Выразим эту энергию через индукцию магнитного поля в веществе B_m и напряженность намагничивающего поля H_0, т.е. через величины которые легко определяются. Поскольку трещина очень узкая, то при исходном расположении ее по направлению вектора намагниченности, силовые линии индукции магнитного поля будут ее огибать. Индукция магнитного поля в трещине $B = \mu_0 H_0$ и, значит, энергия поля равна:

$$\Omega_{B1} \cong \frac{\mu_0 H_0}{2}^2 \frac{\sigma l^2}{E}. \quad (9)$$

В другом случае, когда трещина расположена перпендикулярно вектору намагниченности, силовые линии проходят через трещину и, поэтому поле в ней будет существенно выше: $B = B_m$. Энергия магнитного поля при таком расположении трещины равна:

$$\Omega_{B2} \cong \frac{B_m}{2\mu_0}^2 \frac{\sigma l^2}{E}. \quad (10)$$

Из приведенных формул следует, что свободная магнитная энергия тела при образовании продольной трещины несколько уменьшается, а при образовании продольной трещины существенно возрастает.

Легко показать, что изменение удельной энергии магнитного поля при образовании поперечной трещине сравнимо с поверхностной энергией, а в случае продольной много меньше последней. Поэтому, вряд ли следует ожидать влияние магнитного состояния материала на динамику трещины расположенной вдоль поля.

Проведя энергетические расчеты характеристик трещины с учетом магнитного состояния тела, получим выражение для критической ширины трещины:

$$l_c \cong \frac{2\gamma}{\frac{\sigma^2}{E} - \frac{B_m^{\,2}}{\mu_0}\frac{\sigma}{E}}. \qquad (11)$$

Видно, что критическая ширина тем больше, чем больше магнитная энергия по сравнению с упругой энергией. Критическое напряжение в присутствии магнитного поля в веществе приблизительно равно:

$$\sigma_c \cong \sqrt{\frac{2\gamma E}{l} + \frac{B_m^{\,4}}{4\mu_0}}. \qquad (12)$$

Из приведенной выражения следует, что в намагниченном материале критические напряжения возрастают и поэтому разрушить материал в таком состоянии более трудно. Численно оценить влияние магнитного поля на величину критического поля затруднительно, поскольку отсутствуют надежные данные для равновесной длине трещины в различных материалах.

Если рассматривать процесс образования трещины с силовых позиций, то влияние магнитного поля сводится к тому, что магнитное притяжение между стенками трещины уменьшает действие растягивающих механических напряжений. Удельная магнитная сила притяжения стенок (магнитное напряжение) можно приближенно определить по формуле:

$$\sigma_B \cong \frac{B_m^{\,2}}{2\mu_0}. \qquad (13)$$

Заключение

Проводя оценочные расчеты длинны трещины l_c для различных ферромагнитных материалов, можно сделать вывод, что магнитное поле влияет на ее критическое значение, на уровне не выше 1-10% в диапазоне растягивающих напряжений $10^7 - 10^8$ Па.

Магнитостатическая сила σ_B не только препятствует разрушению, но и способствует схлопыванию трещины при изменении механических напряжений. Из формулы (13) вытекает, что порядок величины удельной магнитостатической силы в ферромагнитных материалах может достигать 10^6 Па. Поэтому, магнитные силы могут повлиять только на разрушение не самых прочных материалов или при некоторых внешних воздействиях на поверхность. Следует добавить, что в случае продольной трещины

магнитные силы так же способствуют закрытию трещины, но величина их на 2-3 порядка меньше, и с этих позиций их роль тоже несущественна.

При контакте твердого тела с поверхностно-активной средой поверхностная энергия тела понижается, и поэтому снижается прочность тела (эффект Ребиндера). Прочность твердого тела может понизиться вплоть до $10^6 - 10^7$ Па, и тогда роль магнитного поля в предотвращении разрушения тела может быть очень существенной. В трибологии такой случай вполне может наблюдаться, когда на поверхность трения нанесено смазочное масло или, когда металлическая поверхность покрыта тонкой легкоплавкой пленкой, образованной в результате химического взаимодействия присадок с материалом поверхности.

Известно так же, что в условиях значительного всестороннего гидростатического давления временная прочность тел возрастает, в частности и из-за того, что при отсутствии результирующих растягивающих напряжений происходит «схлопывание» трещины и материал как бы залечивается [8]. Магнитные силы, действующие на стенки трещины, могут аналогичным образом способствовать восстановлению прочности материалов поверхности трения. Такой механизм действия магнитного поля может в полной мере проявиться, если на внутренней поверхности трещины не успел сформироваться адсорбционный слой из молекул внешней среды.

Из выше сказанного следует, что магнитное состояние материала поверхности трения наиболее существенно влияет на процесс его хрупкого или квазихрупкого разрушения, если трещины раскрываются перпендикулярно вектору намагниченности. В магнитном поле критическое напряжение самопроизвольного роста трещины увеличивается, причем эффект тем выше, чем ближе прочность материала к значению порядка 10^6 Па.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

[1] Дорофеев, В.Л. Модификация авиационных зубчатых передач с целью уменьшения износа контактной повехности / В.Л. Дорофеев, В.В. Голованов, С.Г. Гукасян //Современное машиностроение. Наука и образование. 2014. № 4. С. 173-183.

[2] Шабанов, А.Ю. Исследование эффективности восстановления технико-экономических показателей изношенного двигателя с помощью триботехнических составов./ А.Ю. Шабанов, Ю.В. Галышев, А.А. Сидоров, Д.К. Ивановский //Современное машиностроение. Наука и образование. 2016. № 5. С. 583-596.

[3] Болотов, А.Н. Восстановление изношенных поверхностей методом пластического деформирования / А.Н. Болотов, И.В. Горлов // Механика и физика фрикционного контакта. Межвузовский сборник научных трудов. Выпуск 9. Тверь: ТГТУ, 2002. С. 39–43.
[4] Muju, A. Model of Adhesive Wear in the Presence of a Magnetic Field / M. Muju, A. Ghosh // Wear, Vol. 41, No. 1, 1977, pp. 103-116.
[5] Болотов, А.Н. Расчет и оптимизация постоянных магнитов для специальных подшипниковых опор: монография / А.Н. Болотов, В.В. Новиков, О.О. Новикова. Тверь: ТвГТУ, 2013. 124 с.
[6] Постников, С.Н. Электрические явления при трении и резании / С.Н. Постников. -Горький: Волго-Вят .кн. изд-во.1975. 236с.
[7] Барон, Ю. М. Магнитно-абразивная и магнитная обработка изделий и режущих инструментов / Ю.М. Барон.- Л: Машиностроение, 1986. 176 с.
[8] Делюсто, Л. Г. Основы прокатки металлов в постоянных магнитных полях / Л. Г. Делюсто . – М. : Машиностроение, 2005 . – 272 с.
[9] Болотов, А.Н. Магнитные масла триботехнического назначения / А.Н. Болотов, В.В. Новиков, О.О. Новикова // Физико-химические аспекты изучения кластеров, наноструктур и наноматериалов: межвуз. сб. науч. тр. − Тверь: Твер. гос. ун-т, 2009. – Вып. 1. – С. 5-9.
[10] Бриджмен, П.У. Исследования больших пластических деформаций и разрыва: влияние высокого гидростатического давления на механические свойства материалов / П.У. Бриджмен. М.: Книжный дом «ЛИБРОКОМ», 2010. 448 с.

A.N.Bolotov[1], G.B.Burdo[2]

THE MECHANISM OF DESTRUCTION OF THE FRICTION SURFACES IN THE MAGNETIC FIELD

[1]Tver state technical University, Russia.
[2]Tver state technical University, Russia.

Abstract

The mechanism of formation and development of brittle (quasi-coarse) fracture cracks in a sample of ferromagnetic material in a magnetized state is considered. It is shown that the external magnetic field acting on the friction surface has the most significant effect on the wear process if the cracks open perpendicular to the magnetization vector. The criterion of spontaneous crack growth in brittle materials taking into account magnetostatic energy is given.

Key words: ferromagnetic materials, magnetic field, brittle failure, cracks, friction, wear liquid, saturated vapor pressure, magnetic fluid bearing.

REFERENCES

[1] Dorofeev, V. L. Modification of aircraft gears to reduce wear of the contact surface / V. L. Dorofeev, V. V. Golovanov, S. G. Ghukasyan //Modern mechanical engineering. Science and education. 2014. No. 4. C. 173-183.
[2] Shabani, A. Y. Study of the efficiency of recovery of technical and economic indicators of a worn engine with a tribological compositions./ A. Yu. Shabanov, Y. V. Galyshev A. A. Sidorov, D. K. Ivanovo //Modern mechanical engineering. Science and education. 2016. No. 5. C. 583-596.
[3] Bolotov, A. N. Restoration of worn surfaces by means of plastic deformation / A. N. Bolotov, I. V. Gorlov // Mechanics and physics of frictional contact. Interuniversity collection of scientific works. Issue 9. Tver: TSTU, 2002. C. 39-43.
[4] Muju, A. Model of Adhesive Wear in the Presence of a Magnetic Field / M. Muju, A. Ghosh // Wear, Vol. 41, no. 1, 1977, pp. 103-116.
[5] Bolotov, A. N. Calculation and optimization of permanent magnets for special bearing supports: monograph / A. N. Bolotov, V. V. Novikov, O. O. Novikova. Tver: Tvstu, 2013. 124 p.
[6] Postnikov, S. N. Electrical phenomena in friction and cutting / Sin. Postnikov. Bitter: Volgo-Vyat .kN. ed.1975. 236c.
[7] Baron, J. M. Magnetic-abrasive and magnetic treatment of products and cutting tools / Y. M. Baron.- L: Mechanical Engineering, 1986. 176 p.
[8] Deusto, L. G. fundamentals of rolling metal in constant magnetic fields / L. G. Delucco . - Moscow: Mechanical Engineering, 2005 . - 272 p.
[9] Bolotov, A. N. Magnetic oils tribotechnical appointment / An. Bolotov, V. V. Novikov, O. O. Novikova // Physico-chemical aspects of the study of clusters, nanostructures and nanomaterials: mezhvuz. sat nauch. Tr. − Tver: Tver. GOS. UN-t, 2009. – Vol. 1. - P. 5-9.
[10] Bridgman, P. W. Studies in large plastic deformations and rupture: the effect of high hydrostatic pressure on the mechanical properties of materials / P. W. Bridgman. Moscow: Book house "LIBROKOM", 2010. 448 p.

ISSN 2223-0807
Современное машиностроение: Наука и образование:
материалы 7-й международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н.Евграфова и А.А.Поповича. - СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2018.

DOI 10.1872/MMF-2018-24
УДК 620.192

В. П. Гомера[1], А. Д. Смирнов[2], Е. Ю. Нефедьев[3], А. В. Григорьева[4],

ОБ ИСПОЛЬЗОВАНИИ АКУСТИКО-ЭМИССИОННОГО МЕТОДА В ПРОЦЕДУРЕ ВХОДНОГО КОНТРОЛЯ НОВЫХ СОСУДОВ ДАВЛЕНИЯ

[1] Виктор Петрович Гомера,
Инженер ООО «КИНЕФ»
Россия, г. Кириши, Ленинградская область
Тел.: +7-813-68-972-76
E-mail: Gomera-V-P@yandex.ru

[2] Анатолий Джумамуратович Смирнов,
Инженер ООО «КИНЕФ»
Россия, г. Кириши, Ленинградская область
E-mail: kfnmpa@mail.ru

[3] Евгений Юрьевич Нефедьев, к.ф.-м.н.,
Ведущий инженер ФГУП «Крыловский гос.научный центр»
Россия, Санкт-Петербург
E-mail: ne246@ya.ru

[4] Анастасия Викторовна Григорьева, к.т.н.,
Доцент кафедры информатики СПбГУ, Россия,
Санкт-Петербург
E-mail: a.v.grigorieva@spbu.ru

Аннотация

В работе демонстрируется эффективность использования такого качества акустико-эмиссионного метода, как интегральный характер контроля в применении к диагностике состояния промышленных сосудов давления большого размера. Рассмотрен пример инспекции сварных швов

новой колонны, изготовленной из нержавеющей стали, с использованием метода радиографического контроля и акустико-эмиссионного метода. В результате совместного применения этих методов были обнаружены опасные дефекты в сосуде давления до начала его эксплуатации. Представлены результаты металлографического исследования обнаруженных дефектов. Обсуждается вопрос последовательности применения разных методов неразрушающего контроля для оптимизации процедуры инспекции крупногабаритного оборудования

Ключевые слова: акустическая эмиссия, радиографический контроль, сосуды давления, нержавеющая сталь, трещины в сварных швах, последовательность применения методов контроля

Введение.

Универсальные возможности метода акустической эмиссии (АЭ) позволяют эффективно использовать его как в области исследования свойств конструкционных материалов [1-5, 13, 14], так при неразрушающем контроле (НК) широкого спектра промышленного оборудования [6, 7, 15], в частности – оборудования нефтепереработки [8-11, 16-22]. К отдельному подклассу такого оборудования можно отнести вновь изготовленные сосуды давления. Для этих объектов существуют некоторые особенности интерпретации результатов АЭ контроля, связанные с регистрацией данных, вызванных релаксацией свежих сварочных напряжений [7, 23].

Дополнительным фактором, выделяющим новое оборудование в отдельную группу объектов контроля, являются обстоятельства, отмеченные в работе [12]. В результате длительного периода использования оборудования импортного производства для модернизации предприятий нефтеперерабатывающей отрасли в значительной степени затормозилось развитие отечественного химического машиностроения, снизилось качество его продукции. Это обуславливает новые, более серьезные, чем ранее, требования по входному контролю нового оборудования отечественного производства на весь период решения задачи по импортозамещению. Соответственно, имеется задача повышения качества технического диагностирования без принципиального увеличения объемов применения традиционных локальных методов НК, поскольку это влечет за собой значительное увеличение временных и экономических издержек на проведение диагностирования. Для решения этой задачи целесообразно использовать современные интегральные методы НК, такие как метод АЭ. В данной работе продемонстрирован пример такого использования и проанализированы полученные результаты.

При выборочном радиографическом контроле (РК) в сварных швах колонны (рис. 1), изготовленной для использования в технологическом блоке очистки нефтепродуктов от серы, были обнаружены внутренние

дефекты. Дефекты образовались в результате нарушения технологии сварки на заводе-изготовителе. Размеры колонны: диаметр – 1 800 мм, высота корпуса – 23 800 мм, толщина стенки – 20 мм. Металл – нержавеющая аустенитная сталь 12Cr18Ni10T. Колонна находилась на стадии подготовки к запуску в производственный цикл.

Рис. 1. Общий вид новой колонны во время проведения монтажных работ

Результаты выборочного контроля послужили основанием для проведения полного НК сварных швов корпуса колонны, включая швы восьми штуцеров диаметром 500 мм. При этом применение метода ультразвукового контроля (УЗК) было невозможно из-за особенностей структуры металла колонны. Для инспекции был использован метод радиационного контроля. Общая протяженность протестированных сварных швов составила более 160 м. Время проведения тестирования, включая мероприятия по организации двустороннего доступа к участкам тестирования, необходимого при РК, превысило три недели.

По результатам РК было выявлено более 30 участков швов, содержащих внутренние трещины и неметаллические включения. Более половины этих участков (18) находились в местах Т-образного пересечения швов, 13 из 18 участков содержали большие трещины. В статье представлены некоторые результаты металлографического исследования материала швов на одном из таких участков.

Выявленные дефекты были отремонтированы. АЭ метод должен был быть заключительным методом тестирования в общей процедуре инспекции колонны. Поскольку большой объем применения РК позволял с высокой вероятностью предположить, что выявлены все значительные дефекты, основной целью АЭ тестирования планировалась оценка качества ремонта швов с устраненными дефектами. Дополнительной целью была

инспекция нескольких швов, недоступных для РК из-за особенностей конструкции колонны.

По результатам АЭ контроля дефектов, склонных к развитию, в отремонтированных швах выявлено не было. Следовательно, основная цель использования АЭ метода была выполнена.

Кроме того, в результате АЭ контроля были определены еще 5 участков, содержащие источники АЭ, характерные для развивающихся дефектов, которые не были выявлены при проведении РК. В двух случаях эти участки находились в зонах, пропущенных при РК из-за их труднодоступности для локальных методов НК. После специальных мероприятий по организации доступа к этим зонам наличие в них дефектов было подтверждено методом РК, также как и для трех остальных участков (включая два штуцера) после повторного РК и тщательного анализа снимков. В случае для этих участков форма и ориентация дефектов сделали маловероятным их обнаружение методом РК при первом обследовании, в то время как метод АЭ способен обнаруживать такие дефекты независимо от их размеров и ориентации.

В работе представлены некоторые результаты анализа данных АЭ контроля колонны и радиографические изображения обнаруженных дефектов.

Также обсуждается вопрос последовательности применения разных методов NDT для оптимизации процедуры инспекции крупногабаритного оборудования.

Оборудование для проведения инспекции колонны

РК проводился аппаратом «Smart-225», радиографическая пленка Agfa D5, чувствительность – 0,50 мм.

Использование другого традиционного метода тестирования – ультразвукового – оказалось невозможным из-за значительного затухания ультразвукового сигнала и его переотражения на легирующих элементах аустенитной стали.

Для выявления причин образования трещин был вырезан участок обечайки с дефектом в месте пересечения кольцевого и продольного швов и проведено его металлографическое исследование. Испытательное оборудование: оптический металлографический микроскоп «Versamet» с программным обеспечением «Thixomet».

Для АЭ тестирования использовалась система AMSY-5 с интегральными резонансными преобразователями VS150-RIC. Частотный диапазон Δf = 90…450 кГц. Порог фиксированный, Thr = 40 dB. Число контрольных каналов – 37.

Определенные сложности возникли с креплением датчиков к немагнитному корпусу. Задача была решена в результате использования пластинок из углеродистой стали, приклеенных к корпусу поливиниловым

монтажным клеем (фото на рис. 2а, 2б). Этот прием позволил применить магнитные держатели для крепления датчиков. Изогнутые по форме обечайки пластинки размером 110х70х2 мм с центральным отверстием диаметра несколько большим, чем диаметр датчика, приклеивались к корпусу в местах, подготовленных для датчиков. Зазор, обусловленный толщиной пластинки, компенсировался круглыми резиновыми прокладками, помещенными в паз магнитных держателей: по две прокладки толщиной 1 мм (1/2 толщины пластинки). После испытания пластинки остались на колонне для возможной последующей инспекции.

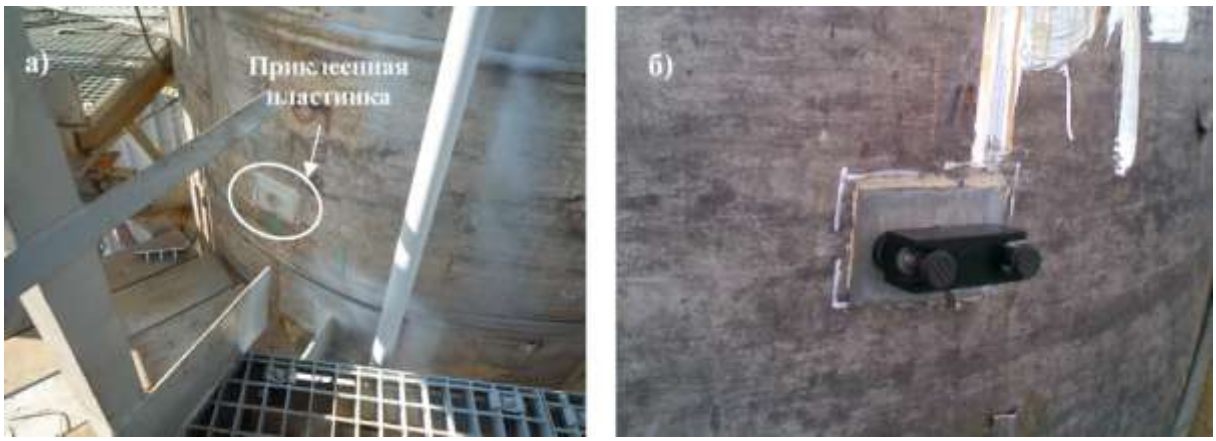


Рис. 2. Установка ПАЭ на поверхности колонны. Пластинка из магнитного металла с отверстием для датчика приклеивается к немагнитной обечайке (а); датчик с помощью стандартного магнитного держателя устанавливается на пластинку (б)

Такой способ крепления датчиков был обусловлен недостатками альтернативных способов для конкретного приложения. При использовании бандажных ремней было бы невозможно отрегулировать требуемую равномерную степень их натяжения из-за большой требуемой длины ремней. Кроме того, на корпусе располагается множество выступающих элементов конструкции (см. фото на рис. 2а), которые мешают монтажу ремней. Приваривать к корпусу какие-либо дополнительные детали (например, волноводы), не предусмотренные проектом, запрещается. Сами датчики приклеивать было нерационально из-за опасности повредить их при демонтаже. Скотч и другие паллиативные способы крепления ненадежны в условиях полевых испытаний. Как показали результаты тестирования, использованный нами способ крепления зарекомендовал себя хорошим вариантом решения проблемы крепления датчиков к немагнитной поверхности.

Результаты радиографического контроля

В результате RT мест пересечения кольцевых и продольных швов были выявлены дефекты сварных соединений. Самыми значительными были 13 трещин длиной от 10 до 100 мм. Особенности этих трещин: они располагались в продольных швах и начинались от места сопряжения с

кольцевыми швами; основной разрыв трещины имели вдоль оси симметрии шва; имелись боковые ответвления от центральной трещины в обе стороны; раскрытие боковых трещин меньше, чем центральной – поэтому часть боковых трещин не выявляется из-за пределов чувствительности RT.

Результаты металлографического исследования

Для исследования был вырезан участок корпуса в месте пересечения продольного и кольцевого швов (рис. 3а). На рис. 3б показана индикация трещины длиной 80 мм на нижней образующей механической выборки металла продольного шва длиной 150 мм и глубиной до 7 мм после применения капиллярного тестирования. Трещина начинается от пересечения швов.

Рис. 3. Участок, вырезанный из обечайки для исследования (а); индикация трещины в продольном шве при капиллярном тестировании (б); схема вырезки образцов из участка обечайки для металлографического исследования сварных швов (в)

На рис. 3в показана схема вырезки образцов для металлографии. В образцах S-4 и S-6 обнаружены крупные трещины, являющиеся фрагментами трещины, ориентированной по оси продольного шва, а также многочисленные микротрещины. На рис. 4, 5, 6 представлены результаты металлографии некоторых образцов, в которых содержались трещины.

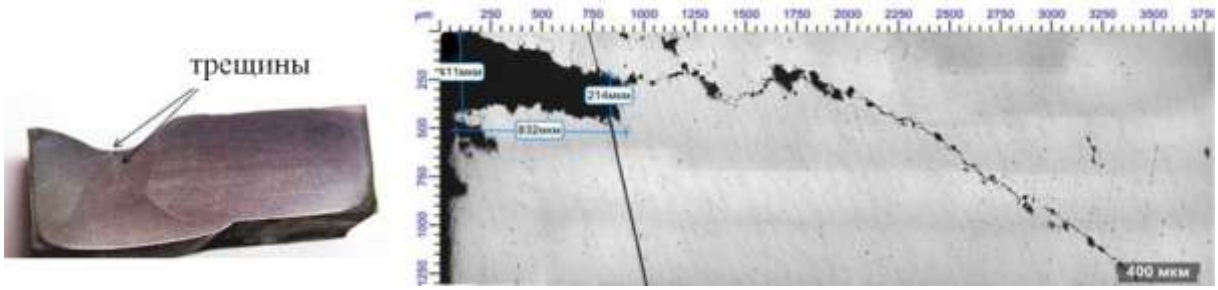


Рис. 4. Образец S-4-1. Слева – общий вид, справа – разрушение металла на глубину 832 мкм и межкристаллитная трещина 2,5 мм, направленная вглубь продольного шва, х50

Рис. 5. Образец S-4-2. Слева – общий вид, справа – микротрещины в зоне сплавления, проникающие на 225 мкм в основной металл, х50

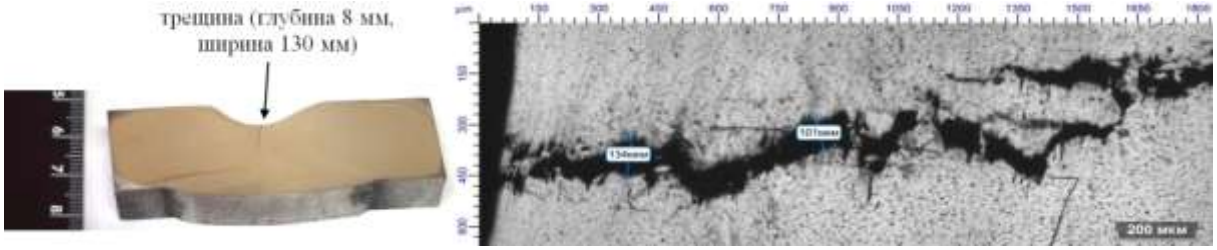


Рис. 6. Слева – общий вид, справа – трещина с образовавшимися от нее многочисленными межкристаллитными трещинами, х50

Продольная трещина относится к горячим трещинам, наличие которых сопровождается образованием микротрещин. Образование трещин связано с высокими напряжениями, которые возникли из-за некорректного выбора сварочной технологии. В зонах, удаленных от перекрестия, как в кольцевом, так и продольном швах трещин нет.

Результаты АЭ контроля и дополнительного РК

В данной работе представлен один из элементов анализа данных АЭ тестирования – результаты планарной (триангуляционной) локации источников АЭ (рис. 7). В результате анализа АЭ данных и визуального осмотра объекта контроля для проведения дополнительного РК были определены пять локальных участков (зон) сварных швов. Визуальный осмотр позволил исключить из рассмотрения другие участки АЭ активности, явно не связанные с наличием потенциальных дефектов корпуса: например, участки крепления площадок обслуживания с новой сваркой.

По результатам РК в Зонах 1÷5 было подтверждено наличие недопустимых дефектов: Зона 1 – трещина 24 мм и шлак (фото на рис. 8а), Зона 3 – трещина 15 мм, Зона 4 – крупные шлаковые включения (до 8х2 мм) и поры в шве штуцера F1, Зона 5 - крупные шлаковые включения (до 10х1,5 мм) в шве нижнего люк-лаза Н6 (фото на рис. 8б). В Зоне 2 обнаружены допустимые по размерам дефекты (включения шлака и поры) в сварном шве.

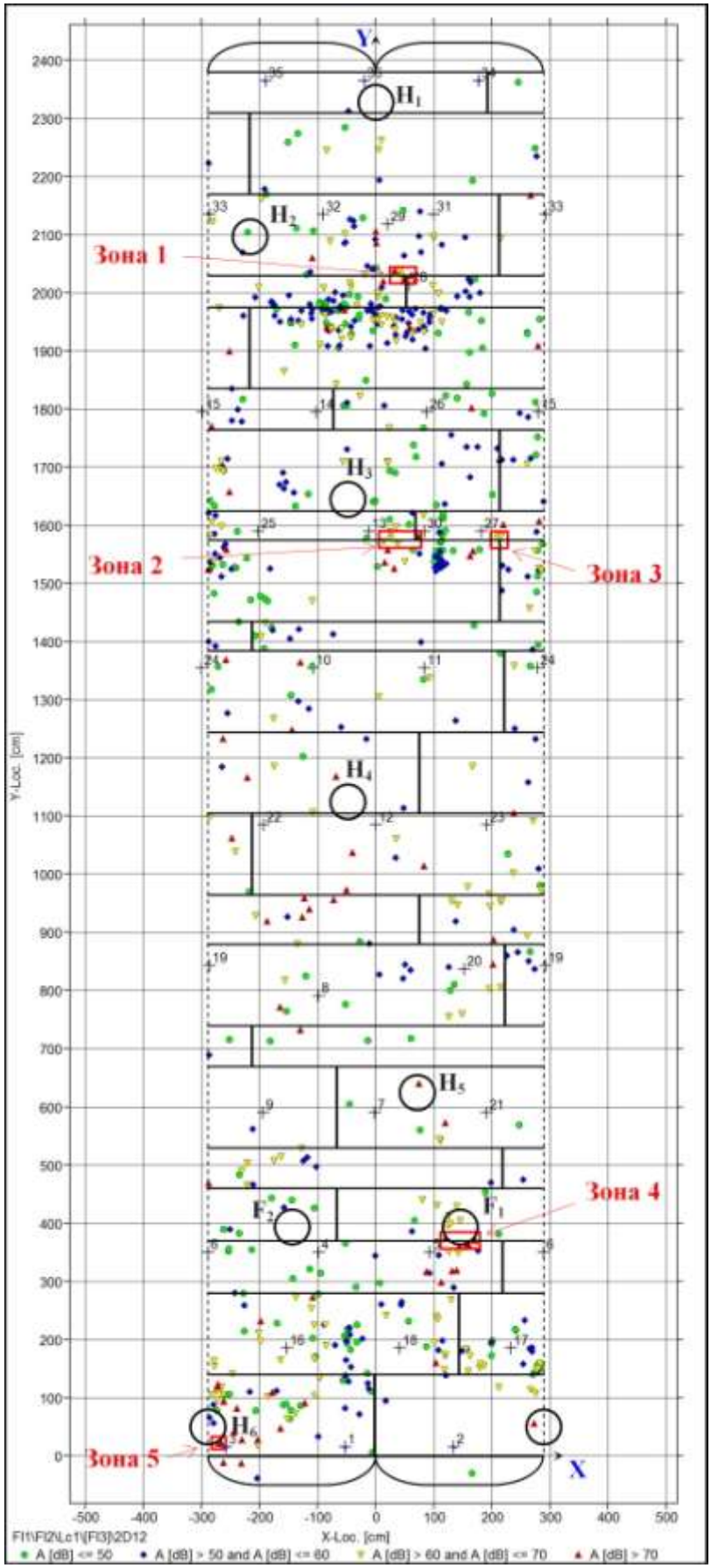


Рис. 7. Результаты планарной локации источников АЭ на развертке корпуса колонны и положение участков, определенных для дополнительного контроля.

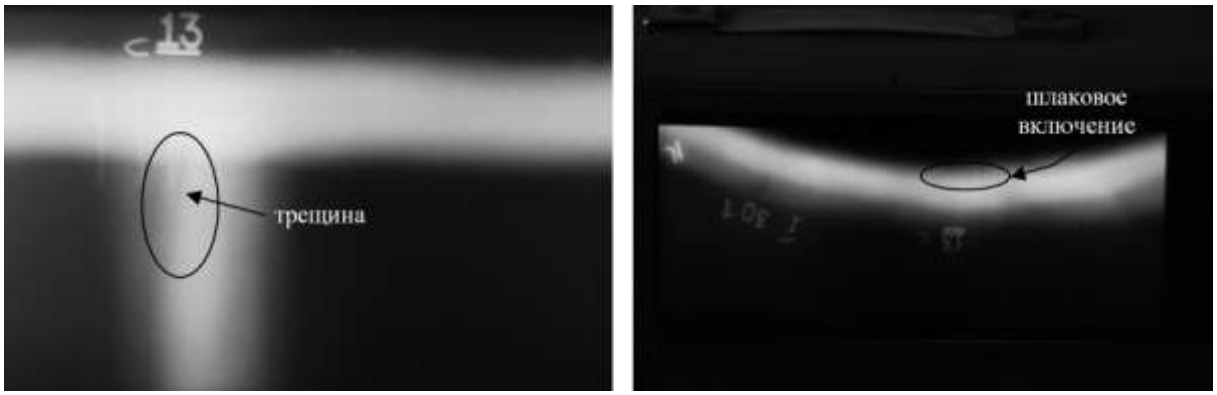


Рис. 8. Радиографические снимки дефектов: в сварном Т-образном шве (а);
в шве приварки люк-лаза к обечайке (б)

Заключение

Рассмотрим результаты решения основных задач, поставленных перед АЭ тестированием:

1. Дефектов в отремонтированных швах выявлено не было. Следовательно, подтверждено качество выполненного ремонта швов с ранее обнаруженными дефектами.

2. В Зоне 1 и Зоне 3 обнаружены трещины, аналогичные трещинам, рассмотренным при металлографическом исследовании. До начала АЭ тестирования можно было оценить вероятность наличия еще не выявленных трещин, которые можно было бы обнаружить в Т-образных швах (при условии подрастания трещин во время АЭ контроля). Было известно количество протестированных при RT Т-образных швов (40), количество обнаруженных в них больших трещин (13), а также количество швов, которые не попали в зону проведения РК (4). Следовательно, вероятность наличия хотя бы одной такой трещины в Т-образных швах, не контролируемых при РК, можно было оценить значением $P=1–(1–13/40)*4 \approx 0{,}79$. Реально трещины были обнаружены в двух из четырех таких швов.

3. Кроме трещин в Т-образных швах, значительные дефекты были также обнаружены в сварных швах двух патрубков: крупные шлаковые включения. Регистрация активных АЭ источников в месте их расположения свидетельствует о наличии развивающихся дефектов, связанных с этими включениями. Сварные швы патрубков – объекты, сложные для контроля любым методом. Кроме того, шлаковые включения не всегда оцениваются как опасные дефекты. Но регистрация АЭ активности в их окрестности и, как следствие, тщательный анализ снимков, полученных при дополнительном РК, позволили выявить эти склонные к росту дефекты. После устранения всех дефектов колонна успешно эксплуатируется более четырех лет.

Время на подготовку и проведение АЭ тестирования, а также анализ данных, составило около трех суток. Причем, основную часть этого

времени заняла подготовка колонны к гидравлическому испытанию, которые, в любом случае, были обязательными после ремонта корпуса.

Схема инспекции оборудования определяется в зависимости от технических характеристики объектов, их количества, имеющихся средств НК и других факторов. Формально, оптимальной схемой является та, в которой состав и последовательность применения методов НК минимизирует время на инспекцию, при сохранении ее качества. Это приносит значительный экономический эффект в связи с возможностью уменьшить время простоя оборудования. Фактически, последовательность применения методов тестирования определяется менеджментом механической службы предприятий и в настоящее время базируется на первоочередном использовании традиционных и давно регламентированных методов тестирования, таких как РК или УЗК. Метод АЭ используется обычно в качестве дополнительного. Такой подход применяется не только во время инспекции отдельных объектов, но и при инспекции больших групп нового оборудования, например, во время реконструкции технологических блоков. При объемах инспекции традиционными методами, близких к 100%, такой вариант требует больших временных и финансовых затрат.

Обозначим время на инспекцию сначала методом РК, а затем методом АЭ (первый вариант) t_1, и инспекцию в обратном порядке (второй вариант) t_2. Тогда:

$$t_1 = t_1^{RT} + t^{AE} = k \cdot V_1^{RT} + \left(t_{\min}^{AE} + t_q^{AE}\right) \quad (1)$$

$$t_2 = t^{AE} + t_2^{RT} = t^{AE} + k \cdot 2dV_0 \quad (2)$$

где t_1^{RT}, t_2^{RT} - время тестирования методом РК в первом и втором варианте, V_0 - относительный объем тестирования, полный (сумма элементов конструкции по размерам равных стандартным участкам тестирования локальными методами, например, участки сварных швов равной длины, Т-образные участки швов или другие элементы), V_1^{RT} - относительный объем тестирования при РК, k – коэффициент пропорциональности (среднее время тестирование одного элемента объема), $t_{\min}^{AE}$ - минимальное время на проведение АЭ тестирования, позволяющее провести планарную локацию дефектов с размером не меньше заданного, t_q^{AE} - дополнительное время, использованное для повышения чувствительности системы АЭ тестирования за счет увеличения числа датчиков и повышения плотности их расположения. Коэффициент d - доля от V_0, участков, выделенных для тестирования методом РК по результатам АЭ для определения геометрических параметров дефекта. Появление дополнительного множителя "2" в выражении (2) определяется нашей практикой АЭ тестирования и связано, вероятно, со следующим обстоятельством: АЭ не обнаруживает "спящие"

дефекты, которые не развивающиеся в рамках текущего гидроиспытания. Но существует проблема, что такие дефекты теоретически могут в дальнейшем стать развивающимися под действием технологических факторов. Для проверки существования таких дефектов целесообразно дополнить арбитражное тестирование зон, найденных при АЭ, тестированием других произвольно выбранных зон в количестве пропорциональном количеству зон, выявленных при АЭ (например, удвоив это количество).

Учитывая известные параметры рассматриваемой инспекции, можно принять:

$$t^{AE} \approx 0{,}1t_1^{RT}; \quad V_1^{RT} \approx 0{,}9V_0; \quad t_{\min}^{AE} >> t_q^{AE} \qquad (3)$$

Тогда выигрыш по времени при втором варианте инспекции составит:

$$\Delta t = t_2 - t_1 = k \cdot V_0(0{,}9 - 2d) \qquad (4)$$

Согласно выражению (4) наибольшая эффективность при использовании АЭ метода в качестве первичного достигается в тех случаях, когда конструкция содержит небольшое количество дефектов. Поэтому в рассматриваемом примере разница между двумя вариантами практически мало существенна. Но, используя данный пример можно сделать одну полезную оценку для d. Предположим, что АЭ тестирование проводилось первым, и только половина из 18 дефектов в Т-образных швах, найденных при RT проявили бы себя как источники АЭ при гидравлических испытаниях (подросли). Тогда, прибавив 2 участка, обнаруженных при АЭ после РК, получим: 18/2+2=11. Разделив это число на 44 (полный объем V_0 для данных элементов), получаем $d = 0{,}25$. Таким образом, если по результатам АЭ тестирования мы получили $d \geq 0{,}25$, это является серьезным основанием, чтобы рекомендовать проведение 100%-го контроля каких-либо элементов конструкции локальным методом тестирования (в нашем случае - РК), так как с очень высокой вероятностью большое число этих элементов содержат дефекты.

Использование АЭ метода в качестве метода первичного тестирования промышленного оборудования пока не получило значительного развития. Такая схема позволяет получить выигрыш по времени, а, следовательно, и по стоимости инспекции, однако в настоящее время существуют проблемы адаптации метода к действующим нормативным правилам при оценке результатов тестирования. Также пока не решены некоторые проблемы, связанные со сложностью интерпретации результатов АЭ тестирования. Впрочем, наша практика применения АЭ метода показала, что он может быть полезным инструментом НК при любых сочетаниях АЭ и традиционных методов тестирования.

Выводы

1. На рассмотренном примере показано, что АЭ метод является эффективным инструментом неразрушающего контроля крупногабаритных конструкций. При тестировании таких конструкций особенно важными достоинствами метода АЭ являются: возможность тестирования 100% материала конструкции, высокая чувствительность, высокая производительность, возможность точного определения положения дефекта, возможность обнаруживать развивающиеся дефекты независимо от их размеров, ориентации и расположения в материале.

2. Определенная проблема АЭ метода, заключающаяся в том, что для крупногабаритных конструкций в некоторых случаях возможны лишь косвенные оценки точных геометрических характеристик дефекта по данным АЭ контроля, успешно решается при совместном использовании интегрального метода АЭ и локальных методов тестирования (РК, капиллярная дефектоскопия, УЗК и др.). В целом, совместное использование интегрального метода и локальных методов позволяет взаимно снижать уровень неопределенности, характерной для каждого из методов, которая возникает при инспекции крупногабаритных конструкций. Метод АЭ снижает неопределенность в выборе мест проведения локального тестирования и, как результат, значительно повышает эффективность применения локальных методов контроля. Локальные методы снижают неопределенность в определении природы и размеров зарегистрированных источников АЭ активности.

3. Максимальная эффективность применения метода АЭ для тестирования крупногабаритных конструкций, вероятно, может быть достигнута, если его использовать в качестве первичного метода тестирования в общей процедуре инспекции.

Авторы благодарят специалистов ЗАО «НПО «Ленкор» Легостаева Д.А. и Макарова А.В. за предоставленные для использования в данной работе материалы.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

[1] Акустическая эмиссия в экспериментальном материаловедении / Н.А. Семашко [и др.]; под ред. Н.А. Семашко и В.И. Шпрота – М.: Машиностроение, 2002 – 240 с.

[2] Определение степени опасности трещиноподобных дефектов в стали 17Г1С методом акустической эмиссии / Нефедьев Е.Ю. [и др.] // Современное машиностроение: Наука и образование: Материалы 6-й Международной науч.-практ. конференции / Под ред. А.Н. Евграфова и А.А. Поповича. – СПб.: Изд-во Политех. ун-та, 2017 – С.387-401.

[3] *Ковалев Д.Н., Нефедьев Е.Ю., Ткачев В.Г. Акустико-эмиссионный контроль испытаний стальной гофрированной трубы при циклическом и статическом нагружении* // Современное машиностроение. Наука и образование: Материалы 2-ой Международной науч.-практ. конференции под ред. М.М. Радкевича и А.Н. Евграфова. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2012. – С. 382-390.

[4] *Нефедьев Е.Ю. Использование метода акустической эмиссии с применением метода спектрального анализа сигналов для определения параметров течи в трубопроводах ИТЕР* // Современное машиностроение. Наука и образование: Материалы 3-ей Международной науч.-практ. конференции под ред. М.М. Радкевича и А.Н. Евграфова. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2013. – С. 347-355.

[5] *В.П. Белогур, Н.А. Семашко, А.А. Кулеш. Методологический подход к диагностике изделий из титановых сплавов методом акустической эмиссии (АЭ)* // Современное машиностроение. Наука и образование: Материалы 5-ой Международной науч.-практ. конференции под ред. М.М. Радкевича и А.Н. Евграфова. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2016. – С.350-358.

[6] ГОСТ Р 52727-2007. Техническая диагностика. Акустико-эмиссионная диагностика. Общие требования.

[7] ПБ 03-593-03. Правила организации и проведения акустико-эмиссионного контроля сосудов давления, котлов, аппаратов и технологических трубопроводов.

[8] Современная практика использования неразрушающего контроля на предприятиях нефтепереработки / Гомера В.П. [и др.] // Ежегодник Петербургского энергетического института повышения квалификации – СПб.: ПЭИПК, 2014 – С. 81-103.

[9] *Гомера В.П., Растегаев И.А. К вопросу о раннем диагностировании расслоений в стенках сосудов давления ультразвуковым и акустико-эмиссионным методами* // «Контроль. Диагностика» – 2015 – №1(199) – С. 82-89.

[10] *Гомера В.П., Смирнов А.Д., Нефедьев Е.Ю. Повышение достоверности АЭ контроля оборудования, содержащего внутренние устройства* // В мире неразрушающего контроля. –2014 – №3(65) – С. 20-24.

[11] *Нефедьев Е.Ю., Смирнов А.Д., Гомера В.П. Разработка методических приемов для повышения эффективности АЭ контроля теплообменников* // Современное машиностроение. Наука и образование: Материалы 4-й Международной науч.-практ. конференции / Под ред. М.М. Радкевича и А.Н. Евграфова. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2014 – С.408-418.

[12] Проблемы качества изготовления нефтезаводского оборудования в связи с задачей импортозамещения / Добротворский А.М. [и др.] // Химическая техника – 2015 – №1 – С. 16-18.
[13] Gomera V., Nefedyev E., Smirnov A. On the Possibility of Production Defect-Free Welds Under Acoustic Emission Monitoring, In: A. Evgrafov, O.Egorova (ed.), *International Review of Mechanical Engineering (IREME)*, Vol.11, N 5, May 2017, Special Issue on "Advances in Modern Mechanical Engineering Research", ISSN 1970-8734, , p.343-349.
[14] Nefedyev E., Gomera V., Smirnov A. Determination of a Pre-destructive State During Hydraulic Testing of Steel Pipes with Defects by the Acoustic-Emission Method, In: A. Evgrafov (ed.), *Advances in Mechanical Engineering*, Lecture Notes in Mechanical Engineering, DOI 10/1007/978-3-319-72929-9, Springer International Publishing AG – 2018, Pp. 115-127.
[15] Proust A., Lenain J.C. Use of Acoustic Emission to Detect Localized Corrosion. Philosophy of Industrial Use, Illustrated with Real Examples // *Proc. of the EWGAE-2000* – Senlis, France – May 24-26 – 2000, Pp. 153-160.
[16] Kabanov B., Gomera V., Sokolov V. et al. Acoustic Emission Method for Pressure Vessel Diagnostics at a Refinery // Journal of Acoustic Emission – 2000 – Vol.18 – Pp. 111-117.
[17] Kabanov B., Gomera V., Sokolov V. et al. AE Technology as a Key Element of the Safe Operation System at Refinery // Journal of Acoustic Emission – 2002 – Vol.20 – Pp. 218-228.
[18] Kabanov B., Gomera V., Sokolov V. et al. AE Testing of Refinery Structures, In: *Advanced Materials Research*, Volume 13-14 – 2006 – Pp. 133-138.
[19] Gomera V., Sokolov V., Fedorov V. Implementation of Acoustic Emission Method to the Conventional NDT Structure in Oil Refinery // Journal of Acoustic Emission – 2008 – Vol.26 – Pp. 279-289.
[20] Gomera V., Sokolov V., Fedorov V. et al. Use of AE Method for Detection of Steel Lamination in the Industrial Pressure Vessel // Journal of Acoustic Emission – 2010 – Vol.28 – Pp. 234-245.
[21] Nefedyev E., Gomera V., Smirnov A. Use of the Capabilities of Acoustic-Emission Technique for Diagnostics of Separate Heat Exchanger Elements, In: A. Evgrafov (ed.), *Advances in Mechanical Engineering*, Lecture Notes in Mechanical Engineering, DOI 10/1007/978-3-319-29579-4_19, Springer International Publishing Switzerland – 2016, Pp. 183-194.
[22] Zotov K., Rastegaev I., Gomera V. at al. The Detection of Different Stages of the Delaminating in the Pressure Vessels by the Ultrasonic and Acoustic Emission Technique // *Book of Abstracts of the 19th World Conference on NDT (WCNDT) – Munich, Germany – 13-17 June 2016,* P.209.

[23] Cole P., Gautrey S. Acoustic Emission Experience with AE Monitoring of New Vessels During Initial Proof Test // *Proc. of the EWGAE-2004* – Berlin, Germany – September 15-17 – 2004, Pp. 75-81.

V.P. Gomera[1], A.D. Smirnov[1], E.J. Nefedyev[2], A.V. Grigorieva[3]

ABOUT THE USE OF THE ACOUSTIC EMISSION METHOD IN THE PROCEDURE OF INITIAL INSPECTION OF NEW PRESSURE VESSELS

[1]Kirishi, Leningrad region, KINEF Ltd, Russia,
[2]St. Petersburg, Krylov Scientific Center, Russia,
[3]St. Petersburg State University, Russia,

Abstract

The paper demonstrates the effectiveness of using such a quality of acoustic emission method, as the integral nature of testing in the application to the diagnosis of the state of industrial pressure vessels of large size. An example of inspection of welded seams of a new column made of stainless steel is considered, using the method of radiographic inspection and acoustic emission method. As a result of the joint application of these methods, dangerous defects in the pressure vessel were detected before the operation began. The results of metallographic examination of the detected defects are presented. The question of the sequence of application of different methods of nondestructive testing for optimization of the procedure for inspection of large-sized equipment is discussed.

Key words: acoustic emission, radiographic testing, pressure vessels, stainless steel, cracks in the welds, sequence of application of testing methods

REFERENCES

[1] Acoustic Emission in Experimental Materials Science / N. A. Semashko at al., Semashko and V.I. Sprite (Ed) - M.: Mechanical Engineering, 2002 - 240 p.

[2] Determination of the Degree of Danger of Crack-like Defects in 17G1C Steel by the Acoustic Emission Method / Nefedyev E. at al., In M.M. Radkevich and A.N. Evgrafov (Ed), Modern Engineering. Science and education, St. Petersburg, Publishing House of Polytechnic University – 2017, Pp.387-401.

[3] Kovalev D., Nefedyev E., Tkachev V. Acoustic Emission Control Testing of Steel Corrugated Pipes of Circular and Static Loading, In M.M. Radkevich and A.N. Evgrafov (Ed), Modern Engineering. Science and education, St. Petersburg, Publishing House of Polytechnic University - 2012, Pp.382-390.

[4] Nefedyev E. The Use of Acoustic Emission Method with Spectral Analysis of Signals to Determine the Parameters of a Leak in the Pipeline ITER, In M.M. Radkevich and A.N. Evgrafov (Ed), Modern Engineering. Science and education, St. Petersburg, Publishing House of Polytechnic University - 2013, Pp.347-355.
[5] Belogur V., Semashko N., Kulesh A. Methodological Approaches to the Diagnosis of Products from Titanium Alloys by Acoustic Emission (AE), In M.M. Radkevich and A.N. Evgrafov (Ed), Modern Engineering. Science and education, St. Petersburg, Publishing House of Polytechnic University - 2016, Pp.350-358.
[6] GOST Ru 52727-2007.Technical diagnostics. Acoustic-emission diagnostics. General requirements.
[7] PB 03-593-03. Rules for the organization and conduct of acoustic emission control of pressure vessels, boilers, apparatus and process pipelines.
[8] Modern Practice of Using Non-destructive Testing at Refineries / Gomera V. at al., In Yearbook of the Petersburg Power Engineering Institute for Advanced Studies, St. Petersburg, PEIPK– 2014, Pp.81-103.
[9] Gomera V., Rastegaev I. The Possibility of the Early Identification of Delamination in the Walls of Pressure Vessels by the Ultrasonic and Acoustic Emission Inspection // Testing. Diagnostics – 2015 – №1(199) – Pp. 82-89.
[10] Gomera V., Smirnov A., Nefedyev E. Increase of AE Testing Reliability of Equipment Containing Internal Devices // NDT World– 2014 – №3(65) – Pp. 20-24.
[11] Development of Methods to Increase Efficiency AE Control of Heat Exchangers // In M.M. Radkevich and A.N. Evgrafov (Ed), Modern Engineering. Science and education, St. Petersburg, Publishing House of Polytechnic University - 2014, Pp.408-418.
[12] Problems of Quality of Manufacturing of Refinery Equipment in Connection with the Task of Import Substitution / Dobrotvorsky A.M. at al.// Chemical Engineering – 2015 – №1 – Pp. 16-18.
[13] Gomera V., Nefedyev E., Smirnov A. On the Possibility of Production Defect-Free Welds Under Acoustic Emission Monitoring, In: A. Evgrafov, O.Egorova (ed.), *International Review of Mechanical Engineering (IREME)*, Vol.11, N 5, May 2017, Special Issue on "Advances in Modern Mechanical Engineering Research", ISSN 1970-8734, , p.343-349.
[14] Nefedyev E., Gomera V., Smirnov A. Determination of a Pre-destructive State During Hydraulic Testing of Steel Pipes with Defects by the Acoustic-Emission Method, In: A. Evgrafov (ed.), *Advances in Mechanical Engineering*, Lecture Notes in Mechanical Engineering, DOI 10/1007/978-3-319-72929-9, Springer International Publishing AG – 2018, Pp. 115-127.
[15] Proust A., Lenain J.C. Use of Acoustic Emission to Detect Localized Corrosion. Philosophy of Industrial Use, Illustrated with Real Examples //

Proc. of the EWGAE-2000 – Senlis, France – May 24-26 – 2000, Pp. 153-160.
[16] Kabanov B., Gomera V., Sokolov V. et al. Acoustic Emission Method for Pressure Vessel Diagnostics at a Refinery // Journal of Acoustic Emission – 2000 – Vol.18 – Pp. 111-117.
[17] Kabanov B., Gomera V., Sokolov V. et al. AE Technology as a Key Element of the Safe Operation System at Refinery // Journal of Acoustic Emission – 2002 – Vol.20 – Pp. 218-228.
[18] Kabanov B., Gomera V., Sokolov V. et al. AE Testing of Refinery Structures, In: *Advanced Materials Research*, Volume 13-14 – 2006 – Pp. 133-138.
[19] Gomera V., Sokolov V., Fedorov V. Implementation of Acoustic Emission Method to the Conventional NDT Structure in Oil Refinery // Journal of Acoustic Emission – 2008 – Vol.26 – Pp. 279-289.
[20] Gomera V., Sokolov V., Fedorov V. et al. Use of AE Method for Detection of Steel Lamination in the Industrial Pressure Vessel // Journal of Acoustic Emission – 2010 – Vol.28 – Pp. 234-245.
[21] Nefedyev E., Gomera V., Smirnov A. Use of the Capabilities of Acoustic-Emission Technique for Diagnostics of Separate Heat Exchanger Elements, In: A. Evgrafov (ed.), *Advances in Mechanical Engineering*, Lecture Notes in Mechanical Engineering, DOI 10/1007/978-3-319-29579-4_19, Springer International Publishing Switzerland – 2016, Pp. 183-194.
[22] Zotov K., Rastegaev I., Gomera V. at al. The Detection of Different Stages of the Delaminating in the Pressure Vessels by the Ultrasonic and Acoustic Emission Technique // *Book of Abstracts of the 19th World Conference on NDT (WCNDT) – Munich, Germany – 13-17 June 2016,* P.209.
[23] Cole P., Gautrey S. Acoustic Emission Experience with AE Monitoring of New Vessels During Initial Proof Test // *Proc. of the EWGAE-2004* – Berlin, Germany – September 15-17 – 2004, Pp. 75-81.

ISSN 2223-0807
Современное машиностроение: Наука и образование :
материалы 7-й международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н.Евграфова и А.А. Поповича.- СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2018.

DOI 10.1872/MMF-2018-25
УДК 621.822.66

Д. Ю. Ершов[1], И.Н.Лукъяненко[2]

ВЛИЯНИЕ ВНЕШНЕЙ ВИБРАЦИИ НА МОМЕНТЫ СОПРОТИВЛЕНИЯ В ШАРИКОПОДШИПНИКАХ С ЗАЗОРАМИ

[1]Дмитрий Юрьевич Ершов,
Санкт-Петербургский горный университет
Россия, Санкт-Петербург
Раб.тел.: (812)328-8936, E-mail: fetcat@mail.ru
Тел.: (921)598-2462

[2]Ирина Николаевна Лукъяненко
Санкт-Петербургский автономный университет
аэрокосмического приборостроения
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (921)890-4768, E-mail: irina.n.lukyanenko@gmail.com

Аннотация

В работе рассмотрены вопросы влияния внешней вибрации на моменты сопротивления вращению в шарикоподшипниках, имеющих зазоры и вращающихся с малыми скоростями. Предложенная методика предполагает аналитическое определение возможности учета внешней вибрации на моменты сопротивления.

Ключевые слова: вибрация подшипников, момент сопротивления вращению, диагностика виброактивности узлов, гироскоп, точностные характеристики, моделирование внешнего воздействия.

Введение: на величину моментов сопротивления вращению (МСВ) шарикоподшипниковых опор карданова подвеса гироприборов, во многом определяющую точностные характеристики этих приборов, значительное влияние оказывает внешняя линейная вибрация. Для учета влияния внешней вибрации, создающей перегрузку, достаточную для отрыва внутренних колец шарикоподшипников от наружных, целесообразно рассматривать виброударное взаимодействие элементов

шарикоподшипников [1, 2, 9]. При такой постановке вопроса изменение МСВ в шарикоподшипниках характеризуется зависимостью [6, 7]:

$$\lambda = \frac{M_в}{M} = \frac{(1+\rho)V_{ср}\nu_{ср}}{W^*}, \qquad (1)$$

где M - МСВ в шарикоподшипниках, обусловленный наличием W^*; $M_в$ - МСВ в шарикоподшипниках, работающих в условии вибрации; ρ - коэффициент восстановления скорости при ударе, в нашем случае зависящий, в основном, от вида и количества смазки в шарикоподшипнике; $\nu_{ср}$ - средняя частота соударений; $V_{ср}$ - средняя относительная скорость соударяющихся элементов шарикоподшипников до удара; W^* - суммарное линейное ускорение, с которым движется основание гироприбора.

Для учета влияния вибрации на МСВ в шарикоподшипниках необходимо определять $\nu_{ср}$ и $V_{ср}$ в зависимости от величины зазора и параметров вибрации: частоты f и ускорения W.

При определении $\nu_{ср}$ и $V_{ср}$ полагаем, что ввиду чалой скорости вращения шарикоподшипников опор карданова подвеса гироскопа внутреннее кольцо с шариками при воздействии внешней вибрации ударяется о две точки наружного кольца I и II, лежащие на линии действия вибрационного ускорения. Массой шариков по сравнению с массой внутреннего кольца шарикоподшипника и жестко связанной с ним подвижной части гироприбора m пренебрегаем. Коэффициент восстановления скорости при ударе ρ считаем постоянным в рассматриваемом диапазоне скоростей соударения. Рассматриваем внешнюю вибрацию с такой не слишком высокой частотой f, при которой время соударения элементов будет существенно меньше свободного движения при соударении. Зазор δ может быть как радиальным, так и осевым, что определяется направлением действия W по отношению к оси вращения шарикоподшипника. Вибрационное ускорение принимается изменяющимся по синусоидальному закону:

$$W = W_0 \sin 2\pi f t \qquad (2)$$

Соответственно закон перемещения точек I и II наружного кольца при условии, W^* направлено от точки II к точке I (рис.1),

$$y_I = -y_0 \sin 2\pi f t \qquad (3)$$

$$y_{II} = -y_0 \sin 2\pi f t - \delta \qquad (4)$$

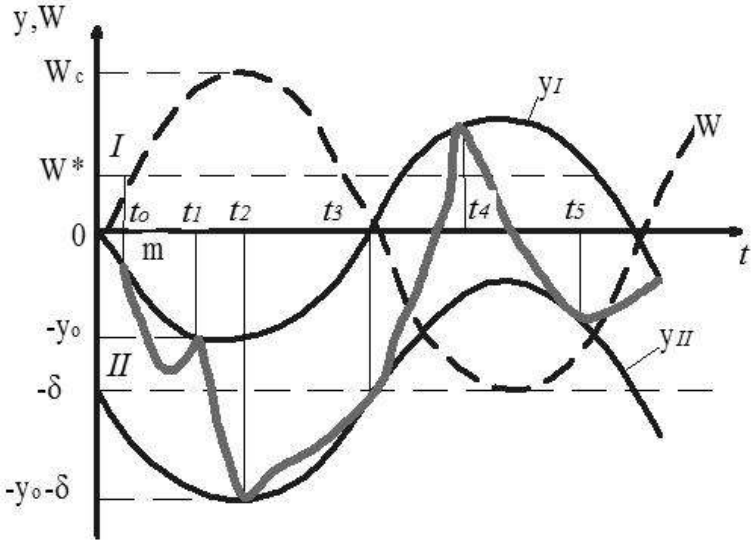


Рис.1 Схема движения элементов шарикоподшипника при воздействии внешней вибрации.

где $y_0 = \dfrac{W_0}{4\pi^2 f^2}$ - амплитуда вибрации; W_0 - амплитуда вибрационного ускорения.

За начало отсчета времени t примем момент, когда $y_1=0$ ($\dot{y}_1 \langle 0$). При $t=0$ внутреннее кольцо контактирует с точкой I, т.е. $x=0$. В момент времени

$$t = \frac{\arcsin \dfrac{W^*}{W_0^*}}{2\pi f} \tag{5}$$

произойдет отрыв внутреннего кольца от точки I наружного. После срыва внутреннее кольцо будет двигаться под действием силы mW^*, т.е. его движение описывается уравнением

$$m\ddot{x} = mW^* \tag{6}$$

с начальными условиями

$$\begin{aligned} x\big|_{t=t_0} &= -y_0 \sin 2\pi f t_0 \\ \dot{x}\big|_{t=t_0} &= -y_0 2\pi f \cos 2\pi f t_0 \end{aligned} \tag{7}$$

Решая дифференциальное уравнение (6) с начальными условиями (7), получим уравнение движения внутреннего кольца до первого удара о наружное

$$x(t) = \frac{W^*}{2}\left(t + \frac{b_1}{W^*}\right)^2 - \frac{b_1^2}{2W^*} + c_1, \tag{8}$$

где $b_1 = -y_0 2\pi f \cos ft_0 - W^* t_0$;

$c_1 = -y_0 \sin 2\pi f t_0 - b_1 t_0 - \dfrac{W^* t_0^2}{2}$

Момент первого соударения t_1 внутреннего и наружного колец определяется в общем случае, как меньший из минимальных корней уравнений

$$\frac{W^*}{2}\left(t + \frac{b_1}{W^*}\right)^2 - \frac{b_1^2}{2W^*} + c_1 = -y_1 \sin 2\pi f t, \tag{9}$$

$$\frac{W^*}{2}\left(t + \frac{b_1}{W^*}\right)^2 - \frac{b_1^2}{2W^*} + c_1 = -y_1 \sin 2\pi f t - \delta. \tag{10}$$

Относительная скорость внутреннего и наружного колец в момент, предшествующий t_1, определяется уравнением

$$V_1 = \dot{x}(t_1) - \dot{y}(t_1) = W^* t_1 + b_1 + y_0 2\pi f \cos 2\pi f t_1 \tag{11}$$

После первого удара внутреннее кольцо снова будет двигаться под действием силы mW^* (6). Так как было принято, что время соударения существенно меньше времени свободного движения, можно считать, что за время соударения скорость движения наружного кольца не изменится и начальными условиями для решения (6) на участке t_1-t_2 будет

$x\big|_{t=t_1} = -y_0 \sin 2\pi f t_{II}$,

если t_{II} - минимальный корень уравнения (9),

$x\big|_{t=t_1} = -y_0 \sin 2\pi f t_{III} - \delta$,

если t_{III} - минимальный корень уравнения (10), (12)

$$\dot{x}\big|_{t=t_1} = -V_{g1\rho} - y_0 2\pi f \cos 2\pi f t_1 .$$

После *i*-1-го удара уравнение движения внутреннего кольца в зазоре имеет вид

$$x(t) = \frac{W^*}{2}\left(t + \frac{b_i}{W^*}\right)^2 - \frac{b_i^2}{2W^*} + c_i , \qquad (13)$$

где $b_i = V_{g(i-1)\rho} - y_0 2\pi f \cos 2\pi f t_{i-1} - W^* t_{i-1}$,

$$c_i = -y_0 \sin 2\pi f t_{i-1I} - b_i t_{i-1I} - \frac{W^* t_{i-1I}}{2},$$

если $t_{i\text{-}1I}$ - минимальный корень уравнения

$$\frac{W^*}{2}\left(t + \frac{b_{i-1}}{W^*}\right)^2 - \frac{b_{i-1}^2}{2W^*} + c_{i-1} = -y_0 \sin 2\pi f t - \delta$$

$$c_i = -y_0 \sin 2\pi f t_{i-1II} - \delta - b_i t_{i-1II} - \frac{W^* t_{i-1II}^2}{2},$$

если $t_{i\text{-}1II} < t_{i\text{-}1I}$.

Момент времени *i*-го удара определяется как меньший из минимальных корней уравнений

$$\frac{W^*}{2}\left(t + \frac{b_i}{W^*}\right)^2 - \frac{b_i^2}{2W^*} + c_i = -y_0 \sin 2\pi f t,$$

$$\frac{W^*}{2}\left(t + \frac{b_i}{W^*}\right)^2 - \frac{b_i^2}{2W^*} + c_i = -y_0 \sin 2\pi f t - \delta . \qquad (14)$$

Относительная скорость внутреннего и наружного колец в момент, предшествующий *i*-му удару, определяется уравнением

$$V_i = W^* t_i + b_i + y_0 2\pi f \cos 2\pi f t_i . \qquad (15)$$

Средние значения v_{cp} и V_{cp} для подстановки в формулу (1) определяются из уравнений

$$v_{cp} = \frac{\rho}{\sum_{i=1}^{\rho}(t_i - t_{i-1})}, \tag{16}$$

$$V_{cp} = \frac{\sum_{i=1}^{\rho}|V_i|}{\rho}, \tag{17}$$

где ρ - число соударений внутреннего и наружного колец за промежуток времени, в течении которого производится осреднение v_{cp} и V_{cp}.

Следует отметить, что v_{cp} определяется в результате осреднения промежутков времени между соударениями элементов шарикоподшипника, величина которых может меняться в широких пределах при неизменных параметрах вибрации (рис. 1). Поэтому при совпадении v_{cp} и собственной частоты колебаний шарикоподшипника не наблюдается резонансного увеличения МСВ. Это подтверждается, например, экспериментальными данными [3, 4, 8, 11], полученными при воздействии на шарикоподшипники вибрации различной частоты.

Заключение: расчеты по предлагаемой методике позволяют аналитически определять влияние внешней вибрации на МСВ в шарикоподшипниках с учетом параметров вибрации, величины зазора, вида и количества смазки в шарикоподшипниках. Результаты расчетом могут быть использованы при оценке точности гироприборов, эксплуатирующихся в условиях вибрации.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

[1] Аврутов В.В., Бурау Н.И. Надежность и диагностика приборов и систем: Учебное пособие. – К.:НТУУ «КПИ», 2014. Т- 156 с.

[2] Бондарь П.М. ГИРОСКОПЫ НАПРАВЛЕНИЯ [Электронный ресурс]: монография / Бондарь П.М., Мелешко В.В; НТУУ “Киевский политехнический институт“. – Електронные текстовые данные (1 файл: 3,89 Мбайт). – Киев : НТУУ «КПІ», 2016. – 153 с.

[3] Евстифеев М.И., Елисеев Д.П., Ковалев А.С., Чапурский А.П. Исследование влияния вибраций на характеристики микромеханического гироскопа. XIII конф. молодых учёных

"Навигация и управление движением". Гироскопия и навигации. 2011. №2. С. 117.
[4] Ершов Д.Ю. Оценка влияния технологических погрешностей изготовления узлов механической системы на вибрационные характеристики системы при ее эксплуатации. / Современное машиностроение. Наука и образование, № 3, Т 1, 2013. С 709 - 717.
[5] Желтова Н.Н. , Обухов В.И. Применение микромеханических гироскопов в навигационных системах / Н.Н. Желтова Арзамасский политехнический институт НГТУ им. Р.Е. Алексеева - 2015
[6] Иродов И.Е. Механика. Основные законы (Электронный ресурс)/ И.Е. Иродов - М. : Лаборатория знаний, 2017. - (1 файл pdf : 312 с.)
[7] Мусалимов В.М. , Ротц Ю.А. Расчет надежности упругих элементов микромеханических гироскопов - Санкт- Петербург : НИУ ИТМО , 2012 - 127 с.
[8] Некрасов Я.А., Беляев Я.В. / Влияние линейных вибраций, ударов и акустических помех на характеристики микромеханического гироскопа ММГ-ЭП1 // Материалы XXIX конференции памяти Н.Н. Острякова. - Санкт-Петербург. 2014. С. 14-19.
[9] Проектирование механизмов и машин: Эффективность и надежность / Ю.А. Остяков , И. В. Шевченко - М.: ИНФРА -М. 2016 - 260 с.
[10] Чикуров Н.Г. Моделирование систем и процессов : Учебное пособие - М.: РИОР. ИНФРА - М. 2013 - 389 с.
[11] Evstifeev M.I., Eliseev D.P., Chelpanov I.B. Enhancing the Mechanical Resistance of Micromechanical Gyros // Gyroscopy and Navigation, 2015, Vol. 6, No. 2, pp. 115-122.
[12] Hartzell A.L., Silva M.G., Shea H.S. MEMS Reliability. – Springer, 2011. – 291 p.p.

D. Y. Ershov [1], I. N. Lukyanenko [2]

THE INFLUENCE OF EXTERNAL VIBRATION ON MOMENTS OF RESISTANCE IN THE BALL BEARINGS WITH CLEARANCES

[1]Saint-Petersburg mining University;
[2] Saint-Petersburg Autonomous University of aerospace instrumentation

Abstract

The article deals with the influence of external vibration on the torque resistance moments in ball bearings with gaps and rotating at low speeds. The proposed technique involves an analytical determination of the possibility of taking into account the external vibration at the moments of resistance.

Key words: vibration of bearings, moment of resistance to rotation, diagnostics of vibratory activity nodes, gyroscope, accuracy characteristics, modeling external influence.

REFERENCES

[1] Avrutov VV, Burau N.I. Reliability and diagnostics of devices and systems: Textbook. - K.: NTUU "KPI", 2014. T-156 p.
[2] Bondar PM GYROSCOPES DIRECTIONS [Electronic resource]: monograph / Bondar PM, Meleshko VV; NTUU "Kiev Polytechnic Institute". - Electronic text data (1 file: 3.89 MB). - Kiev: NTUU "KPI", 2016. - 153 p.
[3] Evstifeev MI, Eliseev DP, Kovalev AS, Chapursky AP Investigation of the influence of vibrations on the characteristics of a micromechanical gyroscope. XIII conf. young scientists "Navigation and traffic management." Gyroscopy and navigation. 2011. № 2. 117 p.
[4] Ershov, D. Y. Evaluation of the impact of technological manufacture errors of the nodes of the mechanical system on the vibration characteristics of the system during its operation. / Modern mechanical engineering. Science and education, № 3, T 1, 2013. From 709 to 717
[5] Zheltova N.N. , Obukhov V.I. Application of micromechanical gyroscopes in navigation systems / N.N. Zheltova Arzamas Polytechnic Institute of the NSTU. R.E. Alexeeva 2015
[6] Irodov IE Mechanics. Basic laws (Electronic resource) / I.E. Irodov - M.: Laboratory of Knowledge, 2017. - (1 file pdf: 312 pp.)
[7] Musalimov V.M. , Rotz Yu.A. Calculation of the reliability of elastic elements of micromechanical gyroscopes - St. Petersburg: NIIT ITMO, 2012 - 127 p.
[8] Nekrasov YA, Belyaev Ya.V. / Influence of linear vibrations, impacts and acoustic noise on the characteristics of the micromechanical gyroscope MMG-EP1 // Proceedings of the XXIX conference in memory of N.N. Ostryakova. - St. Petersburg. 2014. P. 14-19.
[9] Designing mechanisms and machines: Efficiency and reliability / Yu.A. Ostyakov, IV Shevchenko - M .: INFRA-M. 2016 - 260 p.
[10] Chikurov N.G. Modeling of systems and processes: Textbook - M .: RIOR. INFRA - M. 2013 - 389 p.
[11] Evstifeev M.I., Eliseev D.P., Chelpanov I.B. Enhancing the Mechanical Resistance of Micromechanical Gyros // Gyroscopy and Navigation, 2015, Vol. 6, No. 2, pp. 115-122.
[12] Hartzell A. L., Silva M. G., Shi H. S. MEMS reliability. - Springer, 2011. - 291 p.

ISSN 2223-0807
Современное машиностроение: Наука и образование :
материалы 7-й международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н.Евграфова и А.А. Поповича.- СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2018.

DOI 10.1872/MMF-2018-26
УДК 621.01

М.В. Жавнер

ЗАКОНЫ ДВИЖЕНИЯ ПРУЖИННЫХ ПРИВОДОВ НА БАЗЕ ПРУЖИННЫХ АККУМУЛЯТОРОВ

Милана Викторовна Жавнер, к.т.н., доцент
Санкт-Петербургский политехнический университет
Петра Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: +78125526429, E-mail: milanaj@mail.ru

Аннотация

В работе рассмотрены законы движения, которые могут быть получены в пружинных приводах с рекуперацией энергии, построенных на базе пружинных аккумуляторов с выходным поворотным звеном и предназначенных для шаговых приводов, приводов с возвратно-вращательным и возвратно-поступательным движениями. Приведен сравнительный анализ основных характеристик различных пружинных аккумуляторов для реализации возвратно-поступательного перемещения.

Ключевые слова: пружинные приводы, пружинные аккумуляторы, шаговые приводы, моментные характеристики, рекуперация энергии, быстродействие.

Введение. Пружинные аккумуляторы (ПА) с выходным поворотным звеном используются в приводах с рекуперацией энергии для шаговых перемещений и уравновешивающих устройств [1,2,8,9], в приводах с возвратно-поступательным [4,14] и возвратно-вращательным движениями [4,5,6,12,13,14], но в технической литературе практически нет информации о характеристиках ПА. В работе проведен сравнительный анализ характеристик линейного ПА [14] и ПА с выходным поворотным звеном для реализации возвратно-поступательных перемещений и даны рекомендации по их применению.

Вне зависимости от используемого пружинного аккумулятора рекуперативные пружинные приводы являются автоколебательными системами с управляемым выстоем с подкачкой энергии от дополнительного источника. Структурная схема пружинного привода с

рекуперацией энергии представлена на рисунке 1. Пружинный привод включает в себя пружинный аккумулятор, двигатель для компенсации диссипативных потерь и систему управления с информационно-измерительными компонентами.

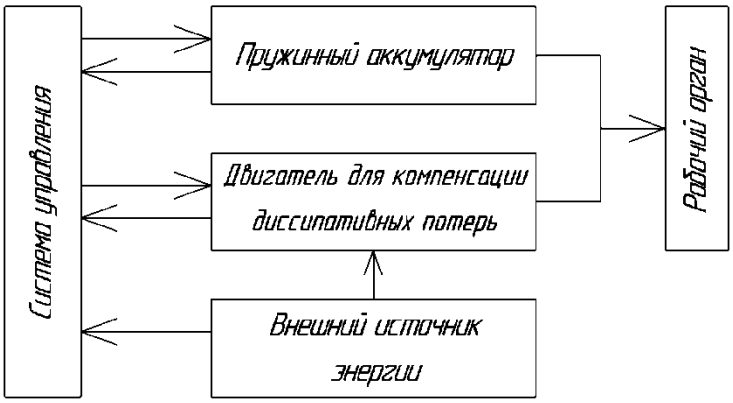


Рисунок 1. Структурная схема пружинного привода с рекуперацией энергии

Свойства пружинного привода с рекуперацией энергии определяются характеристиками пружинных аккумуляторов.

Для сравнительного анализа различных схем пружинных приводов выбрана рабочая операция с возвратно-поступательным перемещением массы m на расстояние $s = 2x_{max}$ за промежуток времени t. В этом случае пружинный привод снабжается передаточным механизмом, согласующим максимальный угол поворота выходного звена ПА с заданным расстоянием $2x_{max}$. Схема ПА с передаточным механизмом представлена на рисунке 2.

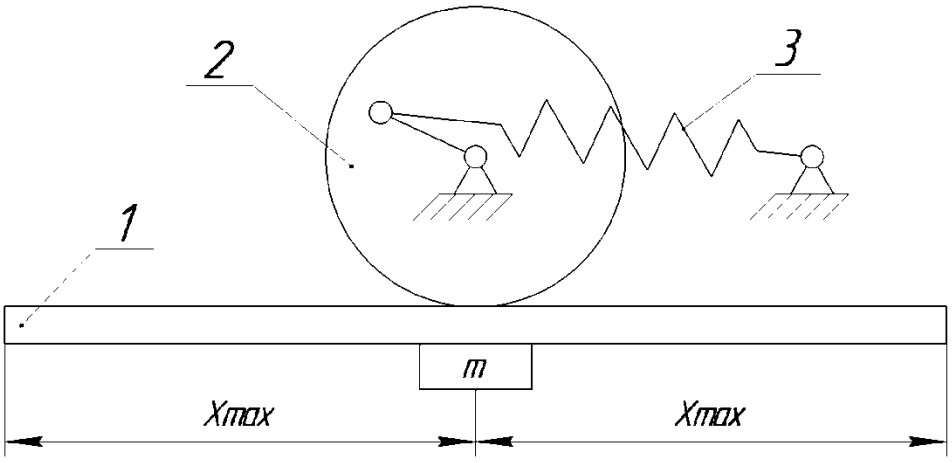


Рисунок 2. Схема ПА с передаточным механизмом: 1 – рейка, 2 – шестерня, 3 – пружинный аккумулятор

Значение момента пружинного аккумулятора от угла поворота описывается уравнением (1), в соответствии с [7]. В зависимости от передаточного механизма можно получить квазисинусоидальный закон ускорения, при угле поворота 2π, квазикосинусоидальный закон ускорения, при угле поворота π, и при угле поворота $\frac{\pi}{2}$ можно получить практически линейный закон ускорения. Проще всего определить потенциальную энергию пружины и её максимальное усилие по характеристикам рабочей операции.

Основными характеристиками рассматриваемого класса ПА с выходным поворотным звеном являются моментная характеристика, которая определяется следующим выражением [13]:

$$M = a \cdot c \cdot r\left(1 - \frac{a-r}{\sqrt{r^2+a^2+2ar\cos q}}\right) \cdot \sin q \qquad (1)$$

и закон изменения ускорения $\ddot{q}$

$$\ddot{q} = \frac{2ac}{mr}\left(1 - \frac{a-r}{\sqrt{r^2+a^2+2ar\cos q}}\right)\sin q \qquad (2)$$

где c – жесткость пружины.

r – радиус поворотного рычага;

a –расстояние между точками крепления выходного поворотного звена и пружины с основанием;

q – текущий угол поворота выходного звена;

$\ddot{q}$-угловое ускорение;

J – приведённый к оси поворотного звена момент инерции системы.

Уравнение потенциальной энергии (3) и усилия пружины (4) приведены к виду, в которых заданы m, x_{max} и t.

$$V_{max} = \frac{mx_{max}^2 K_{tq}^2}{t^2\,\pi^2} \qquad (3)$$

и максимального усилия пружины

$$P_{max} = \frac{mx_{max}K_{tq}^2}{\pi t^2} \qquad (4)$$

Если заданы параметры рабочей операции, то жёсткость пружины в соответствии с работой [13] определяется следующим выражением:

$$c = \frac{mK_{tq}^2}{2t^2} \qquad (5)$$

Для удобства исследования и анализа размер r принят за единичный и введён безразмерный коэффициент $a_r = \frac{a}{r}$, определяющий конструктивные параметры ПА. Межосевое расстояние определяется выбранной пружиной, которая характеризуется максимальным усилием P_{max}, жесткостью пружины c и коэффициентом удлинения $K_{\text{у}}$ [4].

Уравнение (1) представлено в следующем виде:

$$M = cr^2 M_a$$

где $M_a = a_r\left(1 - \frac{a_r - 1}{\sqrt{1 + a_r^2 + 2a_r \cos q}}\right)\sin q$ – зависимость, определяющая вид моментной характеристики в общем виде, которая по виду аналогична закону ускорения.

На рисунке 3 показаны моментные характеристики ПА с выходным поворотным звеном, при различных значениях межосевого расстояния и единичном значении радиуса выходного поворотного звена.

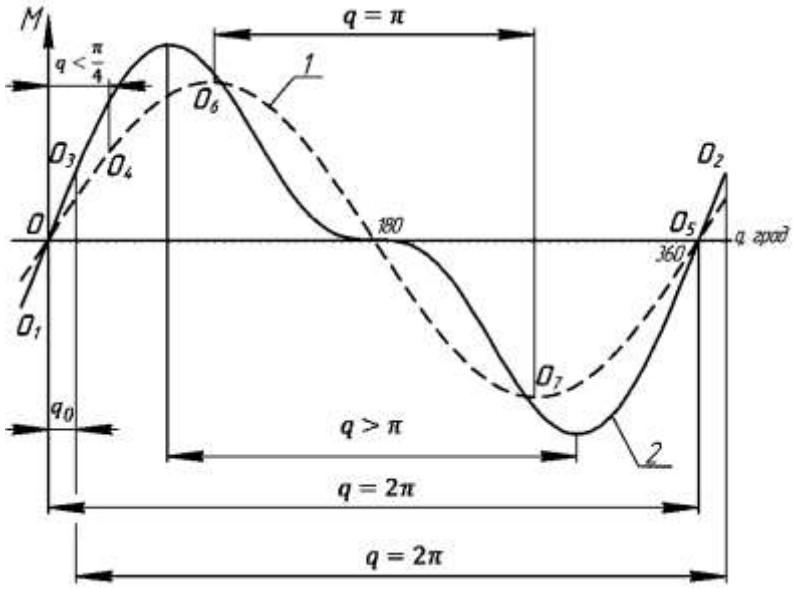


Рисунок 3. Зависимости моментной характеристики M от угла поворота q ПА с выходным поворотным звеном:1 – $a_r = 1$, 2 – $a_r = 5$

При проектировании поворотных столов фасовочно-упаковочного оборудования при ограничении ускорения, следует применять ПА с выходным поворотным звеном, имеющие значения конструктивного параметра a_r, ограниченные следующими пределами $1 < a_r \leq 1{,}4$, максимальные значения которых отличаются от синусной не более чем на 10 процентов [12]. Наилучшее приближение к синусной моментной характеристике позволяет получать ПА с выходным поворотным звеном, созданный на базе гибкого элемента, который также позволяет реализовать различные компоновочные решения [6,12,13]. При проектировании поворотных столов, работа которых не связана с ограничением ускорения, можно использовать значения конструктивного параметра $a_r > 3$.

При угле поворота ПА, равным 2π, можно получить или точный синусоидальный закон ускорения, реализуемый с помощью грузового аккумулятора или приближенный синусоидальный закон при $a_r > 1$. В отношении плавности поворота пружинный привод, реализованный на основе ПА с выходным поворотным звеном и углом поворота 2π является идеальным: так как скорость и ускорение в этом случае меняются непрерывно, а свои изменения как начинают, так и заканчивают нулевыми

значениями, что позволяет реализовать благоприятный динамический режим [8].

С помощью ПА с выходным поворотным звеном можно получить несколько законов движения [6].

Отрезок моментной характеристики, реализуемый от точки O до точки O_5, соответствует ПА с углом поворота 2π. Этот участок моментной характеристики расположен между точками неустойчивого равновесия и для реализации этого закона движения необходимо использование фиксаторов.

На участке $\pi/2 \le q \le 3\pi/2$ от точки O_6 до точки O_7 получается косинусоидальная моментная характеристика, и данный режим можно использовать для возвратно-качательного движения с использованием фиксаторов для обеспечения технологического выстоя.

Отрезок O_4O практически имеет линейную зависимость, и этот участок моментной характеристики может быть использован для получения «обратной» характеристики, например, в тактильных датчиках, при повороте в сторону точки неустойчивого равновесия.

При углах поворота $q < \pi/2$ можно пользоваться линейной зависимостью $sin\, q = q$.

Текущее значение потенциальной энергии в зависимости от угла поворота также определяется конструктивными параметрами ПА.

Базовое время поворота при заданном приведенном моменте инерции J определяются жесткостью пружины c и конструктивными параметрами ПА: размерами a и r.

Закон изменения скорости определяется из уравнения [10]:

$$\dot{q} = \sqrt{\frac{2(V_н - V_т)}{J}} \qquad (6)$$

При подстановке значений максимальной и текущей потенциальных энергий, формула примет вид:

$$\dot{q} = \sqrt{\frac{2\left(2cr^2 - 0{,}5c\left(\sqrt{r^2+a^2+2ar\cos q} - L_0\right)^2\right)}{J}} \qquad (7)$$

или $\dot{q} = 4r\sqrt{\frac{c}{J}} \cdot \dot{q}_a$,

где $\dot{q}_a = \sqrt{4 - \left(\sqrt{1 + a_r^2 + 2a_r \cos q} - (a_r - 1)\right)^2}$ – уравнение, определяющее значение угловой скорости в зависимости от угла поворота выходного звена в безразмерном виде.

Для косинусоидального закона движения, реализуемого на участке $\pi/2 \le q \le \frac{3\pi}{2}$ формула (6) примет следующий вид:

$$\dot{q} = \sqrt{\frac{c\left(\left(\sqrt{r^2+a^2}-L_0\right)^2-\left(\sqrt{r^2+a^2+2ar\cos q}-L_0\right)^2\right)}{J}} \quad (8)$$

или $\dot{q} = r\sqrt{\frac{c}{J}}\cdot\dot{q}_a$

где

$$\dot{q}_a = \sqrt{\left(\sqrt{1+a_r^2}-(a_r-1)\right)^2-\left(\sqrt{1+a_r^2+2a_r\cos q}-(a_r-1)\right)^2}$$

Время поворота выходного звена между двумя точками неустойчивого равновесия определяется решением интегрального уравнения [10]:

$$t = \sqrt{\frac{J}{2}}\cdot\int_0^{2\pi}\frac{dq}{\sqrt{V_н - V_т}} \quad (9)$$

Уравнение (9) можно записать в виде:

$$t = \int_0^{2\pi}\frac{dq}{\dot{q}(q)} = \frac{1}{r}\sqrt{\frac{J}{c}}\cdot K_{tq} \quad (10)$$

$$K_{tq} = \int_0^{2\pi}\frac{dq}{\sqrt{4-\left(\sqrt{1+a_r^2+2a_r\cos q}-(a_r-1)\right)^2}} \quad (11)$$

Решение уравнения (11) позволяет определить время поворота при единичных значениях жесткости и приведенного момента инерции.

В таблице 1 приведены результаты расчета коэффициента K_{tq} при различных значениях конструктивного параметра a_r.

Таблица 1

a_r	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
1	24,50	24,00	23,56	23,20	22,86	22,58	22,34	22,12	21,92	21,74
2	21,58	21,44	21,30	21,18	21,06	20,96	20,86	20,78	20,70	20,62
3	20,54	20,48	20,40	20,34	20,28	20,24	20,18	20,14	20,08	20,04
4	20,00	19,96	19,92	19,88	19,85	19,82	19,79	19,75	19,73	19,70
5	19,67	19,64	19,62	19,60	19,57	19,55	19,53	19,51	19,49	19,47
6	19,45	19,43	19,41	19,39	19,38	19,36	19,35	19,33	19,32	19,30

При угле поворота 2π можно получить или точный синусоидальный закон ускорения (грузовой аккумулятор), или квазисинусоидальный закон.

На участке $\pi/2 \le q \le 3\pi/2$ при косинусоидальной моментной характеристике данный режим можно использовать для реализации возвратно-качательного движения при этом уравнение (9) можно записать в виде:

$$t = \int_{\frac{\pi}{2}}^{\frac{3\pi}{2}}\frac{dq}{\dot{q}(q)} = \frac{1}{2r}\sqrt{\frac{J}{c}}\cdot K_{tq} \quad (12)$$

$$K_{tq} = \int_{\frac{\pi}{2}}^{\frac{3\pi}{2}} \frac{dq}{\sqrt{\left(\sqrt{1+a_r^2}-(a_r-1)\right)^2 - \left(\sqrt{1+a_r^2+2a_r\cos q}-(a_r-1)\right)^2}} \qquad (13)$$

В таблице 2 приведен сравнительный анализ некоторых из основных характеристик различных ПА.

Таблица 2

Линейный ПА с двумя пружинами	ПА с выходным поворотным звеном с синусоидальной моментной характеристикой $q = 2\pi$	ПА с выходным поворотным звеном с косинусоидальной моментной характеристикой $\pi/2 \le q \le 3\pi/2$
1. Время поворота выходного звена		
$t = \pi\sqrt{\frac{m}{2c}}$	$t = \int_0^{2\pi} \frac{dq}{\dot{q}(q)} = \frac{1}{r}\sqrt{\frac{J}{c}} \cdot K_{tq}$	$t = \int_{\frac{\pi}{2}}^{\frac{3\pi}{2}} \frac{dq}{\dot{q}(q)} = \frac{1}{2r}\sqrt{\frac{J}{c}} \cdot K_{tq}$
2. Жесткость пружины		
$c = \frac{m\pi^2}{2t^2}$	$c = \frac{mK_{tq}^2}{2t^2}$	$c = \frac{mK_{tq}^2}{8t^2}$
3. Максимальная потенциальная энергия ПА		
$V_{max} = \frac{mx_{max}^2\pi^2}{t^2}$	$V_{max} = \frac{mx_{max}^2K_{tq}^2}{t^2\,\pi^2}$	$V_{max} = \frac{mx_{max}^2K_{tq}^2}{4t^2\,\pi^2}$
4. Максимальное усилие пружины		
$P_{max} = \frac{mx_{max}\pi^2}{t^2}$	$P_{max} = \frac{mx_{max}K_{tq}^2}{\pi t^2}$	$P_{max} = \frac{mx_{max}K_{tq}^2}{4\pi t^2}$
5. Работа на преодоление диссипативных сил $A_д$		
$A_д = \varphi\frac{\pi^2}{t^2}mx_{max}^2$	$A_д = \varphi\frac{K_{tq}^2}{t^2}m\frac{x_{max}^2}{\pi^2}$	$A_д = \varphi\frac{K_{tq}^2}{4t^2}m\frac{x_{max}^2}{\pi^2}$
6. Мощность на преодоление диссипативных сил $N_д$		
$N_д = \varphi\frac{\pi^2}{t^3}mx_{max}^2$	$N_д = \frac{K_{tq}^2}{t^3}m\frac{x_{max}^2}{\pi^2}$	$N_д = \varphi\frac{K_{tq}^2}{4t^3}m\frac{x_{max}^2}{\pi^2}$
где φ - коэффициент потерь в пружинном аккумуляторе		

Заключение. Сравнительный анализ характеристик ПА позволит разработчикам технологического оборудования существенно расширить применение пружинных приводов, что в свою очередь позволит снизить энергопотребление при одновременном снижении массогабаритных характеристик и повышении надёжности.

–

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

[1] А.с. 1323378 СССР. Механическая рука/ Л.М.Болотин, А.И.Корендясев, Б.Л.Саламандра, Л.И.Тывес. // Бюл., №11. 1987.

[2] А.с. 1544550 СССР. Резонансный привод/ В.И.Бабицкий, А.А.Котлячков, В.А.Чечуров, А.В.Шипилов, В.Н.Панин// Бюл., № 7. 1990.

[3] Баутин Н.Н. Динамическая теория часов: Стабилизация периода в колебательных системах с двумя степенями свободы. М.: Наука. 1986. 192с.

[4] Жавнер В.Л., Мацко О.Н., Жавнер М.В. Рекуперативные приводы для цикловых перемещений. Deutschland, Saarbrucken, Palmarium Academic Publishing, 2014. 90 с.

[5] Жавнер М.В. Методы расчета и проектирования исполнительных устройств робототехнических систем на базе пружинных механизмов: автореф. дисс. …канд. техн. наук. СПб.: Изд-во СПБГПУ, 2003. 18 с.

[6] Жавнер М.В. Моментные характеристики пружинных аккумуляторов с выходным поворотным звеном // Современное машиностроение. Наука и образование: Материалы 6-й Междунар. науч. - практ. конф. (22–23 июня 2017 г.). - СПб.: Изд-во Политехн. ун-та. – 2017. – С.450–461.

[7] Колчин Н.И. Механика машин. Т. 1. Машиностроение, 1971.–560 с.

[8] Корендясев А.И., Саламандра Б.Л., Тывес Л.И. Теоретические основы робототехники. В 2 кн. М.: Наука. 2006. 376 с.

[9] Корендясев А.И., Саламандра Б.Л., Жавнер В.Л. и др. Манипуляционные системы роботов. М.: Машиностроение. 1989. 471 с.

[10] Ландау Л. Д., Лифшиц Е. М. Теоретическая физика: Учеб. пособие. – В 10-ти т. Т. I. Механика. – 4-е изд., испр. — М.: Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1988.—216 с.

[11] Лойцянский Л.Г., Лурье А.И. Курс теоретической механики. Т.2. Учебное пособие для вузов. М.: Наука, 1983. 621 с.

[12] Пелупесси Д.С., Жавнер М.В. Пружинные аккумуляторы для шаговых приводов // Современное машиностроение. Наука и

образование: Материалы 5-й Междунар. науч. - практ. конф. –СПб.: Изд-во Политехн. ун-та,–2016. – С.499-509.
[13] Пелупесси Д.С., Жавнер М.В. Пружинные аккумуляторы с выходным поворотным звеном для шаговых перемещений // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2016. № 10 (679). С. 9-17.
[14] V.L. Zhavner and O.N. Matsko. Spring drives for reciprocal motion, Journal of Machinery Manufacture and Reliability, 2016, No.1, pp.1-5. ©Allerton Press Inc., 2016.

M.V. Zhavner

LAWS OF MOVEMENT OF SPRING DRIVES ON THE BASIS OF SPRING ACCUMULATORS

Peter the Great Saint-Petersburg Polytechnic University, Russia.

Abstract

The paper considers the laws of motion that can be obtained in spring drives with energy recovery, built on the basis of spring accumulators with an output rotary link and designed for stepper drives, drives with reciprocating and reciprocating movements. The comparative analysis of the main characteristics of different spring accumulators for realization of reciprocating movement is resulted.

Key words: spring accumulators, spring drives, stepper drives, torque characteristics, energy recovery

REFERENCES

[1] Bolotin L.M., Korendyasev A.I., Salamandra B.L., Tyves L.I. The mechanical arm, A.s. USSR No.1323378. Bulletin No.11. 1987. (rus.)
[2] Babitskiy V.I., Kotlyachkov A.A., Chechurov V.A., Shipilov A.V., Panin V.N. Resonant actuator, A.s. USSR No. 1544550. Bulletin No.7, 1990. (rus.)
[3] Bautin N.N. Dynamic theory of watches: Stabilization period in oscillatory systems with two degrees of freedom // Nauka. 1986. 192 p. (rus.)
[4] Zhavner V.L., Zhavner M.V., Matsko O.N. Recuperative drives for cyclic movement/ Palmarium Academic Publishing, 2014. – 90 p. (rus.)
[5] Zhavner M.V. Moment characteristics of spring accumulators with the output rotary link. Nauka i obrazovanie: Proceedings of the 6th International Scientific and Practical Conference. St.-Petersburg:

Publishing House of the Polytechnic University. 2017. – pp. 450–461. (rus.)
[6] Zhavner M.V. Methods of calculation and design of actuators for robotic systems based on the spring mechanisms: avtoref. diss. …kand. tekhn. nauk, St.Petersburg, SPbGPU Publ., 2003. 18 p. (rus.)
[7] Kolchin N.I. Mechanics of machines. Vol.1. – M.: Mashinostroenie. – 1971.–560 p. (rus.)
[8] Korendyasev A.I., Salamandra B.L., Tyves L.I. The basic theory of robot technology. 2nd Vol. – M.: Nauka. – 2006. – 376 p. (rus.)
[9] Korendyasev A.I., Salamandra B.L., Tyves L.I. et al. Manipulative robotic systems. – M.: Mashinostroenie. – 1989. –471 p. (rus.)
[10] Landau L.D., Lifshits E.M. Theoretical physics. – Vol.1. Mechanics. 4th edition, revised . – M.: Nauka. Chief editor in chief of physic-mathematical literature. 1988. – 216 p. (rus.)
[11] Loytsyanskiy L.G., Lurye A.I. Short course of theoretical mechanics. 2nd Vol. Moscow, Nauka, 1983. – 621 p. (rus.)
[12] Pelupessy D.S., Zhavner M.V. Spring accumulators for stepper drives Sovremennoe mashinostroenie. Nauka i obrazovanie: Proceedings of the 5th International Scientific and Practical Conference. St.-Petersburg: Publishing House of the Polytechnic University. 2016. – pp.499-509. (rus.)
[13] Pelupessy D.S., Zhavner M.V. Spring-loaded accumulators with the output rotary link for step movements. Proceedings of Higher Educational Institutions. Machine Building. 2016. № 10 (679). pp. 9-17. (rus.)
[14] V.L. Zhavner and O.N. Matsko. Spring drives for reciprocal motion, Journal of Machinery Manufacture and Reliability, 2016, No.1, pp.1-5. ©Allerton Press Inc., 2016.

ISSN 2223-0807
Современное машиностроение: Наука и образование :
материалы 7-й международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н.Евграфова и А.А. Поповича.- СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2018.

DOI 10.1872/MMF-2018-27
УДК 539.3

Т. В. Зиновьева

ВЫЧИСЛЕНИЕ ЭКВИВАЛЕНТНЫХ ЖЕСТКОСТЕЙ ГОФРИРОВАННОЙ ТОНКОСТЕННОЙ ТРУБЫ

Татьяна Владимировна Зиновьева
Институт Проблем Машиноведения РАН
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812) 321-4778,
E-mail: tatiana.zinovieva@gmail.com

Аннотация

Рассматривается задача об определении жесткостей стержня эквивалентного гофрированной тонкостенной трубе. Жесткости на растяжение, изгиб и сдвиг найдены из решения задач статики для гофрированной оболочки. Использован вариант классической теории тонких оболочек. Найденные эквивалентные жесткости использованы для расчета смещений гофрированной трубы как стержня.

Ключевые слова: эквивалентные жесткости, гофротруба, гофрированная оболочка, упругий стержень.

В настоящее время в инженерной практике активно используются стальные гофрированные трубы. Популярность таких труб обусловлена их высокими прочностными характеристиками и малой металлоемкостью. Гофротрубы большого диаметра (1–15 м) применяют при строительстве тоннелей и водопропускных конструкций, основная сфера применения труб малого диаметра – отопительные и водяные системы, защита электрической проводки [12,13].

Особенность гофротруб – малая относительная толщина стенки, вследствие этого их поведение под нагрузкой лучше всего исследовать с помощью модели оболочки. Однако соответствующие ей уравнения могут привести к избыточно сложной задаче для инженерных оценок.

В качестве альтернативы для расчетов тонкостенной трубы предлагается использовать модель эквивалентного стержня. Еще в конце 19-го века Энгессер, решая задачи устойчивости, условно заменял составной стержень типа решетчатой стойки на эквивалентный ему сплошной с эффективными жесткостями [7]. Целью данного исследования является расчет жесткостей стержня эквивалентного гофрированной трубе. Вычислены жесткости на растяжение, изгиб и сдвиг.

Труба моделируется гофрированной упругой оболочкой, эквивалентные жесткости найдены из решения статических задач для оболочки на растяжение и изгиб. В работе использован вариант классической теории оболочек, построенный на основе лагранжевой механики [2,3,10]. Численно найдены смещения гофрированной трубы под растягивающей и изгибающей нагрузкой по трем моделям: оболочечной и стержневыми – с эквивалентными и с зависящими от осевой координаты жесткостями.

Представленные результаты продолжают исследования, проведенные в работах [5,6], где были рассмотрены расчеты статики и динамики оболочек вращения произвольного меридиана.

1. Гофротруба как оболочка

Для определения эквивалентных жесткостей трубы рассмотрим серию задач линейной статики для гофрированной оболочки и найдем ее перемещения под заданной нагрузкой. Затем определим необходимые жесткости, сравнивая результаты с решениями для стержня.

Поверхность оболочки образована вращением меридиана вокруг оси x. Меридиан задается зависимостью цилиндрических координат от дуговой координаты: $x = x(s)$, $\rho = \rho(s)$, его положение на поверхности определяется углом θ (Рисунок 1).

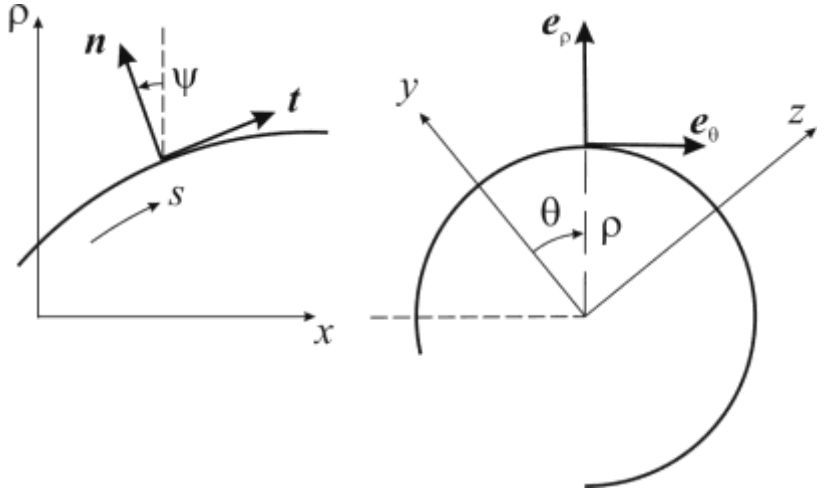


Рис.1. Поверхность вращения

Радиус-вектор точек поверхности задается равенством

$$\boldsymbol{r}(\theta,s)=x(s)\boldsymbol{i}+\rho(s)\boldsymbol{e}_\rho(\theta),\ \boldsymbol{e}_\rho=\boldsymbol{j}\cos(\theta)+\boldsymbol{k}\sin(\theta).$$

Здесь $\boldsymbol{i},\boldsymbol{j},\boldsymbol{k}$ – орты декартовых осей x,y,z. Орт касательной к параллели: $\boldsymbol{e}_\theta=-\boldsymbol{j}\sin(\theta)+\boldsymbol{k}\cos(\theta)=\boldsymbol{e}'_\rho$. Для ортов касательной и нормали к меридиану в его плоскости имеем

$$\boldsymbol{t}=\partial\boldsymbol{r}/\partial s=x'(s)\boldsymbol{i}+\rho'(s)\boldsymbol{e}_\rho(\theta),\ x'=\cos\psi,\ \rho'=\sin\psi, \qquad (1)$$
$$\partial\boldsymbol{t}/\partial s=\omega\boldsymbol{n},\ \omega\equiv\psi'(s),\ \boldsymbol{n}\equiv-\boldsymbol{i}\sin\psi+\boldsymbol{e}_\rho\cos\psi,$$

здесь ω – кривизна меридиана, а ρ^{-1} – параллели.

Внешняя нагрузка на оболочку задается векторами распределенной по площади силы $\boldsymbol{q}$ и момента $\boldsymbol{m}^\times$, на единицу длины контура действует внешняя сила $\boldsymbol{P}^0$ и момент $\boldsymbol{M}^0$. Симметричные тензоры $\boldsymbol{\tau}$ и $\boldsymbol{\mu}$ определяют внутренние силовые факторы в оболочке. Поворот связан с перемещением условием ортогональности.

Вектор перемещений оболочки имеет три компоненты: $\boldsymbol{u}=u_\theta\boldsymbol{e}_\theta+u_t\boldsymbol{t}+u_n\boldsymbol{n}$. На каждом крае оболочки следует задать четыре скалярных условия [11]. В случае заделки: $u_\theta=u_t=u_n=0,\ \gamma_\theta\equiv\partial_s u_n=0$. На незакрепленном контуре с нормалью $\boldsymbol{t}$ задается растягивающая сила $T_t=P_t^0$, изгибающий момент $\mu_t=M_\theta^0$ и две комбинации, связывающие крутящий момент с компонентами силы:

$$F_\theta\equiv P_\theta^0+\rho^{-1}\cos\psi M_t^0,\quad F_n\equiv P_n^0+\rho^{-1}\partial_\theta M_t^0.$$

Уравнения упругой оболочки вращения в статике могут быть сведены к системе вида [14]:

$$\partial_s Y(\theta,s)=f(Y),\quad Y=(u_\theta,u_t,u_n,\gamma_\theta,F_\theta,T_t,F_n,\mu_t)^T. \qquad (2)$$

Для определения коэффициентов системы (2) нужно задать меридиан, для гофрированной оболочки, это удобно сделать в виде

$$\rho(x)=R+r\sin\Omega x,\ \Omega=2\pi/w, \qquad (3)$$

где R, r – образующие радиусы, w – длина одного гофра. Затем для каждой точки меридиана вычисляется дуговая координата $s(x)$, строятся интерполяции $x(s)$, $\rho(s)$ и рассчитываются коэффициенты по формулам (1).

Рассмотрим равновесие оболочки при самоуравновешенной периодической нагрузке:

$$\begin{pmatrix} q_\theta \\ m_\theta^\times \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \bar{q}_\theta(s) \\ \bar{m}_\theta^\times(s) \end{pmatrix} \sin n\theta, \quad \begin{pmatrix} q_t \\ q_n \\ m_t^\times \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \bar{q}_t(s) \\ \bar{q}_n(s) \\ \bar{m}_t^\times(s) \end{pmatrix} \cos n\theta,$$

где n – целое число. Решение системы (2) ищем в аналогичном виде, u_θ, F_θ пропорциональны $\sin n\theta$, а неизвестные $u_t, u_n, \gamma_\theta, T_t, F_n, \mu_t$ – $\cos n\theta$. Для амплитуд получим систему вида $\bar{Y}'(s) = \bar{f}(\bar{Y})$, которая дополняется граничными условиями на каждом крае оболочки. Эта краевая задача решается методом конечных разностей [1,8] в системе компьютерной математики Mathematica [9].

2. Жесткость на растяжение

Определим сначала жесткость эквивалентного стержня на растяжение. Для этого рассмотрим задачу о статическом растяжении гофрированной оболочки вращения. Будем считать один край оболочки защемленным, на другом при $s = l$ зададим перемещение u_x. Внешние распределенные нагрузки отсутствуют. Это случай осесимметрии $(n = 0)$, граничных условий на каждом крае будет три:

$$s = 0: \ \bar{u}_t = 0, \bar{u}_n = 0, \bar{\gamma}_\theta = 0;$$
$$s = l: \ \bar{u}_t = u_x \cos\psi(l), \bar{u}_n = -u_x \sin\psi(l), \bar{\gamma}_\theta = 0.$$

После решения краевой задачи найдем суммарную силу на краю оболочки:

$$Q_x = 2\pi\rho(l)\left[\bar{T}_t(l)\cos\psi(l) - \bar{F}_n(l)\sin\psi(l)\right]. \quad (4)$$

Жесткость на растяжение эквивалентного стержня определим по формуле:

$$b_1 = Q_x L / u_x, \quad L \equiv x(l). \quad (5)$$

Проведены расчеты гофрированной оболочки с параметрами $R = 50$ мм, $r = 3$ мм, $h = 2$ мм, $w = 50$ мм, $L = 525$ мм (рис. 2).

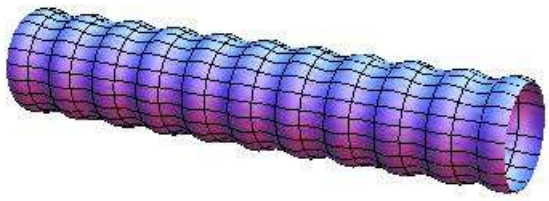


Рис.2. Гофрированная труба

Материал оболочки – сталь с модулем упругости $E = 200$ ГПа и коэффициентом Пуассона $\nu = 0.3$. Найдена эквивалентная жесткость $b_1 = 37.9$ МН.

В качестве альтернативного варианта расчета жесткости гофрированной трубы можно предложить и известную формулу для стержня с кольцевым сечением:

$$\hat{b}_1(x) = ES(x), \;\; S(x) = \pi\left(R_2^2 - R_1^2\right), \tag{6}$$

где $S(x)$ – площадь сечения, R_1, R_2 – внутренний и внешний радиусы гофры. Разница в результатах расчета трубы с жесткостями, найденными по формулам (5) и (6) будет показана в п. 4.

3. Жесткости на изгиб и сдвиг

Для определения жесткостей трубы на изгиб и сдвиг рассмотрим деформацию оболочки под действием силы и изгибающего момента на крае $s = l$: $\boldsymbol{P}^0 = P_y \boldsymbol{j}$, $\boldsymbol{M}^0 = M_l \cos\theta \boldsymbol{e}_\theta$ $(P_y, M_l - \text{const})$. Такой нагрузке соответствуют следующие граничные условия для амплитуд при *n* = 1:

$$s = 0: \;\; \bar{u}_t = 0, \bar{u}_n = 0, \bar{\gamma}_\theta = 0;$$
$$s = l: \;\; \bar{F}_\theta = -P_y, \;\; \bar{T}_t = P_y \sin\psi(l), \;\; \bar{F}_n = P_y \cos\psi(l), \;\; \bar{\mu}_t = M_l.$$

Приложенную суммарную силу и изгибающий момент вокруг оси *z* найдем интегрированием по контуру:

$$P_* = 2\pi\rho(l)P_y, \;\; M_* = \int_\Gamma \boldsymbol{k} \cdot \boldsymbol{M}^0 d\Gamma = \pi\rho(l)M_l. \tag{7}$$

Сравним полученные смещения для оболочки с известным решением для балки Тимошенко, изгибающейся в плоскости *xy* под заданной на краю $x(l) \equiv L$ силой P_* и моментом M_*. Нетрудно показать, что поворот Θ и прогиб U произвольного сечения $x = x_*$ балки находятся по формулам:

$$\Theta = a^{-1}x_*\left(-P_*\frac{x_*}{2} + P_*L + M_*\right), \;\; U = a^{-1}\frac{x_*^2}{2}\left(-P_*\frac{x_*}{3} + P_*L + M_*\right) + b_2^{-1}P_*x_*. \tag{8}$$

Зная прогиб и поворот в каком-либо сечении, можно из системы (8) найти жесткость стержня на изгиб *a* и на сдвиг b_2. Осталось связать перемещения в оболочке с прогибом и поворотом сечений в балке Тимошенко. Для этого воспользуемся аппроксимацией перемещения:

$$\boldsymbol{u} = u_y(s)\boldsymbol{j} + \theta_z(s)\boldsymbol{k} \times \rho\boldsymbol{e}_\rho + v(s)\sin\theta\boldsymbol{e}_\theta, \tag{9}$$

здесь функции $u_y(s)$ и $\theta_z(s)$ соответствуют перемещению и повороту сечений оболочки как балки с принятием гипотезы плоских сечений, функция $v(s)$ описывает окружные смещения в плоскости сечения. Переходя к выражению для амплитуд, из (9) получим

$$\theta_z = \rho^{-1}\left(\bar{u}_n \sin\psi - \bar{u}_t \cos\psi\right),\ u_y = \bar{u}_t \sin\psi + \bar{u}_n \cos\psi,\ v = \bar{u}_\theta + u_y. \qquad (10)$$

По этим формулам для произвольной координаты $x_* = x(s_*)$ может быть найден поворот $\Theta = \theta_z(s_*)$ и прогиб $U = u_y(s_*)$ сечения эквивалентного стержня, а по формулам (8) и его жесткости на изгиб и сдвиг. Их следует рассчитывать в сечении, удаленном от краев, где справедлива аппроксимация (9).

Для введенных выше параметров трубы по приведенным формулам были найдены жесткости на изгиб $a = 46.7$ ГН·мм^2 и на сдвиг $b_2 = 50$ МН.

Известны формулы для расчета жесткости на изгиб и сдвиг балки кольцевого сечения:

$$\hat{a}(x) = \frac{E\pi}{4}\left(R_2^4 - R_1^4\right),\ \hat{b}_2(x) = \mu_n N\pi\left(R_2^2 - R_1^2\right),\ \mu = \frac{E}{2(1+\nu)}, \qquad (11)$$

где μ – модуль сдвига материала, $N = 0.5$ – коэффициент сдвига для тонкого кольца [2]. Однако их использование для тонкостенной гофрированной трубы ведет к большим погрешностям, что будет показано далее.

4. Расчеты гофрированной трубы как стержня

Найденные жесткости эквивалентного стержня для заданной геометрии гофры можно использовать для труб различной длины, в этом большое преимущество рассматриваемого подхода.

Проведем расчет гофрированной трубы по стержневой модели с эквивалентными жесткостями и сравним результаты с найденными для альтернативных моделей. Используем параметры геометрии гофры из п. 2, но изменим длину трубы, теперь $L = 750$ мм.

Рассмотрим сначала задачу о растяжении гофрированной трубы продольной силой $Q_x = 1$ МН на конце. Второй конец защемлен. Расчет проводился по трем моделям – оболочечной, стержневой с эквивалентной жесткостью b_1 и стержневой с переменной жесткостью $\hat{b}_1(x)$. Для последней модели перемещения сечений стержня могут быть найдены по формуле:

$$u_x(x) = Q_x \int_0^x \frac{dx}{\hat{b}_1(x)}. \qquad (12)$$

Вычисленные продольные перемещения представлены на рисунке 3. Оказалось, что перемещения, найденные по стержневой модели с эквивалентной жесткостью, практически совпадают с найденными по оболочечной модели; максимальное расхождение составило 3% на краю, что объясняется краевыми эффектами. Расхождение со стержневой моделью с переменной жесткостью достигает 70%. Расчеты показывают, что это расхождение увеличивается с ростом амплитуды r и частоты Ω гофры.

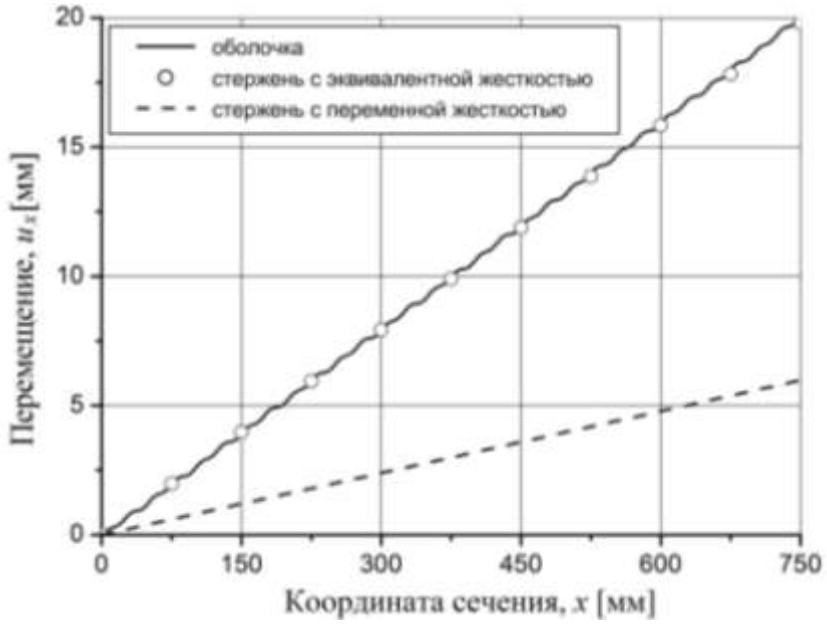


Рис.3. Продольное перемещение сечений гофрированной трубы по трем моделям

Далее вычислим перемещения трубы при изгибе под действием на конце силы $P_* = 31.4$ кН и момента $M_* = 15.7$ кН·мм. Вычисления проведем также по трем моделям. Поворот и перемещение сечений балки Тимошенко с переменными жесткостями найдем по формуле [4]:

$$\theta_z(x) = \int_0^x \frac{1}{\hat{a}(x)}\left[P_*(L-x) + M_*\right]dx, \quad u_y(x) = P_*\int_0^x \frac{dx}{\hat{b}_2(x)} + \int_0^x \theta_z(x)dx. \quad (13)$$

Найденные перемещения представлены на рис. 4.

Из графиков видно, что, как и для растяжения, модель с эквивалентными жесткостями дает результаты близкие к найденным по оболочечной модели, расхождение между ними составляет менее 1%. Величина перемещения по стержневой модели с переменными жесткостями значительно меньше, расхождение с оболочечной моделью – более 50%.

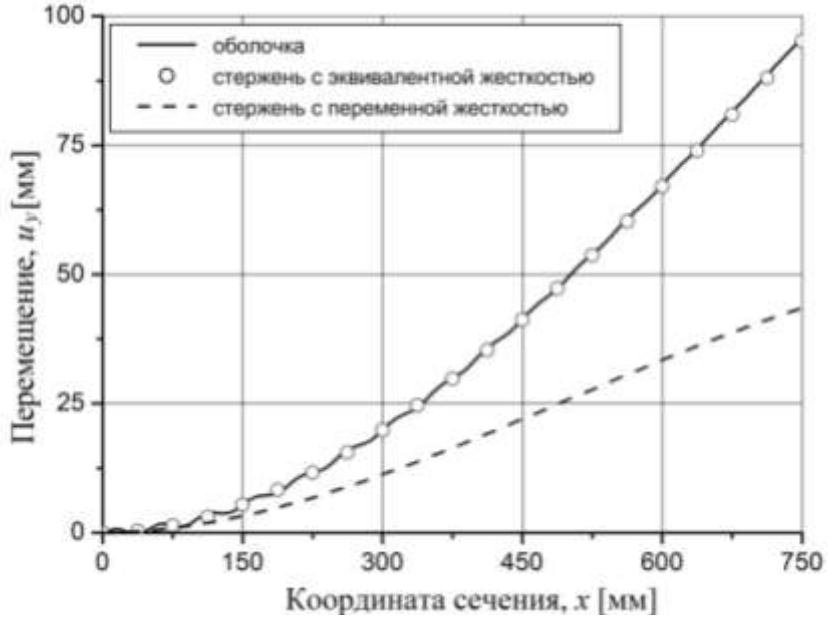


Рис.4. Прогиб гофрированной трубы при изгибе по трем моделям

Заключение

Предложен метод расчета эквивалентных жесткостей гофрированной трубы на растяжение, изгиб и сдвиг с привлечением уравнений теории тонких оболочек вращения. Данный метод позволяет перейти от сложной для инженерных расчетов модели гофрированной оболочки к стержневой модели с найденными эквивалентными жесткостями. Этот подход можно эффективно использовать при расчете гофрированных труб, особенно это будет актуально для расчетов на устойчивость.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

[1] Бахвалов Н.С., Жидков Н.П., Кобельков Г.Г. Численные методы. – М.: Бином. Лаборатория знаний, 2011. – 640 с.

[2] Елисеев В.В. Механика упругих тел. – СПб.: Изд-во СПбГПУ, 2003. – 336 с.

[3] Елисеев В.В. К нелинейной теории упругих оболочек // Научно-технические ведомости СПбГТУ. 2006. – № 3. – С. 35-39.

[4] Елисеев В.В., Зиновьева Т.В. Механика тонкостенных конструкций. Теория стержней: учеб. пособие. – СПб.: Изд-во СПбГПУ, 2008. – 96 с.

[5] Зиновьева Т.В. Вычислительная механика упругих оболочек вращения в машиностроительных расчетах. Материалы 2-й международной научно-практической конференции “Современное машиностроение. Наука и образование”. 14-15 июня 2012. – СПб: Изд-во Политехн. ун-та, 2012, с. 335-343.

[6] Зиновьева Т.В. Расчет вынужденных колебаний оболочек вращения с произвольным меридианом. Материалы международной научно-практической конференции “Современное машиностроение. Наука и образование - 2016”. 30 июня – 01 июля 2016. – СПб: Изд-во Политехн. ун-та, 2016, с. 442-452.
[7] Пановко Я.Г. Механика деформируемого твердого тела: Современные концепции, ошибки и парадоксы. Изд. 2-е. М.: Ленанд, 2017. – 288 с.
[8] Chapra S.C., Canale R.P. Numerical Methods for Engineers. – McGraw-Hill Education, New York, 2015. – 970 p.
[9] Borwein J.M., Skerritt M.B. An introduction to modern mathematical computing: with Mathematica. – Springer, 2012. – Vol. XVI. – 224 p.
[10] Eliseev V., Vetyukov Yu. Finite deformation of thin shells in the context of analytical mechanics of material surfaces // Acta Mechanica. – 2010. – Vol. 209, Issue 1-2. – pp. 43-57. doi: 10.1007/s00707-009-0154-7
[11] Eliseev V.V., Zinovieva T.V. Lagrangian mechanics of classical shells: theory and calculation of shells of revolution // Shell Structures: Theory and Applications. – Vol. 4 – Pietraszkiewicz & Witkowski (eds). Proceedings of the 11th International conference “Shell structures: theory and applications”. October 11-13, 2017, Gdansk, Poland. Published by Taylor & Francis Group, London, 2018. p. 73–76
[12] Goetsch D.L. Structural, civil and pipe drafting. 2nd Ed. – Delmar, 2014. – 464 p.
[13] Yu W.W., LaBoube R.A. Cold-Formed Steel Design. – John Wiley & Sons, 2010. – 528 p.
[14] Zinovieva T.V. Calculation of shells of revolution with arbitrary meridian oscillations // A. Evgrafov (ed.), Advances in Mechanical Engineering, Lecture Notes in Mechanical Engineering. Published by Springer International Publishing Switzerland, 2017. p. 165–176. doi:10.1007/978-3-319-53363-6_17

T.V. Zinovieva

CALCULATION OF EQUIVALENT STIFFNESSES OF CORRUGATED THIN-WALLED TUBE

Institute of Problems of Mechanical Engineering
Russian Academy of Sciences, Russia

Abstract

The problem of calculation the stiffnesses of a rod equivalent to corrugated thin-walled tube is considered. Axial, bending and shear stiffnesses are found from solving static problems for a corrugated shell. A version of the classical

theory of thin shells is used. The equivalent stiffnesses found were used to calculate the displacements of the corrugated tube as a rod.

Key words: equivalent stiffnesses, corrugated tube, corrugated shell, elastic rod.

REFERENCES

[1] Bakhvalov N.S., Zhidkov N.P., Kobelkov G.G. Chislennye metody. – M.: Binom. Laboratoriya znanij, 2011. – 640 p. (rus.)
[2] Eliseev V.V. Mekhanika uprugih tel. – SPb.: Izd-vo SPbGPU, 2003. – 336 p. (rus.)
[3] Eliseev V.V. K nelinejnoj teorii uprugih obolochek // Nauchno-tekhnicheskie vedomosti SPbGTU. 2006. – № 3. – P. 35-39. (rus.)
[4] Eliseev V.V., Zinovieva T.V. Mekhanika tonkostennyh konstrukcij: teoriya sterzhnej. Ucheb. posobie. – SPb.: Izd-vo SPbGPU, 2008. – 96 p. (rus.)
[5] Zinovieva T.V. Vychislitelnaya mekhanika uprugih obolochek vrashheniya v mashinostroitelnyh raschetah. Materialy 2-j mezhdunarodnoj nauchno-prakticheskoj konferencii "Sovremennoe mashinostroenie. Nauka i obrazovanie". 14-15 iyunya 2012. – SPb: Izd-vo Politekhn. un-ta, 2012, p. 335-343. (rus.)
[6] Zinovieva T.V. Raschet vynuzhdennyh kolebanij obolochek vrashcheniya s proizvolnym meridianom. Materialy mezhdunarodnoj nauchno-prakticheskoj konferencii "Sovremennoe mashinostroenie nauka i obrazovanie" - 2016". 30 iyunya – 01 iyulya 2016. – SPb: Izd-vo Politekhn. un-ta, 2016, p. 442-452. (rus.)
[7] Panovko Ya.G. Mekhanika deformiruemogo tverdogo tela: sovremennye koncepcii oshibki i paradoksy. Izd. 2. M.: Lenand, 2017. – 288 p . (rus.)
[8] Chapra S.C., Canale R.P. Numerical Methods for Engineers. – McGraw-Hill Education, New York, 2015. – 970 p.
[9] Borwein J.M., Skerritt M.B. An introduction to modern mathematical computing: with Mathematica. – Springer, 2012. – Vol. XVI. – 224 p.
[10] Eliseev V., Vetyukov Yu. Finite deformation of thin shells in the context of analytical mechanics of material surfaces // Acta Mechanica. – 2010. – Vol. 209, Issue 1-2. – pp. 43-57. doi: 10.1007/s00707-009-0154-7
[11] Eliseev V.V., Zinovieva T.V. Lagrangian mechanics of classical shells: theory and calculation of shells of revolution // Shell Structures: Theory and Applications. – Vol. 4 – Pietraszkiewicz & Witkowski (eds). Proceedings of the 11th International conference "Shell structures: theory and applications". October 11-13, 2017, Gdansk, Poland. Published by Taylor & Francis Group, London, 2018. p. 73–76
[12] Goetsch D.L. Structural, civil and pipe drafting. 2nd Ed. – Delmar, 2014. – 464 p.

[13] Yu W.W., LaBoube R.A. Cold-Formed Steel Design. – John Wiley & Sons, 2010. – 528 p.
[14] Zinovieva T.V. Calculation of shells of revolution with arbitrary meridian oscillations // A. Evgrafov (ed.), Advances in Mechanical Engineering, Lecture Notes in Mechanical Engineering. Published by Springer International Publishing Switzerland, 2017. p. 165–176. doi:10.1007/978-3-319-53363-6_17

ISSN 2223-0807
Современное машиностроение: Наука и образование :
материалы 7-й международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н.Евграфова и А.А. Поповича.- СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2018.

DOI 10.1872/MMF-2018-28
УДК 621.438

Т.В. Зиновьева [1], А.А. Москалец [2]

ВЫНУЖДЕННЫЕ КОЛЕБАНИЯ ТУРБИННОЙ ЛОПАТКИ КАК ГЕЛИКОИДАЛЬНОЙ ОБОЛОЧКИ

[1] Татьяна Владимировна Зиновьева, к.т.н., доцент
Институт проблем машиноведения Российской Академии Наук Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812) 321-4778, E-mail: tatiana.zinovieva@gmail.com

[2] Артем Анатольевич Москалец, аспирант
Санкт-Петербургский государственный политехнический университет
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: +7 (951) 642-7104, E-mail: artem.moskalec@gmail.com

Аннотация

Рассматриваются вынужденные колебания лопатки как геликоидальной оболочки типа Кирхгофа. Используется вариационный подход, основанный на механике Лагранжа. Аппроксимации перемещений учитывают прогиб оси лопатки как балки и деформацию сечений в своей плоскости. Средствами компьютерной математики найдены амплитуды вынужденных колебаний лопатки переменного сечения.

Ключевые слова: турбинные лопатки, геликоидальная оболочка, аппроксимация перемещений, компьютерная математика, уравнения Лагранжа, вынужденные колебания.

В турбостроении часто используются короткие лопатки, длина которых сопоставима с их шириной. Во время эксплуатации они работают в режиме вынужденных колебаний под действием давления струи пара. Для обеспечения прочности лопаток необходимы расчеты их напряженно-деформированного состояния [1, 2].

Следуя авторам [3], короткие лопатки с естественной круткой можно эффективно моделировать геликоидальной оболочкой, опираясь на

современную теорию тонких оболочек Кирхгофа [4] и аналитическую механику Лагранжа [5-7].

Значительная часть теоретических сведений необходимых для расчета турбинной лопатки как геликоидальной оболочки изложена в работе [8]. Однако приведенный там численный расчет носит чисто иллюстративный характер.

В данной работе для геликоидальной лопатки с переменным вдоль оси сечением приведены формулы расчета компонент перемещений, поворотов и деформаций. С использованием метода Ритца-Канторовича и уравнений Лагранжа введены аппроксимации перемещений и построены соответствующие глобальные матрицы жесткости и массы. Созданы алгоритмы для расчета вынужденных колебаний, построена деформированная форма лопатки под действием вынуждающей силы.

1. Геометрия поверхности лопатки

Геометрия лопатки, исследуемой в этой работе, представлена на рисунке 1, она образована смещением тонкого прямоугольного сечения вдоль декартовой оси z с одновременным поворотом его на угол αz вокруг этой оси (α – параметр крутки). Ось z проходит через центры тяжести сечений. Декартовы оси x', y' (с ортами $\mathbf{i}_0, \mathbf{j}_0$) фиксированы, а оси x, y (с ортами $\mathbf{i}, \mathbf{j}$) повернуты с фигурой сечения. Сечение лопатки – прямоугольник высотой h, ширина которого зависит от осевой координаты z (рис. 2).

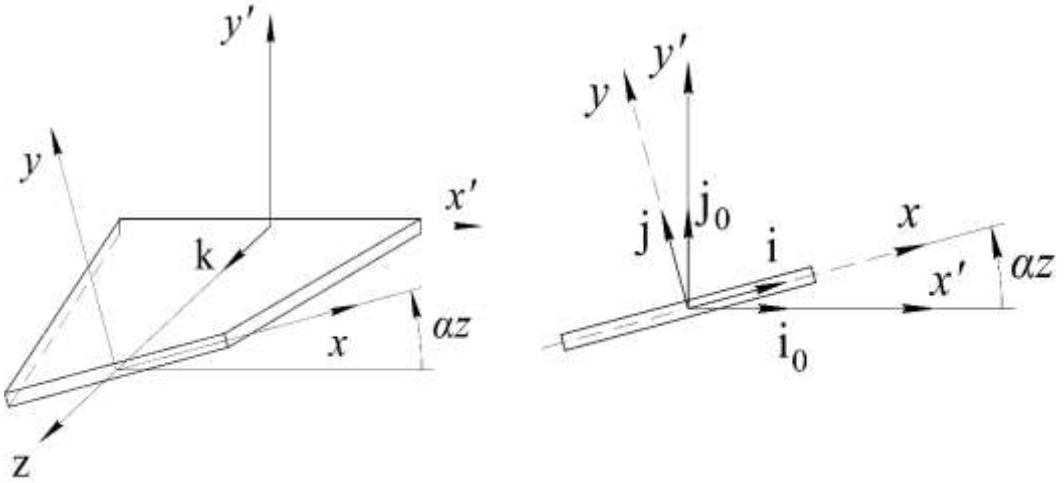


Рис. 1. Геометрия лопатки

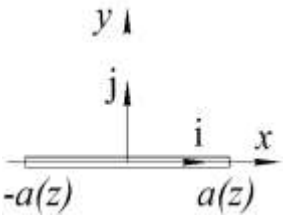


Рис. 2. Сечение лопатки

Такая лопатка моделируется тонкой оболочкой толщины h, срединная поверхность которой описывается радиус-вектором:

$$\mathbf{r}(z,x) = z\mathbf{k} + x\mathbf{i}(z),\ -a(z) \le x \le a(z). \tag{1}$$

Отметим, что в работе [8] рассмотрена геометрия геликоидальной поверхности в более общем виде, однако усложнение профиля сечения ведет к громоздким математическим выкладкам.

Учитывая формулы дифференцирования ортов $\mathbf{i}' = \alpha\mathbf{j},\ \mathbf{j}' = -\alpha\mathbf{i}$, построим базис в касательной плоскости:

$$\mathbf{r}_1 = \partial_z\mathbf{r} = \mathbf{k} + \alpha x\mathbf{j} \equiv H\mathbf{e},\ H = \sqrt{1+\alpha^2x^2},\ \mathbf{r}_2 = \partial_x\mathbf{r} = \mathbf{i}$$

и вектор нормали:

$$\mathbf{n} = \frac{\mathbf{r}_1 \times \mathbf{r}_2}{|\mathbf{r}_1 \times \mathbf{r}_2|} = \frac{1}{H}(\mathbf{j} - \alpha x\mathbf{k}).$$

После введения кобазиса

$$\mathbf{r}^1 = \frac{1}{H}\mathbf{e} = \frac{1}{H^2}(\mathbf{k} + \alpha x\mathbf{j}),\ \mathbf{r}^2 = \mathbf{i},$$

получим выражение для оператора Гамильтона:

$$\nabla = \mathbf{r}^i\partial_i = \frac{1}{H}\mathbf{e}\partial_z + \mathbf{i}\partial_x.$$

Затем найдем первый и второй метрический тензор:

$$\mathbf{a} = \nabla\mathbf{r} = \mathbf{r}^\beta\mathbf{r}_\beta = \mathbf{ee} + \mathbf{ii},\ \mathbf{b} = -\nabla\mathbf{n} = \frac{\alpha}{H^2}(\mathbf{ei} + \mathbf{ie})$$

Представим вектор перемещений оболочки в виде:

$$\mathbf{u} = u_x\mathbf{i} + u_y\mathbf{j} + u_z\mathbf{k}. \tag{2}$$

Деформации оболочки в касательной плоскости заданы тензором

$$\boldsymbol{\varepsilon} = (\nabla\mathbf{u})^S_\perp = \varepsilon_x\mathbf{ii} + \varepsilon_1\mathbf{ee} + \varepsilon_{1x}(\mathbf{ei} + \mathbf{ie}),$$

$$\varepsilon_x = \partial_x u_x,\ \varepsilon_1 = \frac{1}{H^2}\left[\alpha x\left(\alpha u_x + u_y'\right) + u_z'\right], \tag{3}$$

$$\varepsilon_{1x} = \varepsilon_{x1} = \frac{1}{2H}\left[u_x' - \alpha u_y + \alpha x\partial_x u_y + \partial_x u_z\right],$$

здесь и далее $(...)'$ означает дифференцирование по координате z.

Поворот нормали выражается через перемещение по формулам:

$$\boldsymbol{\varphi} = -\nabla\mathbf{u}\cdot\mathbf{n} = \varphi_x\mathbf{i} + \varphi_y\mathbf{j} + \varphi_z\mathbf{k},$$

$$\varphi_x = \frac{1}{H}\left(\alpha x\partial_x u_z - \partial_x u_y\right), \varphi_y = \frac{\alpha x}{H^3}\left(\alpha x u_z' - u_y' - \alpha u_x\right), \tag{4}$$

$$\varphi_z = \frac{1}{H^3}\left(\alpha x u_z' - u_y' - \alpha u_x\right)$$

Второй тензор деформации определяет изгиб и кручение оболочки:

$$\boldsymbol{\kappa} = -\left(\nabla\boldsymbol{\varphi}\right)_\perp + \mathbf{b}\cdot\nabla\mathbf{u}^{\mathrm{T}} = \kappa_x\mathbf{ii} + \kappa_1\mathbf{ee} + \kappa_{1x}(\mathbf{ei} + \mathbf{ie}),$$

$$\kappa_x = -\partial_x u_x + \frac{\alpha}{H^3}\left[\alpha x\partial_x u_y + \partial_x u_z\right],$$

$$\kappa_1 = -\frac{1}{H^2}\left[\alpha x\left(\alpha\varphi_x + \varphi_y'\right) + \varphi_z'\right] + \frac{\alpha}{H^3}\left(u_x' - \alpha u_y\right), \tag{5}$$

$$\kappa_{1x} = \kappa_{x1} = \frac{1}{H}\left[-\varphi_x' + \alpha\varphi_y\right] + \frac{\alpha}{H^2}\partial_x u_x.$$

После определения всех компонент тензоров деформаций можно воспользоваться соотношениями упругости, уравнениями баланса сил и моментов [4] и свести задачу к системе дифференциальных уравнений в частных производных относительно компонент перемещения. А затем решить эту систему, например, методом конечных разностей [9], как это сделано в работе [10] для оболочек вращения.

Однако мы применим подход с уравнениями Лагранжа:

$$\left(\frac{\partial K}{\partial\dot{q}_i}\right)^{\cdot} - \frac{\partial K}{\partial q_i} = -\frac{\partial\Pi}{\partial q_i} + Q_i. \tag{6}$$

Для этого необходимо сначала вычислить потенциальную Π и кинетическую K энергии оболочки.

2. Энергия лопатки

Потенциальная энергия деформации (на единицу площади) изотропной оболочки может быть найдена по формуле [4]:

$$\Pi = \frac{Eh}{2(1-\nu^2)}\left[\nu\varepsilon^2 + (1-\nu)\boldsymbol{\varepsilon}\cdot\cdot\boldsymbol{\varepsilon} + \frac{h^2}{12}\left(\nu\kappa^2 + (1-\nu)\boldsymbol{\kappa}\cdot\cdot\boldsymbol{\kappa}\right)\right] \tag{7}$$

где E – модуль Юнга, h – толщина, ν – коэффициент Пуассона, ε, κ – следы тензоров деформации. Отметим, что элемент площади геликоидальной оболочки равен $\mathrm{d}O = \mathbf{r}_1\times\mathbf{r}_2\cdot\mathbf{n}\mathrm{d}z\mathrm{d}x = H\mathrm{d}z\mathrm{d}x$, поэтому полная энергия деформации найдется интегрированием:

$$\Pi = \int\Pi\mathrm{d}O = 2\int_0^L\int_0^{a(z)}\Pi H\mathrm{d}z\mathrm{d}x, \tag{8}$$

введено обозначение L длины оболочки.

Нам понадобится и полная кинетическая энергия оболочки:

$$K = \int \rho h \left|\dot{\mathbf{u}}\right|^2 \mathrm{d}O = 2\int_0^L \int_0^{a(z)} \rho h\left(\dot{u}_x^2 + \dot{u}_y^2 + \dot{u}_z^2\right) H \mathrm{d}z\mathrm{d}x, \qquad (9)$$

здесь и далее $(...)^{\cdot}$ означает дифференцирование по времени t, ρ – объемная плотность материала.

Мы будем рассматривать изгибные колебания оболочки, зададим аппроксимацию перемещения в виде:

$$\mathbf{u} = \mathbf{U}(z,t) - \mathbf{U}'(z,t)\cdot x\mathbf{ik} + S(z,t)\left(x^2 - a^2(z)\right)\mathbf{j}. \qquad (10)$$

Первые два слагаемых соответствуют элементарной теории балки с вектором прогиба $\mathbf{U}$ [11]:

$$\mathbf{U}(z,t) = U_x(z,t)\mathbf{i}_0 + U_y(z,t)\mathbf{j}_0. \qquad (11)$$

Третье слагаемое в (10) задает деформацию сечения в своей плоскости по квадратичному закону. Записанная аппроксимация позволяет выразить все неизвестные задачи через три новые функций U_x, U_y, S, зависящие только от одной координаты z как в теории стержней. Для выражения потенциальной и кинетической энергии через эти функции используем соотношения:

$$\begin{aligned} u_x &= U_x(z,t)\cos(\alpha z) + U_y(z,t)\sin(\alpha z), \\ u_y &= U_y(z,t)\cos(\alpha z) - U_x(z,t)\sin(\alpha z) + S(z,t)\left[x^2 - a^2(z)\right], \\ u_z &= -x\left[U_x'(z,t)\cos(\alpha z) + U_y'(z,t)\sin(\alpha z)\right]. \end{aligned} \qquad (12)$$

3. Применение метода Ритца-Канторовича

Перед использованием уравнений Лагранжа (6) необходимо ввести обобщенные координаты q_i и выразить через них энергию оболочки.

Перейдем от континуальной модели оболочки к дискретной посредством аппроксимации введенных нами функций, следуя методу Ритца-Канторовича:

$$\begin{aligned} &U_x(z,t) = \sum_{i=1}^{N} U_{xi}(t)\Phi_i(z) = U_x^T\Phi,\ U_y(z,t) = \sum_{i=1}^{N} U_{yi}(t)\Phi_i(z) = U_y^T\Phi, \\ &S(z,t) = \sum_{i=1}^{N} S_i(t)\Psi_i(z) = S^T\Psi. \end{aligned} \qquad (13)$$

(здесь использованы матричные обозначения). В качестве обобщенных координат q_i будем рассматривать функции $U_{xi}(t), U_{yi}(t), S_i(t)$ в разложениях (13), эти координаты будут найдены решением уравнений Лагранжа. Координатные функции задаются с соблюдением условий закрепления: поскольку корневое сечение $z = 0$ лопатки заделано, то

$\Phi(0)=\Phi'(0)=\Psi(0)=0$. Этим условиям удовлетворяют, например, степенные зависимости:

$$\Phi_1=z^2,\ \Phi_2=z^3,...,\ \Psi_1=z,\ \Psi_2=z^2,... \tag{14}$$

С аппроксимациями энергия оболочки по формулам (8), (9) выражается квадратичными формами:

$$\begin{aligned}
&2\Pi=U_x^T C_{xx}U_x+U_y^T C_{yy}U_y+2U_x^T C_{xy}U_y+\\
&+S^T C_{ss}S+2U_x^T C_{xs}S+2U_y^T C_{ys}S,\\
&2K=\dot U_x^T M_{xx}\dot U_x+\dot U_y^T M_{yy}\dot U_y+2\dot U_x^T M_{xy}\dot U_y+\\
&+\dot S^T M_{ss}\dot S+2\dot U_x^T M_{xs}\dot S+2\dot U_y^T M_{ys}\dot S
\end{aligned} \tag{15}$$

Здесь введены матрицы жесткости и инерции, они не представлены в силу их громоздкости.

В правой части уравнений Лагранжа стоят обобщенные силы, они определяются по выражению виртуальной работы внешней нагрузки. Пусть на лопатку действует сила в направлении оси y': $\mathbf{P}=p(t)\mathbf{j}_0$, ее виртуальная работа

$$\delta A=\int_O \mathbf{P}\cdot\delta\mathbf{u}\,dO=\sum_i Q_{yi}(t)\delta U_{yi}(t)+\sum_i S_i(t)\delta S_i(t)=Q_y^T\delta U_y+Q_s^T\delta S,$$

$$Q_{yi}(t)=p(t)\int_0^L\int_{-a(z)}^{a(z)}\Phi_i(z)H(x)\,dz\,dx, \tag{16}$$

$$S_i(t)=p(t)\int_0^L\int_{-a(z)}^{a(z)}\Psi_i(z)\cos(\alpha z)\left(x^2-a^2(z)\right)H(x)\,dz\,dx,$$

обобщенные силы, соответствующие координатам U_{xi}, равны нулю.

Уравнения Лагранжа (6) примут вид:

$$M\ddot U+CU=Q(t), \tag{17}$$

где введены блочные столбцы и матрицы

$$M\equiv\begin{pmatrix}M_{xx}&M_{xy}&M_{xs}\\M_{xy}&M_{yy}&M_{ys}\\M_{xs}&M_{ys}&M_{ss}\end{pmatrix},\ U\equiv\begin{pmatrix}U_x\\U_y\\S\end{pmatrix},\ C\equiv\begin{pmatrix}C_{xx}&C_{xy}&C_{xs}\\C_{xy}&C_{yy}&C_{ys}\\C_{xs}&C_{ys}&C_{ss}\end{pmatrix},\ Q(t)\equiv\begin{pmatrix}Q_x\\Q_y\\Q_s\end{pmatrix}.$$

4. Расчет вынужденных колебаний лопатки

Рассчитаем амплитуду установившихся колебаний лопатки под действием вынуждающей силы $\mathbf{P}=p_0\sin(\omega t)\mathbf{j}_0$, $p_0=\text{const}$. Для столбцов амплитуд из (17) будем иметь:

$$\left(C-\omega^2 M\right)U=Q. \tag{18}$$

Решив эту СЛАУ, найдем все обобщенные координаты, а по ним и перемещения.

В системе компьютерной математики Mathematica [12] исследована модель со следующими параметрами: $\alpha \approx 1{,}745$, $h = 0{,}01$ м, $L = 0{,}3$ м, $\rho = 7800$ кг/м^3, $\nu = 0{,}3$, $E = 2 \cdot 10^{11}$ Па и размером поперечного сечения, меняющимся от 0,4 м до 0,2 м. Построены все глобальные матрицы, решена система уравнений Лагранжа с параметрами вынуждающей силы $p_0 = 10^4$ Н, $\omega = 3000$ об/мин. Результаты расчета вынужденных колебаний представлены на рисунках 3, 4:

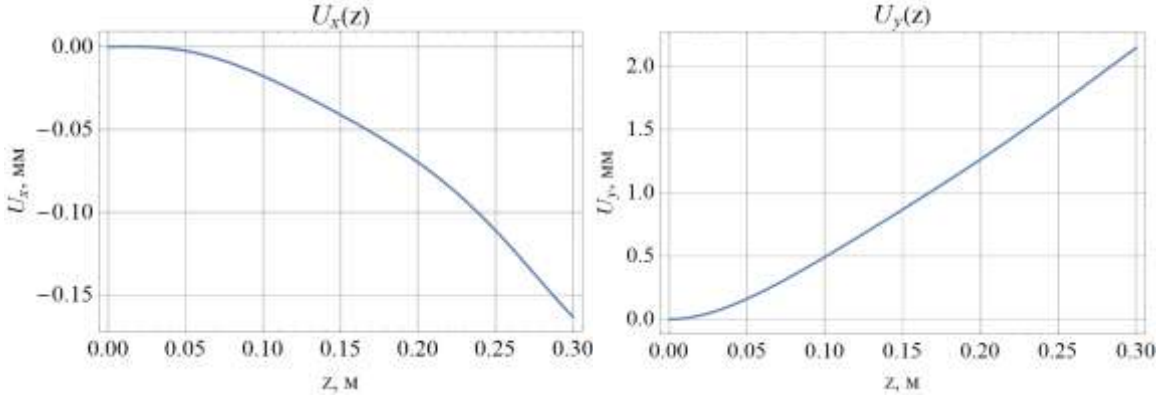


Рис. 3. Прогибы U_x(z), U_y(z)

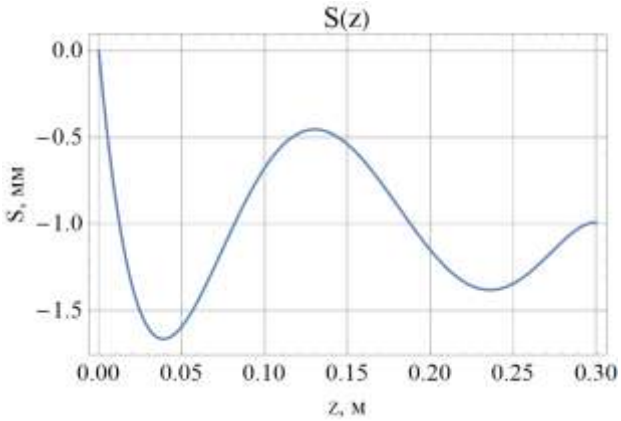


Рис. 4. Функция S(z)

Разработанный в работе алгоритм позволяет рассчитывать и нестационарные колебания турбинной лопатки.

Заключение

В работе рассмотрена задача о вынужденных колебаниях турбинной лопатки типа геликоида с переменным сечением. С использованием уравнений лагранжевой механики классических оболочек получены компоненты перемещений, поворотов и деформаций. Метод Ритца-Канторовича и уравнения Лагранжа использованы для постановки в матричном виде и решения задачи на расчет вынужденных колебаний лопатки.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

[1] Bloch H.P., Singh M.P. Steam Turbines: Design, Applications and Relating. McGraw-Hill, 2009. 433 p

[2] Leyzerovich A.S. Wet-Steam Turbines for Nuclear Power Plants. Penn Well, 2005. 481 p.

[3] Елисеев В.В., Ветюков Ю.М., Зиновьева Т.В. Дивергенция геликоидальной оболочки в трубе с текущей жидкостью // ПМТФ, 2011. Т. 52. № 3. С. 143-152.

[4] Елисеев В.В. Механика упругих тел. – СПб.: Изд-во СПбГПУ, 2003. – 336 с.

[5] Eliseev V.V., Moskalets A.A., Oborin E.A. One-dimensional models in turbine blades dynamics // Lecture Notes in Mechanical Engineering. 2016. Т. 9. P. 93-104.

[6] Елисеев В.В., Москалец А.А., Оборин Е.А. Применение уравнений Лагранжа для расчета колебаний лопаток // Справочник. Инженерный журнал. 8/ 2015. С. 21-24.

[7] Елисеев В.В., Пискунов В.А. Динамика и прочность пневмоклапана из композита // Машиностроение: сетевой электронный научный журнал. 2017. Том 5, №3. С. 31-36. DOI: 10.24892/RIJIE/20170306

[8] Елисеев В.В., Москалец А.А. Колебания турбинных лопаток как упругих оболочек. Современное машиностроение. Наука и образование, 2017. С. 346-353.

[9] Chapra S.C., Canale R.P. Numerical Methods for Engineers. – McGraw-Hill Education, New York, 2015. – 970 p.

[10] Zinovieva T.V. Calculation of shells of revolution with arbitrary meridian oscillations // A. Evgrafov (ed.), Advances in Mechanical Engineering, Lecture Notes in Mechanical Engineering. Published by Springer International Publishing Switzerland, 2017. p. 165–176. doi:10.1007/978-3-319-53363-6_17

[11] Елисеев В.В., Зиновьева Т.В. Механика тонкостенных конструкций. Теория стержней: учеб. пособие. – СПб.: Изд-во СПбГПУ, 2008. – 96 с.

[12] Borwein J.M., Skerritt M.B. An introduction to modern mathematical computing: with Mathematica. – Springer, 2012. – Vol. XVI. – 224 p.

T.V. Zinovieva [1], A.A. Moskalets [2]

FORCED OSCILLATIONS OF TURBINE BLADE AS HELICOIDAL SHELL

[1] Institute of Problems of Mechanical Engineering
Russian Academy of Sciences, Russia;
[2] Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, Russia.

Abstract

We consider forced vibrations of a blade as the helicoidal Kirchhoff shell. We use the variational approach based on Lagrange mechanics. Displacement approximation take into account deflection of blade axis as for the beam and deformation of the cross-section in its plane. Amplitudes of forced vibrations are calculated by means of computer mathematics.

Key words: information culture, professional disciplines …

REFERENCES

[1] Bloch H.P., Singh M.P. Steam Turbines: Design, Applications and Relating. McGraw-Hill, 2009. 433 p
[2] Leyzerovich A.S. Wet-Steam Turbines for Nuclear Power Plants. Penn Well, 2005. 481 p.
[3] V. Eliseev, Yu. Vetyukov, T. Zinovieva. Divergentsiya gelikoidal'noy obolochki v trube s tekushey zhidkost'yu // PMTF, 2011. Vol. 52. № 3. P. 143-152.
[4] Eliseev V.V. Mekhanika uprugih tel. – SPb.: Izd-vo SPbGPU, 2003. – 336 p. (rus.)
[5] Eliseev V.V., Moskalets A.A., Oborin E.A. One-dimensional models in turbine blades dynamics. // Lecture Notes in Mechanical Engineering. 2016. T. 9. P. 93-104.
[6] Eliseev V.V., Moskalets A.A., Oborin E.A. Primenenie uravneniy Lagranzha dlya rascheta kolebaniy lopatok // Spravochnik. Inzhenernyy zhurnal s prilozheniem, 2015. – №8. – P. 21-24.
[7] Eliseev V.V., Piskunov V.A. Dynamics and strength of pneumatic valve made of composite // Russian Internet Journal of Industrial Engineering. 2017. Vol. 5, №3. P. 31-36. DOI: 10.24892/RIJIE/20170306
[8] Eliseev V.V., Moskalets A.A. Kolebaniya turbinnyh lopatok kak uprugih obolochek. Sovremennoe mashinostroenie. Nauka I obrazovanie, 2017. P.346-353.

[9] Chapra S.C., Canale R.P. Numerical Methods for Engineers. – McGraw-Hill Education, New York, 2015. – 970 p.
[10] Zinovieva T.V. Calculation of shells of revolution with arbitrary meridian oscillations // A. Evgrafov (ed.), Advances in Mechanical Engineering, Lecture Notes in Mechanical Engineering. Published by Springer International Publishing Switzerland, 2017. p. 165–176. doi:10.1007/978-3-319-53363-6_17
[11] Eliseev V.V., Zinovieva T.V. Mekhanika tonkostennyh konstrukcij: teoriya sterzhnej. Ucheb. posobie. – SPb.: Izd-vo SPbGPU, 2008. – 96 p. (rus.)
[12] Borwein J.M., Skerritt M.B. An introduction to modern mathematical computing: with Mathematica. – Springer, 2012. – Vol. XVI. – 224 p.

ISSN 2223-0807
Современное машиностроение: Наука и образование:
материалы 7-й международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н.Евграфова и А.А.Поповича. - СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2018.

DOI 10.1872/MMF-2018-29
УДК 620.192

Е. Ю. Нефедьев[1], В. П. Гомера[2], А. Д. Смирнов[3], А. В. Григорьева[4], Л.О.Стояновский[5]

ВЫЯВЛЕНИЕ МЕТОДОМ АКУСТИЧЕСКОЙ ЭМИССИИ ОБРАЗОВАНИЯ И РАЗВИТИЯ ТРЕЩИН В МЕТАЛЛОБЕТОННОМ МАССИВЕ В ПРОЦЕССЕ ТЕПЛОВЫХ ИСПЫТАНИЙ

[1] Евгений Юрьевич Нефедьев, к.ф.-м.н.,
Ведущий инженер ФГУП «Крыловский гос. научный центр»
Россия, Санкт-Петербург
E-mail: ne246@ya.ru

[2] Виктор Петрович Гомера,
Инженер ООО «КИНЕФ»
Россия, г. Кириши, Ленинградская область
Тел.: +7-813-68-972-76
E-mail: Gomera-V-P@yandex.ru

[3] Анатолий Джумамуратович Смирнов,
Инженер ООО «КИНЕФ»
Россия, г. Кириши, Ленинградская область
E-mail: kfnmpa@mail.ru

[4] Анастасия Викторовна Григорьева, к.т.н.,
Доцент кафедры информатики математико-механического ф-та СПбГУ, Россия, Санкт-Петербург
E-mail: a.v.grigorieva@spbu.ru

[5] Лев Олегович Стояновский,
Студент СПбГПУ им. Петра Великого
Россия, Санкт-Петербург
E-mail: sto-lev@yandex.ru

Аннотация

В работе рассматриваются результаты использования метода акустической эмиссии (АЭ) для мониторинга накопления повреждаемости металлобетонного макета на стадии тепловых испытаний. Мониторинг проводился в течение 21 суток с целью определения времени образования, мест локализации и размеров трещин в бетонном массиве, а также для слежения за процессом их развития. Внедренные в макет волноводы позволили проводить непрерывный мониторинг растрескивания бетонной конструкции при тепловых испытаниях в диапазоне температур +20°С до + 450°С. В исследовании продемонстрирована возможность онлайн регистрации образования и развития трещин в бетоне макета под действием тепловых нагрузок. Предложенная технология фильтрации сигналов АЭ позволила выделить сигналы от образования и роста трещин на фоне помех различной природы. Определенное по результатам 3-х мерной локации местоположение трещин в объеме бетонного массива сопоставлено с расположением конструктивных элементов макета и фактическим положением трещин, выявленном при вскрытии конструкции после завершения тепловых испытаний.

Ключевые слова: акустическая эмиссия, металлобетонный макет, мониторинг теплового испытания, трещины, локализация дефектов в трехмерном пространстве.

Введение

Анализу причин разрушения бетона и теоретическим основам его прочности посвящены работы Ю.М. Баженова, А. А. Гвоздева, О. Я. Берга, А. Е. Шейкина, П. А. Ребиндера и других исследователей [1-5].

Если обобщить результаты и выводы ряда исследователей, то современные представления о структуре и процессе разрушения бетона можно свести к нескольким основным положениям:

1. Прочность и деформативность бетона определяются, главным образом, структурой и свойствами цементного камня, который скрепляет зерна заполнителя в монолит. Структура и свойства цементного камня зависят: от минералогического состава, водоцементного отношения, тонкости помола цемента, возраста, условий приготовления и твердения, введенных добавок.

2. Разрушение бетона происходит постепенно. Вначале возникают перенапряжения, а затем микротрещины в отдельных микрообъемах. Развитие этого процесса сопровождается перераспределением напряжений и вовлечением в трещинообразование все большего объема материала, вплоть до образования сплошного разрыва того или иного вида, зависящего от формы образца или конструкций, ее размеров и других

факторов. На последней стадии нагружения процесс микро-разрушений становится неустойчивым и носит лавинный характер.

3. Разрушение бетона при сжатии обусловлено развитием микротрещин отрыва, направленным параллельно действующему усилию. Происходит кажущееся увеличение объема образца, но, в действительности нарушается сплошность материала. Процесс развития микротрещин определяется структурой бетона, в частности, размером и числом дефектных мест в ней, а также видом и режимом приложенной нагрузки:

Вполне понятно, что процесс разрушения бетона в действительности сложнее и зависит от большего количества факторов, чем указано выше. До настоящего времени некоторые положения в этой области являются спорными или требуют уточнения.

Таким образом, поведение бетона при нагружении обусловливается рядом факторов. Теория прочности учитывает не только структуру материала, но и воздействующие факторы, так как разрушение бетона есть интегральное явление, и конечный результат может изменяться в зависимости от сочетания дефектов структуры, термомеханических параметров нагружения и других факторов.

При нагружении бетона, вследствие различия физико-механических свойств и размеров компонентов и наличия дефектов, в нем появляется вторичное поле напряжений. Наибольшая концентрация напряжений создается на границах дефектов и компонентов с разными свойствами, т. е. преимущественно в контактной зоне. Данные области являются наиболее вероятными источниками образования трещин в материале.

Из механики разрушения известно, что для разных стадий разрушения железобетонных элементов характерна превалирующая роль трещин различного типа. Согласно [6], анализ математического моделирования последовательных этапов развития трещин в бетоне при растяжении показал, что нагрузки, соответствующие переходу от стадии расширения начальных трещин в контактных зонах (матрица-заполнитель) к стадии их устойчивого роста, а затем к стадии выхода контактных трещин в матрицу, с последующим образованием магистральной трещины, составляют, соответственно, 65% и 90% от разрушающей нагрузки. Эти данные согласуются также с экспериментальными данными и трактуются следующим образом: в процессе разрушения бетона образуются два основных вида трещин – трещины контакта (I рода, существуют до нагружения, начинают расширяться, а затем удлиняться при сравнительно небольших нагрузках), и трещины в растворе (II рода, появляются при напряжениях 0,7-0,9 от разрушающих, соединяются с трещинами I рода и образуют магистральные трещины). Трещины I рода можно, в целом, отнести к трещинам отрыва, трещины II рода – к трещинам сдвига.

Объект испытаний

Объектом тепловых испытаний является масштабный макет корпуса (далее – Макет).

Макет имеет общие геометрические размеры – Ø4000 мм и высоту 2550 мм и включает следующие элементы:

– объёмную металлобетонную конструкцию, имитирующую натурную конструкцию корпуса;

– теплоизоляцию, ограничивающую отвод тепла из внутренней полости макета в атмосферу;

– систему разогрева, предназначенную для нагрева Макета до максимальной температуры 450°С;

– систему измерений температуры бетона;

– систему регистрации растрескивания бетона методом акустической эмиссии;

Макет состоит из:

– трубы центральной Ø600×5 мм, имитирующей металлическую оболочку центральной полости;

– четырёх периферийных труб Ø300×5 мм, имитирующих металлические оболочки периферийной полости;

– четырёх труб Ø159×4 мм, соединяющих каждую из периферийных труб с центральной трубой и имитирующих металлические оболочки проходок верхних;

– обечайки наружной;

– бетонного заполнителя между трубой центральной и обечайкой наружной с арматурными сетками и элементами системы сушки, имитирующими штатную систему сушки.

Металлические части Макета изготовлены из стали 09Г2С.

Схема Макета представлена на рисунке 1.

Испытания включали следующие режимы:

– разогрев (до 420°С) и сушка Макета;

– выдержка при температуре 420°С;

– расхолаживание конструкции.

Измерения проводились от начала разогрева до полного расхолаживания Макета.

Описание акустико-эмиссионной аппаратуры

Для проведения контроля методом АЭ применялась акустико-эмиссионная измерительная система AMSY-5 производства Vallen-Systeme GmbH (Германия), предназначенная для многоканальной регистрации и измерений в реальном масштабе времени параметров акустической эмиссии, используемая для неразрушающего контроля и оценки технического состояния опасных производственных объектов.

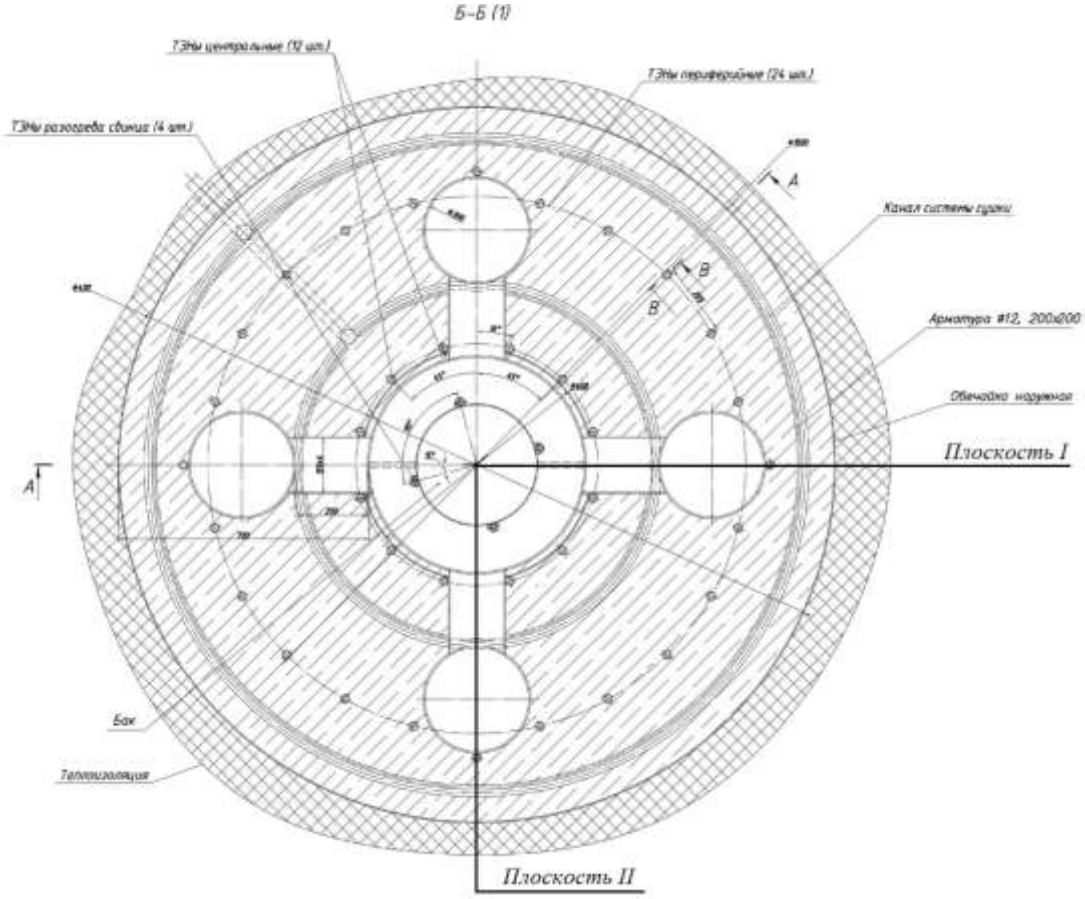


Рисунок 1. Схема Макета. Вид сверху.

Перед заливкой бетоном Макета была проведена установка 10 акустических волноводов и установка 10 преобразователей акустической эмиссии для исследования масштабного макета.

Все волноводы установлены в одной из симметричных четвертей Макета между плоскостями I и II (см. рис.1). Шесть волноводов устанавливаются в двух плоскостях. Три волновода на расстоянии 150 мм от верхнего листа металлоконструкции и три волновода на расстоянии 150 мм от нижнего листа металлоконструкции. Четыре из них располагаются вблизи труб периферийных, а два у трубы центральной. Два волновода вводятся в бетонный массив со стороны обечайки наружной на высоте 500 мм от нижнего листа металлоконструкции и располагаются в 167 мм от нее.

Один волновод устанавливается в 50 мм от центрального цилиндра.

Один волновод устанавливается в бетонный массив на высоте 500 мм от нижнего листа металлоконструкции в 50 мм от обечайки наружной и направлен на нее.

Все волноводы имеют одну длину 3000 мм.

Все волноводы диаметром 5 мм размещаются в защитных оболочках из ленты ЛАТ для акустической изоляции от бетонного массива, позволяющих регистрировать акустические сигналы только в области

выхода волноводов в массив и исключающих возможность их регистрации из пространства, окружающего траекторию прохождения волновода. Вид волноводов в Макете до заливки бетона показан на рис.2.

Рисунок 2. Волноводы АЭ смонтированы на Макете

Результаты АЭ контроля

Акустико-эмиссионный метод [7, 8] является современным методом неразрушающего контроля. В настоящее время он широко используется для неразрушающего контроля и технической диагностики стальных конструкций [9-13]. Подходы для АЭ контроля железобетонных изделий [14-16] менее развиты. АЭ контроль проводился на протяжении трех недель термического нагружения бетонного Макета. В процессе испытаний были периоды подъема температуры Макета, периоды выдержки температуры и этап расхолаживания объекта контроля. График изменения максимальной температуры Макета представлен на рис.3.

В процессе нагревания и расхолаживания Макета в нем, под действием термических напряжений, возникающих из-за неравномерности нагрева, возникают повреждения различной природы.

Различные типы повреждений и трещин генерируют сигналы АЭ различного вида. Это свойство АЭ используется при построении критериев, предназначенных для оценки стадий разрушения железобетона.

Поскольку наиболее содержательной задачей АЭ контроля является регистрация АЭ-событий, связанных с образованием и ростом трещин в бетоне (место и время образования, оценка размера, эволюция), требуется идентификация этих событий в общем массиве данных и выделение сигналов от трещин на фоне шумов.

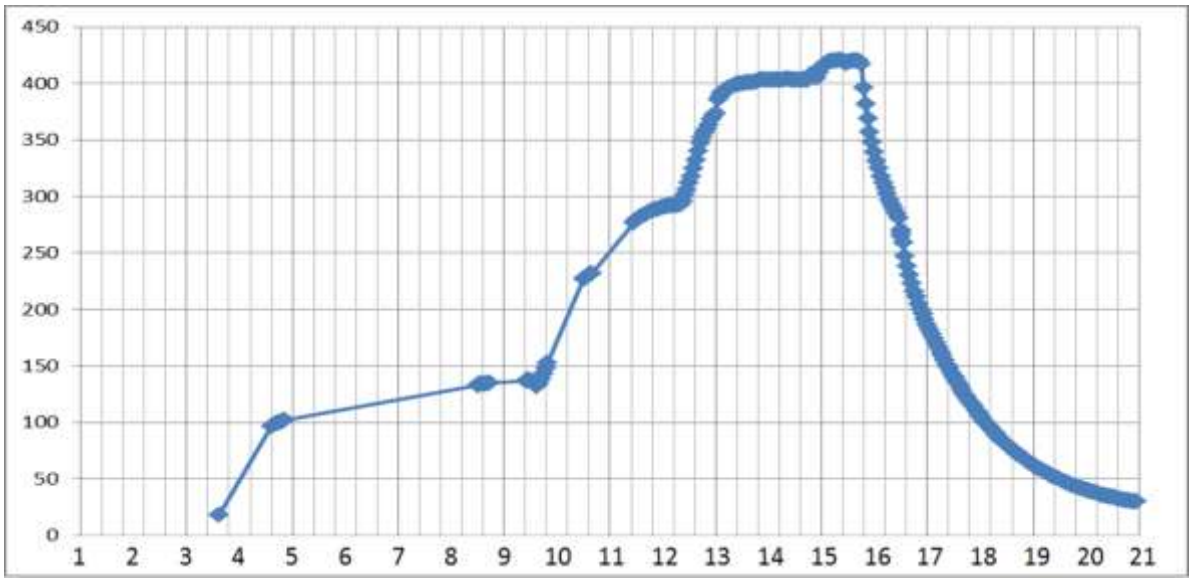


Рис. 3 График изменения максимальной температуры Макета в течение испытания

Для решения задачи идентификации используется представление данных в различных критериальных пространствах, образованных признаками, представляющими собой те или иные характеристики АЭ сигналов.

Критерии, описанные в литературе для контроля состояния железобетонных конструкций [17-19], как правило, разработаны и привязаны к конкретному аппаратно-программному обеспечению исследований и к определенным условиям проведения испытаний. На основе общих представлений об особенностях регистрации различных физических событий применяемой системы АЭ контроля был проведен анализ качества разделения данных в критериальных пространствах, образованных различными наборами АЭ параметров.

Наилучшее разделение продемонстрировал набор из следующих параметров (АЭ характеристик):

1. Средняя частота сигнала (на графиках – *AveF*, кГц), вычисляемая как отношение измеряемых импульсных параметров сигнала *Counts / Duration* (число осцилляций/длительность сигнала).

2. Величина, характеризующая крутизну нарастания переднего фронта сигнала (на графиках – *R / ALin*), вычисляемая как *RiseTime* / *Lin.Amplitude* (1000 * время нарастания сигнала / амплитуда сигнала в микровольтах).

3. Амплитуда (на графиках – *Amp*,dB).

4. Отношение *RiseTime / Duration* (время нарастания сигнала/длительность сигнала), на графиках – *R/D*.

В соответствие с известными представлениями об АЭ характеристиках сигналов различной природы, проведено разделение данных на несколько областей (они выделены на Рис. 4а, 4б, 4в).

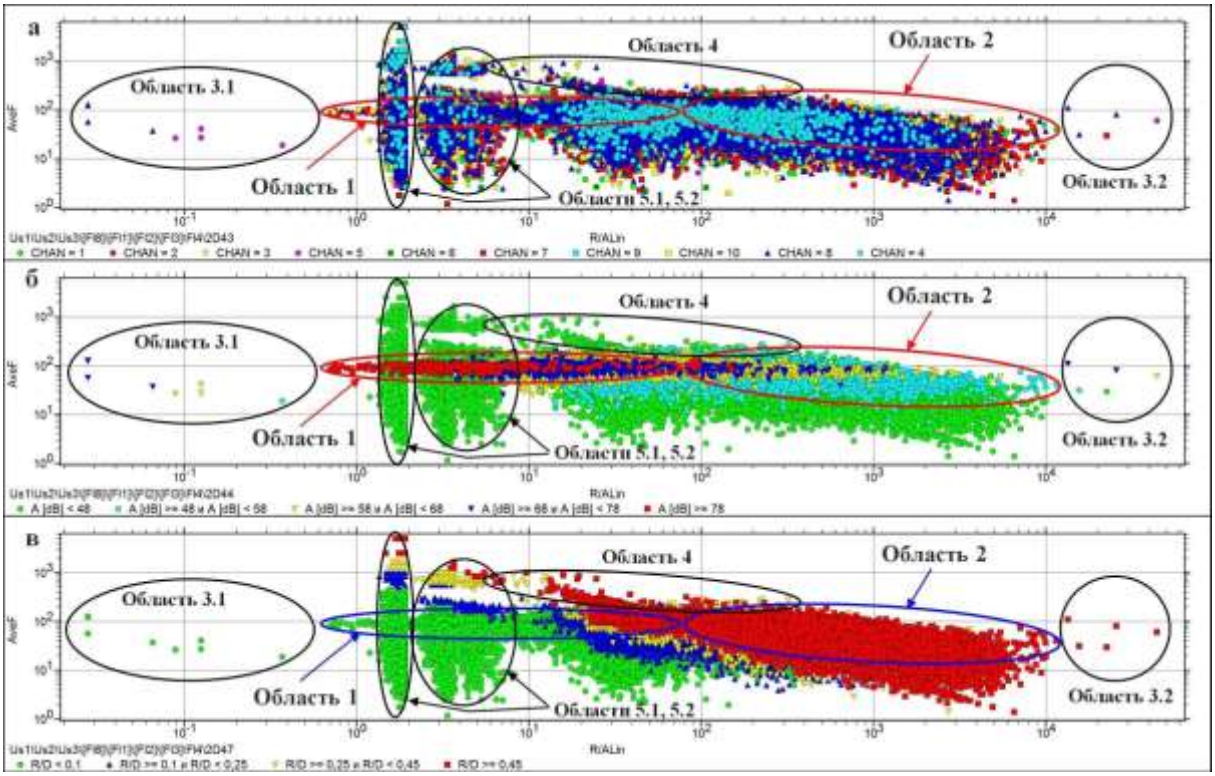


Рисунок 4. а – распределение сигналов по каналам, б – распределение сигналов по амплитудам, в – распределение по параметру RiseTime/Duration

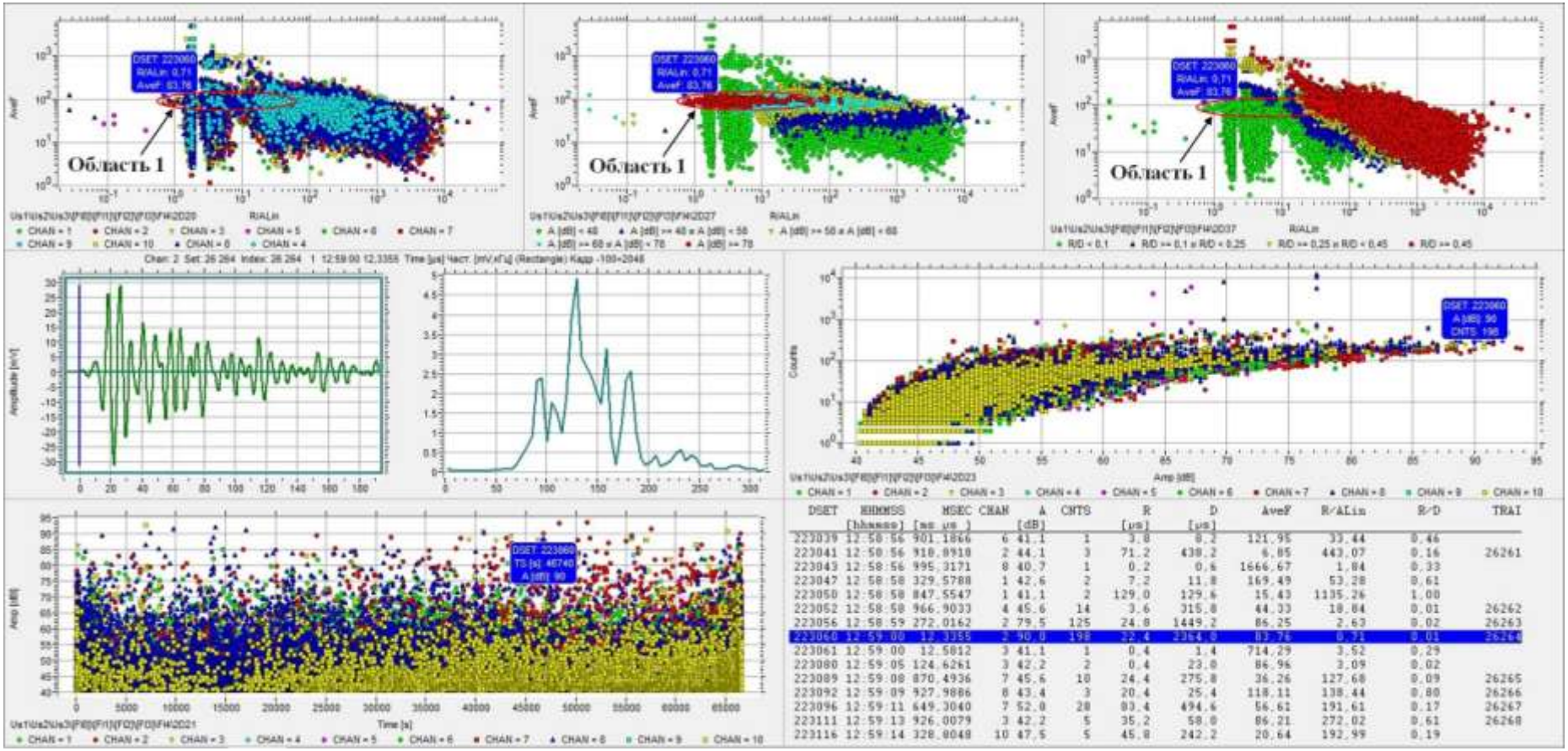
Рис. 5 также иллюстрирует возможность разделить данные из областей, которые, имея пересечения в осях двух критериальных параметров (*AveF* и *R/ALin*), например, на Рис.4а, хорошо разделяются при использовании третьего параметра (амплитуды) на Рис.4б.

На Рис. 5 представлены характеристики одного из АЭ событий, регистрирующего образование большой трещины отрыва по каналу №2. Это событие находится в левой части Области 1 (область трещин отрыва), где группируются АЭ события, обусловленные образованием наиболее длинных трещин данного типа. Область 2 относится к области трещин сдвига.

Области 3.1 и 3.2 включают самые высокоэнергетические АЭ события из зарегистрированных при демонтаже ТЭНов. Длительность этих событий превосходит диапазон, отведенный в АЭ системе для записи одного сигнала. Такого рода события подлежат исключению из дальнейшего анализа в результате фильтрации. Т.е., Области 3.1 и 3.2 – области сильных механических помех.

Область 4 содержит события, обусловленные электромагнитными помехами. На одном из графиков кросс-анализа представлена форма сигнала, подтверждающая данный факт.

Области 5.1 и 5.2 также состоят из сигналов, не несущих существенной полезной информации.



DSET	HHMMSS	MSEC	CHAN	A	CNTS	R	D	AveF	R/ALin	R/D	TRAI
	[hhmmss]	[ms μs]		[dB]		[μs]	[μs]				
223039	12:58:56	901.1866	6	41,1	1	3,8	8,2	121,95	33,44	0,46	
223041	12:58:56	910.8910	2	44,1	3	71,2	438,2	6,85	443,07	0,16	26261
223043	12:58:56	995.3171	8	40,7	1	0,2	0,6	1666,67	1,84	0,33	
223047	12:58:58	329.5788	1	42,6	2	7,2	11,8	169,49	53,28	0,61	
223050	12:58:58	847.5547	1	41,1	2	129,0	129,6	15,43	1135,26	1,00	
223052	12:58:58	966.9033	4	45,6	14	3,6	315,8	44,33	18,84	0,01	26262
223056	12:58:59	272.0162	2	79,5	125	24,8	1449,2	86,25	2,63	0,02	26263
223060	12:59:00	12.3355	2	90,0	198	22,4	2364,0	83,76	8,71	0,01	26264
223061	12:59:00	12.5812	3	41,1	1	0,4	1,4	714,29	3,52	0,29	
223080	12:59:05	124.6261	3	42,2	2	0,4	23,0	86,96	3,09	0,02	
223089	12:59:08	870.4936	7	45,6	10	24,4	275,8	36,26	127,68	0,09	26265
223092	12:59:09	927.9886	8	43,4	3	20,4	25,4	118,11	138,44	0,80	26266
223096	12:59:11	649.3040	7	52,0	28	83,4	494,6	56,61	191,61	0,17	26267
223111	12:59:13	926.0079	3	42,2	5	35,2	58,0	86,21	272,02	0,61	26268
223116	12:59:14	328.8048	10	47,5	5	45,8	242,2	20,64	192,99	0,19	

Рисунок 5. Характеристики одного из АЭ событий, регистрирующего образование большой трещины отрыва по каналу №2

Таким образом, с большой вероятностью определяется природа АЭ сигналов из выделенных областей пространства признаков. Это позволяет провести фильтрацию данных, удалив помехи, "зашумливающие" полезную информацию, поскольку процедура разделения данных может быть использована при определении численных значений для границ фильтрации по различным АЭ параметрам.

Общий объем полученных во время испытания данных АЭ контроля является весьма значительным. Проведя фильтрацию сигналов, соответствующих большим макроскопическим трещинам, мы получили следующий график зависимости активности таких сигналов от времени (рис.6).

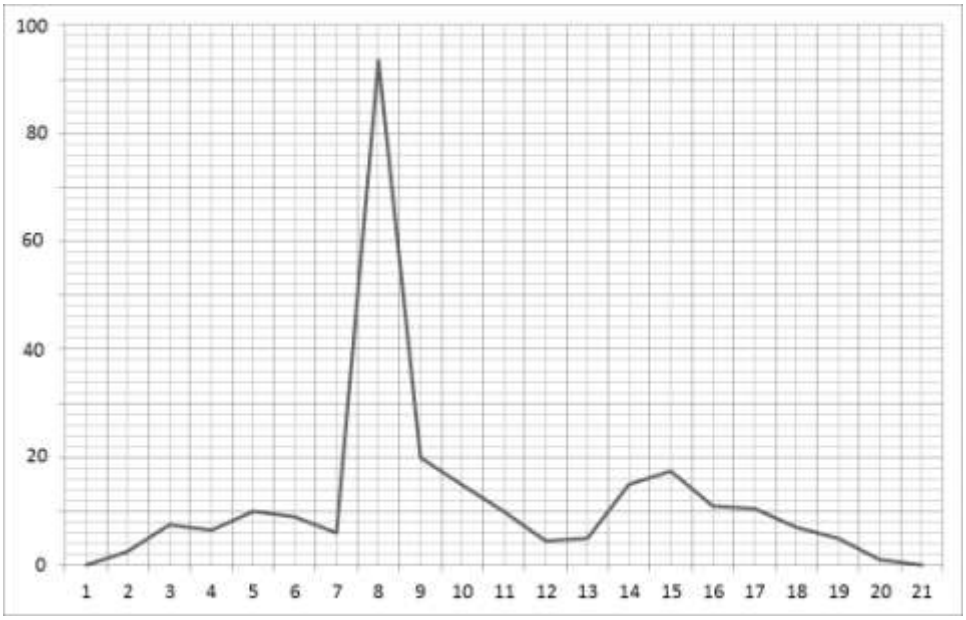


Рис. 6. Зависимость количества связанных с регистрацией макро-трещин АЭ событий от времени мониторинга (сутки).

График показывает, что наибольшую активность процесс генерации макроскопических трещин имел в период с 7 по 9 день испытания. Этот период эксперимента связан с интервалом температур 150-250°С. Локальный максимум активности, связанный с началом расхолаживания Макета, наблюдался на 15 день.

При локации трещин в бетонном массиве мы опирались на разработанный нами критериальный анализ и программные возможности аппаратуры. Аппаратура позволяет определить трехмерные координаты источника АЭ при условии регистрации сигналов от него не менее чем четырьмя ПАЭ. Расчет производится по разности времен прихода сигналов на различные преобразователи и известные координаты соответствующих волноводов в бетонном массиве. Для исключения ошибок, связанных с измерением времени распространения сигналов в волноводах, все волноводы имели одинаковую длину 3000 мм. Результаты использования алгоритма трехмерной локации наиболее наглядны при интерактивном

рассмотрении в программе обработки данных, где возможно вращение трехмерной картины в любом направлении. При статическом представлении результатов можно использовать различные проекции, например, на плоскость *XY*. (плоскость днища). На рис.7 положение центра координат соответствует центру Макета, оси *X* и *Y* расположены в плоскостях I и II соответственно (см. рис.1).

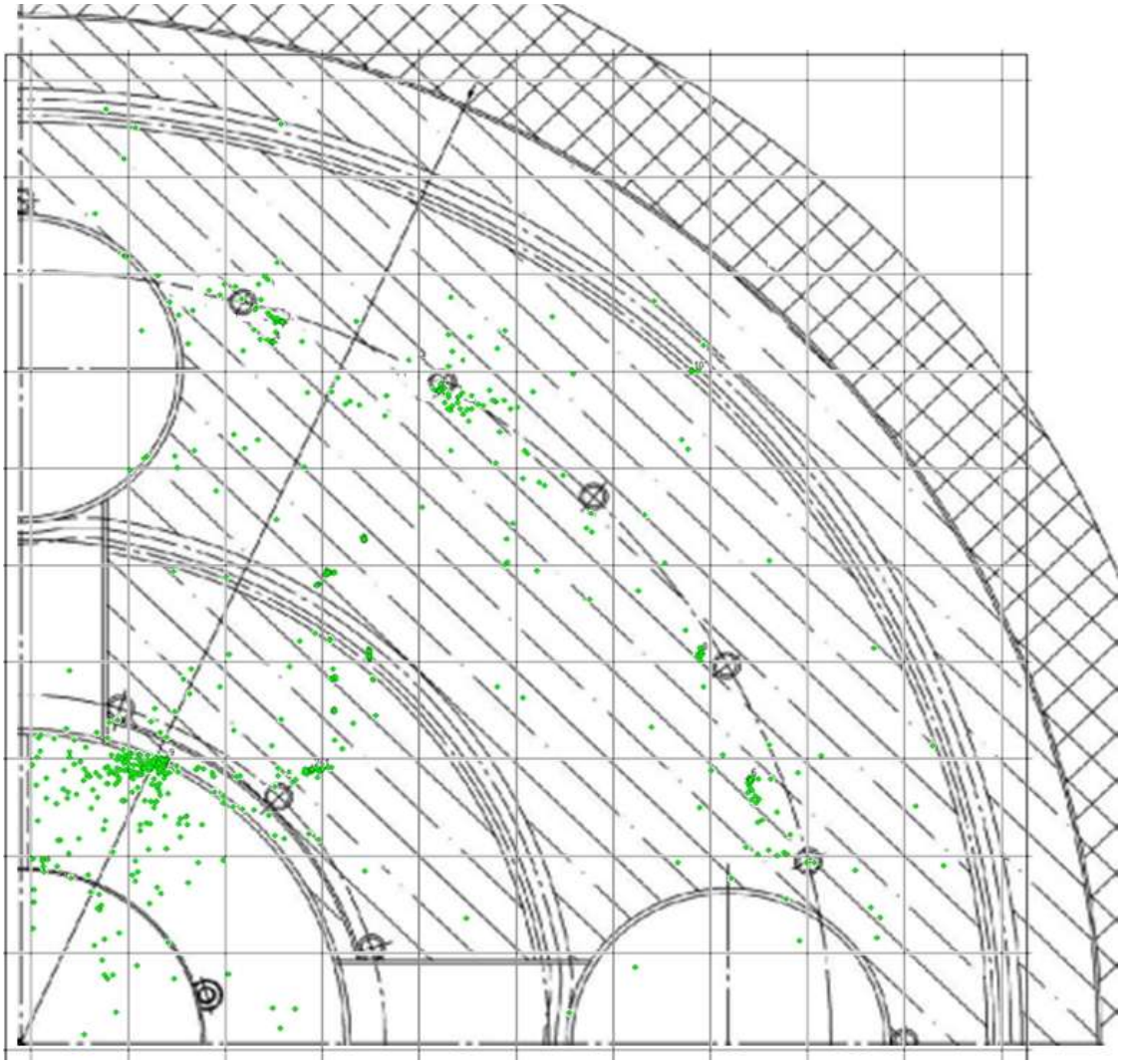


Рис. 7. Проекция координат источников АЭ на плоскость *XY*

На графике (рис.7) основные источники расположены на границе основной 600-миллиметровой трубы радиусом 30 см, и на расстоянии 70 – 80 см от центра. Кроме того, они группируются в нескольких зонах. Их положение совпадает с зонами расположения ТЭНов.

Для полного представления о зонах расположения источников АЭ мы представили расположение зарегистрированных трещин по высоте модели, считая, что данное распределение, полученное в ¼ объема макета, должно соблюдаться и в других четвертях.

На рисунке 8 показано распределение источников по высоте макета (ось *Z*). Основные источники сосредоточены на высоте от 65 до 70 см и на высоте 25 – 35 см от нижнего основания. Данное распределение хорошо коррелирует с распределением реальных трещин (рис. 9), вскрытых в макете после окончания испытания

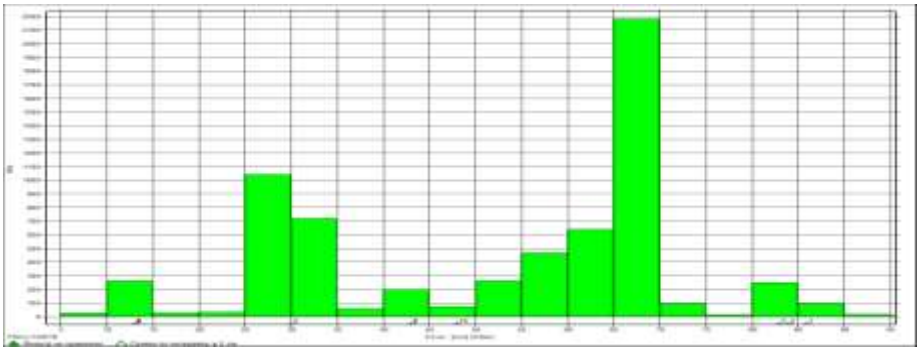


Рис. 8. Распределение источников АЭ по оси *Z*

Рис. 9. Вид трещин, обнаруженных после окончания испытания Макета.

Выводы

1. Разработана методика выделения сигналов АЭ, генерируемых трещинами отрыва (I типа) и трещинами сдвига (II типа) на фоне помех. Методика базируется на фильтрации данных в четырехмерном критериальном пространстве импульсных характеристик сигналов АЭ.
2. Использование предложенной методики при АЭ мониторинге бетонного массива во время воздействия на него тепловых нагрузок, позволило вести наблюдение за процессом трещинообразования в материале объекта контроля с определением времени и места образования трещин.
3. Анализ распределения источников АЭ по объему контролируемого фрагмента Макета указал на соответствие положения зарегистрированных локационных кластеров с локализацией отдельных конструктивных элементов металлобетонной конструкции. Интегральный принцип действия АЭ метода неразрушающего контроля обеспечивает получение данной информации, позволяющей определить зоны наибольших относительных напряжений в теле конструкции, используя доступ к объекту контроля лишь в нескольких локальных точках. Результаты локации подтверждены после разрушающего контроля внутренней области конструкции.
4. Проведенные исследования позволяют на качественном уровне определить стадийность растрескивания бетона и локализовать области появления трещин. Для получения количественных оценок, связывающих характеристики регистрируемых сигналов с геометрическими размерами дефектов, планируется проведение, помимо исследования состояния материала Макета, прошедшего тепловые испытания, лабораторных экспериментов по нагружению и разрушению образцов, изготовленных из аналогичного материала.
5. Проведенные исследования указывают на принципиальную возможность успешного использования метода АЭ в качестве одного из инструментов обеспечения безопасной эксплуатации исследованного объекта. Для практического применения АЭ контроля необходимо проведение НИОКР по определению критериальных значений параметров повреждаемости бетона и требований к диагностической аппаратуре с последующей разработкой программного обеспечения, реализующего использование полученных результатов для практического применения.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

[1] Баженов Ю.М. Технология бетона, М.: Высшая школа, 1987, 415 с.
[2] Гвоздев А.А. Расчет несущей способности конструкций по методу предельного равновесия. М.: Стройиздат 1949 – 280 с.

[3] Берг О.Я. Физические основы теории прочности бетона и железобетона. М.: Госстройиздат, 1962 – 98 с.
[4] Шейкин А.Е. Метод прогнозирования предельной деформации ползучести бетона. – Бетон и железобетон, 1977, №7.
[5] Ребиндер П.А. Новые методы физико-химических исследований. М.: Изд. АН СССР, 1950, Вып.1 – 188 с.
[6] Ю.В.Зайцев – Механика разрушения для строителей – М., «Высшая школа», 1991 - 288 с.
[7] ГОСТ Р 52727-2007. Техническая диагностика. Акустико-эмиссионная диагностика. Общие требования.
[8] ПБ 03-593-03. Правила организации и проведения акустико-эмиссионного контроля сосудов давления, котлов, аппаратов и технологических трубопроводов.
[9] Определение степени опасности трещиноподобных дефектов в стали 17Г1С методом акустической эмиссии / Нефедьев Е.Ю. [и др.] // Современное машиностроение: Наука и образование: Материалы 6-й Международной науч.-практ. конференции / Под ред. А.Н. Евграфова и А.А. Поповича. – СПб.: Изд-во Политех. ун-та, 2017 – С.387-401.
[10] Нефедьев Е.Ю. Использование метода акустической эмиссии с применением метода спектрального анализа сигналов для определения параметров течи в трубопроводах ИТЕР // Современное машиностроение. Наука и образование: Материалы 3-ей Международной науч.-практ. конференции под ред. М.М. Радкевича и А.Н. Евграфова. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2013. – С. 347-355.
[11] Nefedyev E., Gomera V., Smirnov A. Use of the Capabilities of Acoustic-Emission Technique for Diagnostics of Separate Heat Exchanger Elements, In: A. Evgrafov (ed.), Advances in Mechanical Engineering, Lecture Notes in Mechanical Engineering, DOI 10/1007/978-3-319-29579-4_19, Springer International Publishing Switzerland – 2016, Pp. 183-194.
[12] Gomera V., Nefedyev E., Smirnov A. On the Possibility of Production Defect-Free Welds Under Acoustic Emission Monitoring, In: A. Evgrafov, O.Egorova (ed.), International Review of Mechanical Engineering (IREME), Vol.11, N 5, May 2017, Special Issue on "Advances in Modern Mechanical Engineering Research", ISSN 1970-8734, , p.343-349.
[13] Nefedyev E., Gomera V., Smirnov A. Determination of a Pre-destructive State During Hydraulic Testing of Steel Pipes with Defects by the Acoustic-Emission Method, In: A. Evgrafov (ed.), Advances in Mechanical Engineering, Lecture Notes in Mechanical Engineering, DOI 10/1007/978-3-319-72929-9, Springer International Publishing AG – 2018, Pp. 115-127.
[14] L.Calabrese, G.Campanella, E.Proverbio – Use of Cluster Analysis of Acoustic Emission Signals in Evaluating Damage Severity in Concrete Structures – J. Acoustic Emission, 28 (2010), pp. 129-141

[15] L.Golaski, P.Gebski, K.Ono – Diagnostics of Reinforced Concrete Structures by Acoustic Emission - 25th European Conference on Acoustic Emission Testing, Prague, Czech Republic, 2002, pp. I/207-I/215
[16] M.Ohtsu – Quantitative AE Techniques Standardized for Concrete Structures – 27th European Conference on Acoustic Emission Testing, Cardiff, Wales, UK, 2006, pp. 183-192
[17] Нефедьев Е.Ю., Смирнов А.Д., Гомера В.П. Разработка методических приемов для повышения эффективности АЭ контроля теплообменников // Современное машиностроение. Наука и образование: Материалы 4-й Международной науч.-практ. конференции / Под ред. М.М. Радкевича и А.Н. Евграфова. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2014 – С.408-418.
[18] А.Карпинтери, Дж.Лачидонья, Н.Пуньо – Многомасштабные временные эффекты: мониторинг конструкций с трещинами с использованием метода акустической эмиссии – Физическая мезомеханика, 5 (2005), стр. 85-89
[19] Карпинтери, Дж.Лачидонья, С.Пуцци – Прогноз развития трещин в полномасштабных конструкциях на основе анализа показателя и статистики Юла – Физическая мезомеханика, 3 (2008), стр. 75-87

E.J. Nefedyev[1],V.P. Gomera[2], A.D. Smirnov[2], A.V. Grigorieva[3], L.O.Stojanovsky[4]

DETECTION OF CRACKS FORMATION AND GROWS IN METAL-CONCRETE MASSIVE IN THE PROCESS OF THERMAL TESTS BY THE ACOUSTIC EMISSION METHOD

[1]St. Petersburg, Krylov Scientific Center, Russia,
[2]Kirishi, Leningrad region, KINEF Ltd, Russia,
[3]St. Petersburg State University, Russia,
[4] St. Petersburg State Polytechnical University, Russia;

Abstract

The paper discusses the results of the acoustic emission method (AE) for monitoring the damage accumulation of the concrete model at the stage of thermal tests. The monitoring was carried out within 21 days to determine the time of formation, locations and size of cracks in the concrete block, as well as to monitor the process of their evolution. Implemented in the layout waveguides allowed continuous monitoring of cracking of the concrete structure during thermal tests in the temperature range of + 20 ° C to + 450°C. The study demonstrated the possibility of online registration of the formation and development of cracks in the concrete layout under the influence of thermal loads. The proposed technology of AE signal filtering allowed selecting signals

from the formation and growth of cracks against the background of noise of different nature. The position of cracks in the concrete volume which determined by the results of the 3-dimensional location associated with the site of structural elements of the layout and the actual position of the cracks detected during autopsy of the structure after the thermal test. The position of cracks in the volume of the concrete array, determined by the results of the 3-dimensional location, is compared with the site of the structural elements of the layout and the actual position of cracks identified during the opening of the structure after the completion of thermal tests.

Keywords: acoustic emission, metal-concrete layout, monitoring of thermal testing, cracks, localization of the defects in three-dimensional space

REFERENCES

[1] Bazhenov, Y. M. Concrete Technology, - M.: Higher. SHK, 1987 - 415 p.
[2] Gvozdev A. A. Bearing capacity calculation of structures by the method of limit equilibrium. M., Stroyizdat 1949 - 280 p.
[3] Berg, O. J. Physical foundations of concrete and reinforced concrete strength theory. M. Gosstroyizdat, 1962. - 98 p.
[4] Sheikin, A. E. Method for the prediction of ultimate for concrete creep strain. - Concrete and reinforced concrete, 1977, № 7.
[5] Rebinder P. A. New physico-chemical research methods. M. Ed. AN SSSR, 1950. Vol.1.- 188 p.
[6] Yu. V. Zaitsev-fracture Mechanics for builders-M., Higher school, 1991 - 288 p.
[7] GOST Ru 52727-2007.Technical diagnostics. Acoustic-emission diagnostics. General requirements.
[8] PB 03-593-03. Rules for the organization and conduct of acoustic emission control of pressure vessels, boilers, apparatus and process pipelines.
[9] Determination of the Degree of Danger of Crack-like Defects in 17G1C Steel by the Acoustic Emission Method / Nefedyev E. at al., In M.M. Radkevich and A.N. Evgrafov (Ed), Modern Engineering. Science and education, St. Petersburg, Publishing House of Polytechnic University – 2017, Pp.387-401.
[10] Nefedyev E. The Use of Acoustic Emission Method with Spectral Analysis of Signals to Determine the Parameters of a Leak in the Pipeline ITER, In M.M. Radkevich and A.N. Evgrafov (Ed), Modern Engineering. Science and education, St. Petersburg, Publishing House of Polytechnic University - 2013, Pp.347-355.
[11] Nefedyev E., Gomera V., Smirnov A. Use of the Capabilities of Acoustic-Emission Technique for Diagnostics of Separate Heat Exchanger Elements, In: A. Evgrafov (ed.), Advances in Mechanical Engineering, Lecture Notes

in Mechanical Engineering, DOI 10/1007/978-3-319-29579-4_19, Springer International Publishing Switzerland – 2016, Pp. 183-194.
[12] Gomera V., Nefedyev E., Smirnov A. On the Possibility of Production Defect-Free Welds Under Acoustic Emission Monitoring, In: A. Evgrafov, O.Egorova (ed.), International Review of Mechanical Engineering (IREME), Vol.11, N 5, May 2017, Special Issue on "Advances in Modern Mechanical Engineering Research", ISSN 1970-8734, , Pp.343-349.
[13] Nefedyev E., Gomera V., Smirnov A. Determination of a Pre-destructive State During Hydraulic Testing of Steel Pipes with Defects by the Acoustic-Emission Method, In: A. Evgrafov (ed.), Advances in Mechanical Engineering, Lecture Notes in Mechanical Engineering, DOI 10/1007/978-3-319-72929-9, Springer International Publishing AG – 2018, Pp. 115-127.
[14] L.Calabrese, G.Campanella, E.Proverbio – Use of Cluster Analysis of Acoustic Emission Signals in Evaluating Damage Severity in Concrete Structures – J. Acoustic Emission, 28 (2010), Pp. 129-141.
[15] L.Golaski, P.Gebski, K.Ono – Diagnostics of Reinforced Concrete Structures by Acoustic Emission - 25th European Conference on Acoustic Emission Testing, Prague, Czech Republic, 2002, Pp. I/207-I/215.
[16] M.Ohtsu – Quantitative AE Techniques Standardized for Concrete Structures – 27th European Conference on Acoustic Emission Testing, Cardiff, Wales, UK, 2006, Pp. 183-192
[17] Development of Methods to Increase Efficiency AE Control of Heat Exchangers // In M.M. Radkevich and A.N. Evgrafov (Ed), Modern Engineering. Science and education, St. Petersburg, Publishing House of Polytechnic University - 2014, Pp.408-418.
[18] A. Carpinteri, John.Lacidogna, N. Ponyo – Multiscale temporal effects: the monitoring of structures with cracks using acoustic emission method – Visionstatement, 5 (2005), Pp. 85-89
[19] A. Carpinteri, John.Lacidogna, S., Pozzi – Prediction of crack growth in full-scale structures based on indicator analysis and statistics Yula – Physical mesomechanics, 3 (2008), Pp. 75 – 87.

ISSN 2223-0807
Современное машиностроение: Наука и образование :
материалы 7-й международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н.Евграфова и А.А. Поповича.- СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2018.

DOI 10.1872/MMF-2018-30
УДК 629.113

С.С.Пернебеков, А.Т.Туленов, У.А.Усипбаев

МЕТОД ПРОСТОЙ ОЦЕНКИ ПОКАЗАТЕЛЕЙ КОМБИНИРОВАННОГО ПРАВИЛА ЗАМЕН КОНСТРУКТИВНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ

Сакен Садибекович Пернебеков,
Южно-Казахстанский государственный университет имени М.Ауэзова
Казахстан, Шымкент
Тел.: (725)221-05-93, E-mail: saken_uko@mail.ru

Айдарали Туленович Туленов
Южно-Казахстанский государственный университет имени М.Ауэзова
Казахстан, Шымкент
Тел.: (725)230-02-53, E-mail: kafiedra.topid@mail.ru

Усен Асылбекович Усипбаев
Южно-Казахстанский государственный университет имени М.Ауэзова
Казахстан, Шымкент
Тел.: (725)230-02-53, E-mail: 87012167334@mail.ru

Аннотация

Правило комбинированных замен, когда детали заменяются как по своему отказу, так и по отказу других деталей, имеет широкое применение в практике эксплуатационного ремонта и поэтому заслуживает особого внимания.

В основу предлагаемой методики определения среднего количества замен дешевой детали по причине ее отказа положена интегральная формула полного математического ожидания случайной величины с использованием аппарата теории восстановления.

В качестве математического ожидания случайной величины принято среднее количество замен дешевой детали по причине ее отказа на

интервале от 0 до T, которое зависит от числа принимаемых гипотез, заключающихся в количестве отказов дорогой детали..

Ключевые слова: машина, сборочная единица, деталь, эксплуатация, ремонт, ресурс, наработка, отказ, ведущая функция, стратегия замен, восстановление, комбинированное правило замен, коэффициент использования ресура, средняя наработка, распределение наработок.

В практике ремонта сборочных единиц машин часто встречается так называемое правило комбинированных замен. Нередко имеют место ситуации, при которых одна деталь (пусть №1) существенно дешевле другой (пусть №2). Поэтому заменять дорогую деталь вместе с отказавшей дешевой нецелесообразно, и наоборот, имеет смысл заменять дешевую деталь вместе с отказавшей дорогой.

Количество замен в результате отказа дешевой детали №1 $\Omega_1^*(t)$ при комбинированной стратегии меньше, чем при индивидуальной замене $\Omega_1(t)$, что объясняется обновлением (полным восстановлением ресурса) этой детали при отказе дорогой детали №2. Следовательно, $\Omega_1^*(t) < \Omega_1(t)$.

Метод расчета ведущей функции $\Omega_1^*(t)$, разработанный Г.В.Цинадзе, основан на интегральной формуле полного (среднего) математического ожидания. Этот метод [1] является аналитическим и поэтому представляет возможность широкого анализа получаемых результатов, что, безусловно, является положительным. Однако процедура расчета несколько трудоемка. Этот недостаток еще более усложняется, когда одна деталь, названная №1, заменяется по отказу и принудительно не только по отказу детали №2, но и других деталей. При ремонте возникает необходимость заменять деталь №1 по отказу и попутно при отказе детали №2, а эту деталь №2 в свою очередь заменять по отказу и принудительно при отказе иной детали, назовем ее №3.

Другой вновь созданный метод [2], основанный на имитационном моделировании, имеет по сравнению с рассмотренным большую область применения, он охватывает приведенные случаи применения комбинированного правила замен, но ограничивает анализ.

Известны также методы [3] и [4], не отличающиеся универсальностью и простотой выполнения расчетов.

Как указано в [5], полезно иметь, наряду с точными формулами, простые оценки функции восстановления. В рассматриваемом случае это относится к ведущей функции $\Omega_1^*(t)$.

Точность такого метода оценок меньше, чем аналитических методов и имитационного моделирования. Однако во всех случаях точность должна соответствовать, как следует из методологии исследования операции, точности исходной информации. Последняя выявляется пассивным экспериментом в эксплуатации и находится, как обычно принято считать,

на уровне 5-10 %. Это относится к ресурсам конструктивного элемента и их распределениям.

Для решения возникшей задачи по созданию метода простых оценок представилось необходимым использовать не только математику, но и правдоподобные рассуждения. Совместное использование математики и правдоподобных рассуждений рассмотрено, например, в [6].

Комбинированное правило замен снижает число постановок в ремонт изделия из-за уменьшения отказов детали №1, о чем уже упоминалось, но одновременно увеличивает потребность в этих деталях, так как при попутных заменах их ресурс используется не полностью.

Воспользуемся коэффициентом среднего ресурса β_{P_1}[7], равного отношению средней наработки на замену t_{H3} детали №1 при отказах других деталей к ее среднему ресурсу t_{P_1}

$$\beta_{P_1} = \frac{t_{H3}}{t_{P_1}}, \quad (1)$$

Наибольшая эффективность комбинированного правила замен имеет место в тех случаях, когда отказы деталей №1 и №2 практически совпадают. В этих случаях коэффициент использования ресурса β_{P_1} детали близок к единице, и следовательно, отказ детали №1 снижает ведущую функцию $\Omega_{инд}(t)$ детали №1 на единицу, точнее близкую к этой величине.

Наименьшая эффективность возникает в том случае, когда после замены детали №1 по отказу через пренебрежимо малую наработку возникает отказ детали №2, а следовательно, коэффициент использования ресурса принудительно заменой детали №1 в этом случае будет так же ничтожно мал, то есть $\beta_{P_1} \approx 0$. Из приведенных рассуждений следует

$$\Omega_1^*(t) = \Omega_1(t) - \beta_{P_1}\Omega_2(t), \quad (2)$$
$$0 < \beta_{P_1} < 1$$

Значение β_{P_1} величина случайная, принадлежащая некоторому распределению. Выявим его. Отказ детали №2 событие случайное как бы ни был распределен ее ресурс. Наработка на отказ подчинена первой или последующим функциям композиций, что зависит от порядкового номера замены данной детали.

Попутная замена может произойти до первого или после нескольких отказов (замен) детали №1. Наработка между последним отказом (заменой) детали №1 и отказом детали №2, при котором произойдет попутная замена детали №1, также величина случайная, на которую влияет ряд производственных и эксплуатационных факторов. Следовательно, в данном случае действует много случайных факторов, среди которых нет превалирующих. С этих позиции правомерно предложить ,что распределение значений β_P не противоречит нормальному закону распределения.

Для выявления значения β_P составим расчетную схему, для чего примем

$$\beta'_{P_1} = \frac{t}{t_{P_1}},$$

где: $t -$ любая случайная величина наработки, подчиненная данному закону, а не средняя наработка, как это принято в формуле (1).

На рис. 1 кривая *1* отражает распределение наработок детали №1 при замене ее только по отказу. Естественно, что эта кривая отражает тот закон распределения, которому подчинены случайные наработки детали, и, конечно этот закон может быть не только нормальным, что зависит от физики отказов.

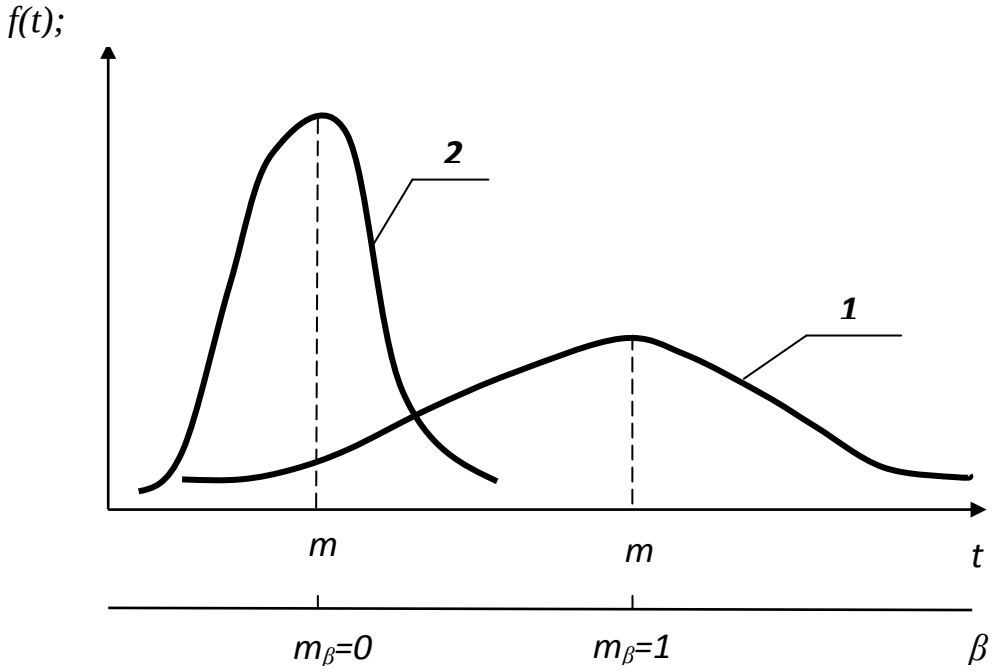


Рисунок 1. Распределение наработок детали №1

Однако нельзя предположить и экспоненциальный закон распределения, так как при этом попутные замены лишены практического смысла. Математическое ожидание значения коэффициента использования при индивидуальных заменах (заменах только по отказу) равно, в соответствии с формулой (1), единице.

Кривая *2* (см. рис. 1) отражает распределение наработок детали №1 по принудительной замене при отказе детали №2. Это распределение не противоречит нормальному закону, что уже рассмотрено.

Параметры этого закона распределения:

математическое распределение

$$m_{\beta_P} = 0{,}5\,, \qquad (3)$$

среднеквадратическое отклонение σ_{β_P}, исходя из свойства 6σ

$$\sigma_{\beta_P} = \frac{0{,}5}{3}, \quad (4)$$

Коэффициент использования ресурса детали β_{P_1} при попутной замене при осторожной оценке, характеризуемой вероятностью α_1 и соответствующему ей квантилю u_2 нормального закона распределеения может быть меньше математического ожидания

$$\beta_{P_{1\,2}} = m_{\beta_P} - u_2\sigma_{\beta_P},$$

или с учетом приведенных соотношений (3) и (4)

$$\beta_{P_{1\,2}} = 0{,}5\left(1 - \frac{u_2}{3}\right), \quad (5)$$

С учетом полученного соотношения (5) и правдоподобных рассуждений преобразуем соотношение (2), отражающее значение ведущей функции при комбинированном правиле замен, когда деталь №1 заменяется по отказу и принудительно (попутно) при отказе детали №2:

$$\Omega_1^*(t) = \Omega_1(t) - 0{,}5\Omega_2(t), \quad (6)$$

или

$$\Omega_1^*(t) = \Omega_1(t) - 0{,}5(1 - \frac{u_2}{3})\Omega_2(t).$$

Наконец, рассмотрим случай, когда имеются три детали, при этом деталь №1 заменяется по отказу и попутно при отказах деталей №1 и №3: деталь №1 заменяется по отказу и попутно при отказе детали №3; деталь №3 заменяется только по отказу. В этом случае комбинированно заменяются детали №2 и №1, и поэтому требуется определить $\Omega_2^*(t)$ и $\Omega_1^*(t)$.

Схема для данного случая представлена на рис. 2.

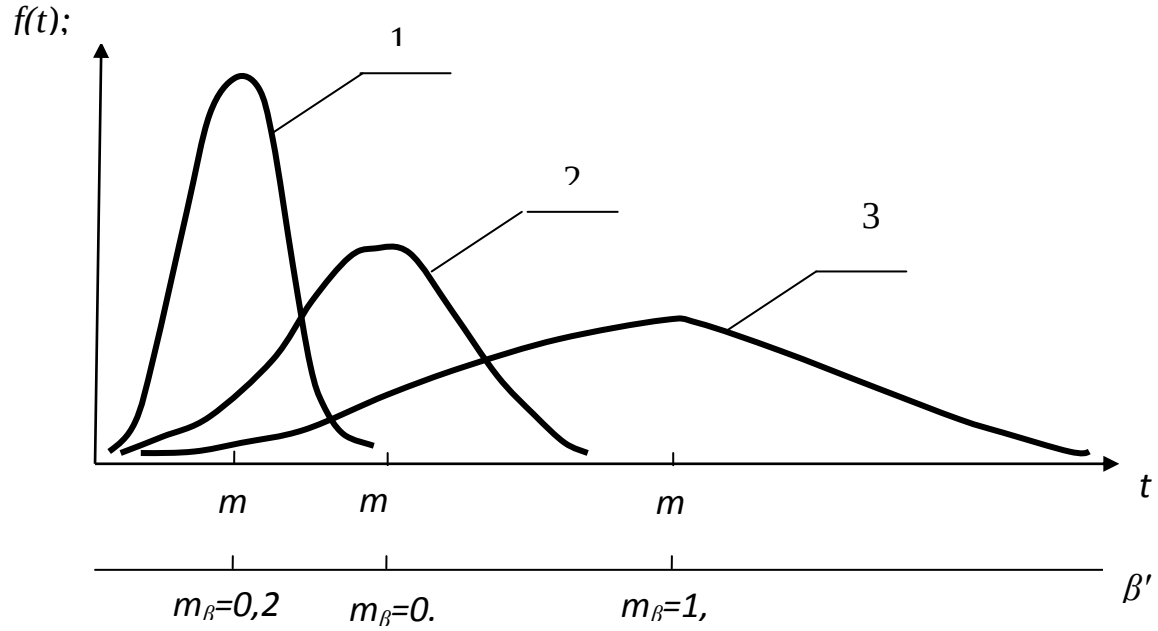


Рисунок 2. Распределение наработок деталей №1, №2, №3

Кривая *1* отражает распределение наработок детали №2 при ее замене по отказу; кривая *2* – распределение наработок на принудительную замену детали №2 при отказе детали №3; кривая *3* – распределение наработок на принудительную замену детали №1 при отказе детали №3 или деталь №1 заменяется также принудительно при отказе детали №2.

Для определения $\Omega_2^*(t)$ используем соотношение (6) в следующем виде:

$$\Omega_2^*(t) = \Omega_2(t) - 0{,}5\Omega_3(t), \qquad (7)$$

или

$$\Omega_2^*(t) = \Omega_2(t) - 0{,}5(1 - \frac{u_2}{3})\Omega_3(t)$$

Для определения $\Omega_1^*(t)$ воспользуемся полученным соотношением и расчетной схемой, представленной на рис. 2. Получим

$$\Omega_1^*(t) = \Omega_1(t) - 0{,}5\Omega_2^*(t) - 0{,}25\Omega_3(t) \text{ или}$$

$$\Omega_1^*(t) = \Omega_1(t) - 0{,}5(1 - \frac{u_2}{3})\Omega_2^*(t) - 0{,}25(1 - \frac{u_2}{3})\Omega_3(t).$$

Как видно из разработанных соотношений, они имеют ограничения по значениям ведущих функций деталей, а именно: ведущая функция попутно заменяемой детали №1 - $\Omega_1(t)$ должна быть больше половины значений суммы ведущих функций деталей, с которыми они попутно заменяются.

Уместно отметить, что это ограничение обычно выполняется. Действительно, попутно заменяемая деталь является существенно менее долговечной других деталей. В противном случае требуется воспользоваться аналитическими или имитационными методами.

Последующей задачей явилось сопоставление результатов расчетов, выполненных по вновь разработанному методу, с результатами, полученными имитационным моделированием. При сопоставлении принято $m_{\beta_P} = 0{,}5$ и $1 - \frac{u_2}{3} = 1$.

Сопоставление результатов расчета с имитационным моделированием [2] приведено в табл. 1, а сопоставление результатов расчетов ведущих функций с имитационным моделированием приведено в табл. 2.

Таблица 1 - Исходные данные

№ детали	Цена, руб	Параметры закона Вейбулла				Ведущая функция при индивидуальной замене Ω (Т=300 тыс. км)
		До первого отказа		Между отказами		
		a_1	$в_1$	a_1	$в_1$	
1	2,5	140	2,58	112	2,58	2,341
2	8	180	3,11	114	3,11	1,635
3	12	200	3,72	160	3,72	1,367

Таблица 2 - Результаты сравнения

Правила замен	Имитационное моделирование	Метод оценок				Точность в % (+,-)
		$\Omega_1^*(T)$	$\Omega_2^*(T)$	$\Omega_3(T)$	Ω(Т)	
Деталь №2 индивидуально и по отказу детали №3	2,362	-	0,9515	1,367	2,318	-1,84
Деталь №1 индивидуально и по отказам деталей №2, №3	4,0014	1,5235	0,9515	1,367	3,842	-3,98

В целях выявления точности расчетов ведущих функций деталей, заменяемых только комбинированно, из суммарной ведущей функции исключена ведущая функция детали №3, заменяемая только по отказу. Результаты расчетов приведены в табл. 3.

Таблица 3 - Результаты расчетов

$\Omega^*(T)$	Имитационное моделирование	Метод оценки	Точность в % (+,-)
$\Omega_2^*(T)$	2,362-1,367=0,995	0,9515	- 4,3
$\Omega_1^*(T)+\Omega_2^*(T)$	4,0014-1,367=2,6344	1,5235+0,9525=2,475	- 6,05

Как видно из приведенного анализа, точность расчетов по вновь разработанному методу оценок удовлетворяет требованиям, обусловленным точностью исходной информации, выявляемой подконтрольной эксплуатацией машин.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

[1] Цинадзе Г.В., Керимов Ф.Ю., Шейнин А.М. Определение показателей процесса восстановления при комбинированной стратегии замен деталей машин. – Труды / МАДИ. – М. – 1978, вып. 152, с. 66-70.

[2] Шукенов К.К. Метод поиска оптимальной стратегии выполнения ремонтов с заменой деталей машин // Формирование и функционирование парка дорожных машин эксплуатационного предприятия: Сб. научн. тр. / МАДИ. – М. – 1988. – с. 37-44.
[3] Башева А.А., Норкин С.Б.Один из методов расчета показателей процессов восстановления при комбинированном стратегии замен // Повышение эффективности и качества эксплуатации дорожных машин: Сб. научн. тр. / МАДИ. – М. – 1980. – с. 9-13.
[4] Головин С.Ф. Определение показателей процессов восстановления при комбинированной стратеги замен // Методы повышения эффективности эксплуатации дорожных машин: Сб. научн. тр. / МАДИ. – М. – 1981. – с. 47-48.
[5] Гнеденко Б.В., Беляев Б.К., Соловьев А.Д. Математические методы в теории надежности. - М.: Наука, 1965. - 112 с.
[6] Пойа Д. Математика и правдоподобные рассуждения. – М.: Иностранная литература, 1957. - 213 с.
[7] Шейнин В.А. Некоторые системы замены деталей машин // Надежность и качество. – М.: Стандарты, 1970, №4, с. 4-9.
[8] Дюмин И.Е. Повышение эффективности ремонта автомобильных двигателей. – М.: Транспорт, 1987. - 176 с.
[9] Зорин В.А. Основы работоспособности технических систем. – М.: ООО «Магистр-Пресс», 2005. - 535 с.
[10] Лукинский В.С., Зайцев Е.П. Прогнозирование надежности автомобилей. – Л.: «Политехника», 1991. – 224 с.

S.S.Pernebekov, A.T.Tulenov, U.A.Ussipbayev

A SIMPLE ESTIMATION METHOD OF PARAMETRS OF COMBINED RULES OF REPLACEMENT OF DESIGN ELEMENTS

M.Auezov South Kazakhstan State University, Kazakhstan.

Abstract

The rule of combined replacements, when parts are replaced both as for their failure, and on failure of other parts, is widely used in practice of operational repair and therefore deserves a special attention.

The basis of the proposed methodology for determining the average number of replacements of cheap parts by the reason of its refusal is put an integral formula of complete mathematical expectation of a random variable by using the apparatus of the renewal theory.

As the expectation of a random variable is accepted the average number of replacements of cheap parts due to its refusal by the interval from 0 to T, which depends on the number of accepted hypothesis, which is that in the number of refusal of expensive parts.

Key words: machine, subassembly, part, operation, repair, resource, running hours, refusal, leading function, the strategy of replacements, recovery, combined rule of replacements, coefficient of resource use, average running time, the distribution of running hours.

REFERENCES

[1] Tsinadze G.V., Kerimov F.YU., Sheynin A.M. Opredeleniye pokazateley protsessa vosstanovleniya pri kombinirovannoy strategii zamen detaley mashin. – Trudy / MADI. – M. – 1978, vyp. 152, s. 66-70. (rus.)
[2] Shukenov K.K. Metod poiska optimal'noy strategii vypolneniya remontov s zamenoy detaley mashin // Formirovaniye i funktsionirovaniye parka dorozhnykh mashin ekspluatatsionnogo predpriyatiya: Sb. nauchn. tr. / MADI. – M. – 1988. – s. 37-44. (rus.)
[3] Basheva A.A., Norkin S.B.Odin iz metodov rascheta pokazateley protsessov vosstanovleniya pri kombinirovannom strategii zamen // Povysheniye effektivnosti i kachestva ekspluatatsii dorozhnykh mashin: Sb. nauchn. tr. / MADI. – M. – 1980. – s. 9-13. (rus.)
[4] Golovin S.F. Opredeleniye pokazateley protsessov vosstanovleniya pri kombinirovannoy strategi zamen // Metody povysheniya effektivnosti ekspluatatsii dorozhnykh mashin: Sb. nauchn. tr. / MADI. – M. – 1981. – s. 47-48. (rus.)
[5] Gnedenko B.V., Belyayev B.K., Solov'yev A.D. Matematicheskiye metody v teorii nadezhnosti. - M.: Nauka, 1965. - 112 s. (rus.)
[6] Poya D. Matematika i pravdopodobnyye rassuzhdeniya. – M.: Inostrannaya literatura, 1957. - 213 s. (rus.)
[7] Sheynin V.A. Nekotoryye sistemy zameny detaley mashin // Nadezhnost' i kachestvo. – M.: Standarty, 1970, №4, s. 4-9. (rus.)
[8] Dyumin I.Ye. Povysheniye effektivnosti remonta avtomobil'nykh dvigateley. – M.: Transport, 1987. - 176 s. (rus.)
[9] Zorin V.A. Osnovy rabotosposobnosti tekhnicheskikh sistem. – M.: OOO «Magistr-Press», 2005. - 535 s. (rus.)
[10] Lukinskiy V.S., Zaytsev Ye.P. Prognozirovaniye nadezhnosti avtomobiley. – L.: «Politekhnika», 1991. – 224 s. (rus.)

ISSN 2223-0807
Современное машиностроение: Наука и образование :
материалы 7-й международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н.Евграфова и А.А. Поповича.- СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2018.

DOI 10.1872/MMF-2018-31
УДК 621.892

Е. Б. Седакова[1], Ю. П. Козырев[2]

МНОГОМАСШТАБНОСТЬ ТЕПЛОВЫХ ЭФФЕКТОВ В МАТЕРИАЛАХ ПАРЫ ТРЕНИЯ ПОЛИМЕР-СТАЛЬ

[1]Елена Борисовна Седакова, д.т.н., ведущий научный сотрудник
Федеральное государственное бюджетное учреждение науки
Институт проблем машиноведения Российской Академии наук
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812)321-4774, E-mail: elenasedakova2006@yandex.ru.

[2]Юрий Петрович Козырев, к.т.н., старший научный сотрудник
Федеральное государственное бюджетное учреждение науки
Институт проблем машиноведения Российской Академии наук
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812)321-4774, E-mail: ykoz2006@yandex.ru

Аннотация

В работе рассмотрены вопросы, связанные с влиянием фрикционного нагрева на снижение уровня износотойкости полимерного элемента пары трения вследствие изменения его вязко-упругих свойств. Получено соотношение для прогнозирования величин допустимых нагрузок при изменении величин скоростей скольжения в пределах выбранного диапазона. Предложена расчетно – экспериментальная методика определения средней температуры в зоне трибоконтакта полимер-сталь.

Ключевые слова: трение, износ, полимер, путь трения, тепловой поток, контактная температура, объемная температура.

Введение

При исследовании тепловых эффектов в трибоконтактах можно выделить два масштабных уровня без учета, так называемой, "температуры вспышек". К первому уровню следует отнести нагрев элементов скольжения узла трения в целом, ко второму – тепловые явления в области

вблизи самого трибоконтакта. Первый уровень определяет условия теплового контакта с другими частями машин и механизмов. Знание величин температур вдали от зоны трения дает возможность решать вопросы необходимой теплоизоляции узла трения и вопросов его сборки.

Уровень температуры в зоне трибоконтакта для пар трения полимер - металл имеет большое значение, так как уже при относительно средних нагрузках температура в этой зоне может достигать величины температуры размягчения полимера, превышение которой может привести либо к повышенному износу полимерного материала, либо к полному разрушению трибосопряжения.

Таким образом, оценка температуры полимера на различных масштабных уровнях наряду с характеристиками износа дает возможность конструкторам разрабатывать более надежные и оптимальные по своим характеристикам триботехнические узлы машин и механизмов.

При трении температурное поле, непосредственно в зоне фрикционного контакта имеет достаточно сложный случайный характер вследствие того, что тепловыделение при трении происходит в областях непосредственного контакта микронеровностей. Расчет температуры в зоне фрикционного контакта усложняется еще тем, что коэффициент распределения тепловых потоков может зависеть от интенсивности образования пленок переноса на металлическом контртеле в процессе трения. В этом случае основное влияние на износ может оказывать объемная температура образца. В [1] и [2] исследовалось влияние объемной температуры на триботехнические характеристики ПТФЭ. Главный недостаток приведенных выше исследований состоял в том, что в них не учитывался нагрев образцов за счет фрикционного тепла. Однако в [1] при построении зависимостей коэффициента износа K от скорости скольжения было обнаружено, что максимум величины K с ростом температуры обнаруживает сдвиг в сторону более высоких значений v. В [2] резкий рост коэффициента износа при достижении критической скорости скольжения был идентифицирован как переход от умеренного к серьезному износу и точка перехода при росте температуры смещается по шкале скорости скольжения в область более высоких значений.

Теоретическая часть

В первой части настоящей работы изучался износ образцов ПТФЭ, нагрев которых производился за счет фрикционного тепла с целью оценки роли объемной температуры на допустимые нагрузки при трении без учета уровня температур на самой поверхности контакта. В качестве критерия износостойкости была принята величина коэффициента износа, определяемая по соотношению

$$K = \frac{\Delta V}{NL_{TP}}\ , \qquad (1)$$

где ΔV - объемный износ материала при трении скольжения за время эксперимента; N -нагрузка на узел трения; L_{TP}- путь трения.

Аппроксимация экспериментальных результатов проводилась с использованием эмпирического закона изнашивания, который устанавливает связь между величиной K и совместной нагрузкой pv, и имеет вид [3, 4]

$$K = apve^{-bpv} + c(e^{dpv} - 1), \qquad (2)$$

где a, b, c, d – размерные коэффициенты.

Зависимость (2) имеет максимум при малых pv и проходит через минимум. Эмпирический закон отражает в аналитической форме те механизмы, которые имеют место при износе полимерного элемента и отраженны в [1] и [2].

Для определения температуры в зоне трибоконтакта пары трения полимер - металл рассмотрим полимерный элемент узла трения в виде параллелепипеда с источником энергии трения, расположенным в центре грани с координатой z=0 (рис. 1). Так как источник энергии в виде трибоконтакта обычно имеет объем существенно меньший по сравнению с объемом полимерного элемента, то для определения поверхностной температуры можно применить модель расчета с равномерно распределенными источниками тепла постоянной мощности на единицу объема размещенными в полимерном образце [5]. Примем, что источник фрикционного тепла располагается в середине грани полимерного образца - параллелепипеда с координатой z=0. Тогда расчетный нагрев поверхности образца Δt_P имеет одинаковую величину для всех граней параллелепипеда. При этом допущении для расчета поверхностной температуры можно использовать формулу Ньютона

$$\Delta t_P = t_S - t_c = \frac{P}{\alpha_K S}\ , \qquad (3)$$

где P –мощность сил трения, поступающая в полимерный образец; α_K - коэффициент теплоотдачи; S- площадь поверхности образца; t_S – температура грани образца; t_c – температура окружающей среды.

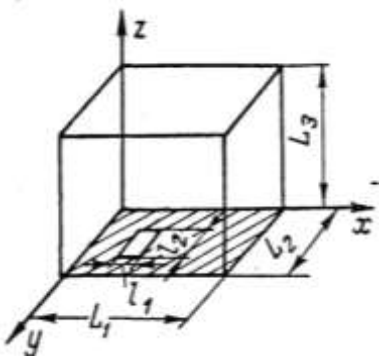


Рис. 1. Полимерный элемент узла трения в виде параллелепипеда.

L_1, L_2, L_3 - линейные размерами граней параллелепипеда. Плоский прямоугольный источник тепловой энергии с размерами сторон l_1 и l_2 расположен в середине грани с с координатой z=0.

Для оценки величины α_K воспользуемся данными, приведенными в [6], где для ламинарной конвекции найдено, что α_K находится в пределах от 5 до 10 Вт/(м^2 град) . В данной работе принята α_K = 8 Вт/(м^2 град).

Величина P определяется по соотношению

$$P = (1 - K_T)\, fpvS_H \ , \qquad (4)$$

где K_T - коэффициент распределения тепловых потоков; f -коэффициент трения; p - контактное давление; v –скорость скольжения; S_H – номинальная площадь контакта.

Для расчета величины K_T, характеризующей долю энергии трения в виде потока тепла уходящего при трибоконтакте в материал с большей теплопроводностью, можно использовать формула Шаррона [7].

$$K_T = \frac{\sqrt{\lambda\rho c}}{\sqrt{\lambda\rho c} + \sqrt{\lambda_1\rho_1 c_1}} \ , \qquad (5)$$

где λ и λ_1 -теплопроводности; ρ и ρ_1 -плотности; c и c_1 - теплоемкости металлического контртела и полимерного материала соответственно.

Подставляя (4) и (5) в (3) найдем величину Δt_P для различных величин pv. После определения поверхностных температур перейдем к рассмотрению температурного поля образца создаваемого плоским прямоугольным источником энергии со сторонами l_1 и l_2. (рис. 1) . Этот источник моделирует тепловой поток от зоны трения в образец. Полагая, что на всех гранях температура постоянна и равна t_S, найдем сопротивление R_T тепловому потоку, распространяющемуся от источника до поверхности образца

$$R_T = \frac{t_{cp} - t_S}{P} \ , \qquad (6)$$

где t_{cp} -средняя поверхностная температура источника тепла.

Принимая за средний размер полимерного образца L линейный размер грани с координатой z=0, получаем $L=L_1=L_2$. Среднюю поверхностную температуру источника энергии можно найти из соотношения [5]

$$t_{\tilde{n}\partial} = \frac{P\varphi}{\lambda L} + t_S = \frac{P\varphi}{\lambda L} + \Delta t_p + t_c \ , \qquad (7)$$

где φ - специальная функция, определяемая по номограммам, приведенным в [5].

Экспериментальная часть

Для реализации поставленных задач были проведены исследования изнашивания полимеров в широком диапазоне нагрузок и скоростей скольжения. При испытании чистых полимеров обычно требуется широкий диапазон изменения нагрузки [8]. Поэтому для исследования трения применялась специальная экспериментальная установка, описание которой приведено в [9]. Испытания проводились по схеме кольцо–плоскость. Исследовались образцы из политетрафторэтилена (ПТФЭ) и композита на его основе Ф4К20 (ПТФЭ+ 20 об. % кокса), размером 20 на 20 мм и высотой 5 мм. Контртело в форме кольца со средним радиусом 4,5 мм было изготовлено из стали 45 ГОСТ 1050-88. В экспериментах путь трения L_{TP} составлял 1000 м. В качестве параметра использовалась величина совместной нагрузки pv являющейся произведением контактного давления p на скорость скольжения v. Значения pv изменялись от малых величин (0,05 МПа м/с) до величин порядка 2,5 МПа м/с, при которых наблюдается существенный фрикционный нагрев трибоузла. С целью учета влияния скорости скольжения проводились 4 серии опытов. В каждой серии скорость скольжения была постоянной и равной 0,1; 0,2 ; 0,3 и 1 м/с, а указанный диапазон pv достигался за счет изменения контактного давления. Величина массового износа образца Δm определялась в конце испытаний взвешиванием образца, а величина K рассчитывалась по общепринятой методике по (1). Перед каждым испытанием ПТФЭ на износ поверхность контртела обрабатывалась шкуркой с зернистостью 1200. Температура измерялась на боковой поверхности полимерного образца в конце каждого испытания. Для измерения температуры использовался безконтатный измеритель температуры – инфракрасный термометр UT 302 C. Для микроскопического изучения дорожек трения применялся микроскоп Бринелля МПБ-3, в котором окуляр был заменен на цифровую камеру Levenhuk C35 NG с увеличением ×50, что позволило оперативно получать снимки изношенной поверхности.

Обсуждение полученных результатов

На рис. 2 приведены результаты аппроксимации экспериментальных данных K при износе ПТФЭ при одних и тех же величинах pv, но

полученных при различных скоростях скольжения. Графики рис. 2 отчетливо показывают сдвиг положения минимума кривых pv_{min} по оси pv в зависимости от скорости скольжения, для которой вычисляется совместная нагрузка. Отметим, что при более высоких значениях pv, соответствующих минимальным значениям K, температура полимера выше из-за его фрикционного разогрева. Положение минимума было принято ранее в [3] за допустимый уровень нагрузки, при превышении которого происходит резкое возрастание износа, связанного с образованием подповерхностных трещин. Кроме того, имеет место вертикальный сдвиг кривых рис. 2 за счет более интенсивного износа при более высоких скоростях скольжения.

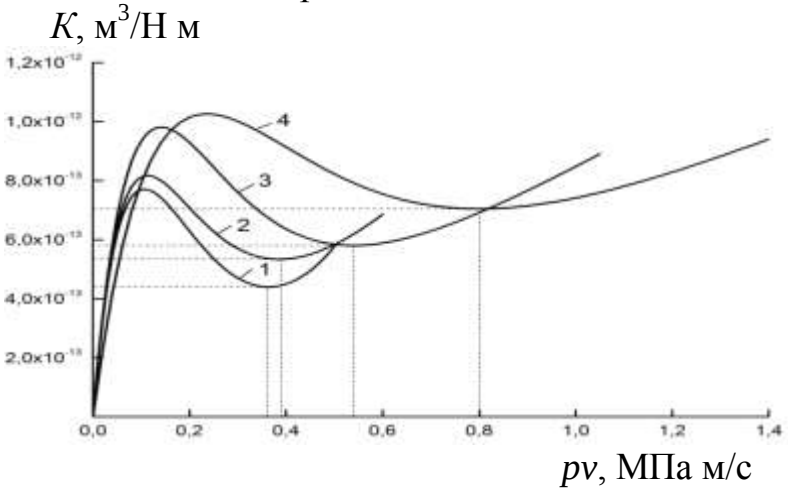
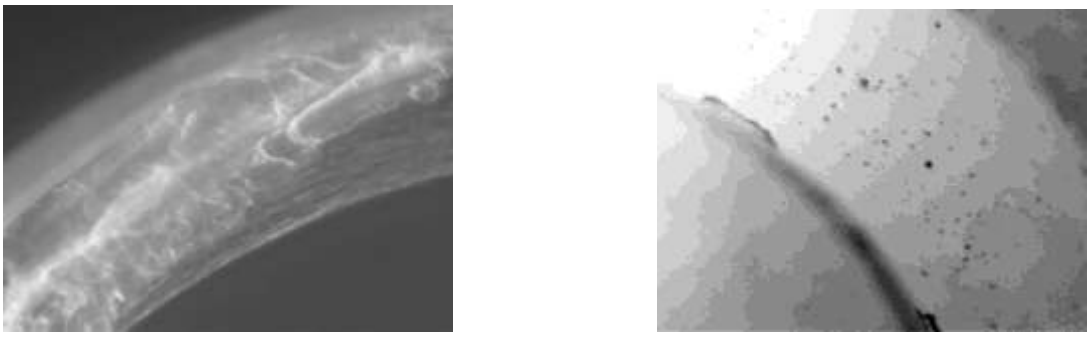


Рис. 2. Результаты аппроксимации по (2) расчетно-экспериментальных значений K в зависимости от pv. Величины pv определялись при v: 0,1 (1); 0,2 (2); 0,3 (3) и 1 (4) м/с.

На рис. 3 приведены микрофотографии контактной поверхности пары трения ПТФЭ–сталь 45 при v= 0,2 м/с, полученные при различных значениях p. Ширина дорожки трения составляет 1 мм. Микроснимки дорожек трения, полученные при значениях pv, соответствующих средним значениям нагрузок, при которых проявляется адгезионный и усталостный износ соответственно. На микроснимке рис. 3 а) видно, что на поверхности стального контртела имеются локальные области фрагментов ПТФЭ, которые могут образовывать пленки переноса и подвергаться износу. На рис. 3 б). видны микротрещины на дорожке трения ПТФЭ. Таким образом, результаты микрофотографирования подтверждают, что на участке обратной зависимости величины K при увеличении pv происходит рост и изнашивание пленок переноса, т.е. преобладает адгезионный износ. Аналогичные результаты микроскопического исследования поверхности трибоконтакта были получены и для других величин v.



а). б).

Рис. 3. а). Микрофотография поверхности трения контртела из стали 45 после изнашивания ПТФЭ при преобладающем адгезионном механизме изнашивания, величина p=1,5 МПа, v=0,2 м/с.; б). микрофотография дорожки трения ПТФЭ после изнашивания по стали 45 при преобладающем усталостном механизме изнашивания, величина p=2,5 МПа, v=0,2 м/с.

Рассмотрим горизонтальный сдвиг кривых рис. 2, вызванный влиянием температуры. Для частично кристаллических полимеров при температурах стеклования трибологическое поведение, как функция скорости или сдвиговой скорости, в широком диапазоне температур может быть представлено посредством обобщенной кривой путем использования фактора сдвига $a(T)$, определяемого соотношением Аррениуса

$$a(T) = \exp\left[\frac{\Delta H}{R}\left(\frac{1}{T} - \frac{1}{T_0}\right)\right] \quad , \qquad (10)$$

где T - абсолютная температура опыта; T_0 - начальная температура для фактора сдвига, T_0 =297К; ΔH- энергия активации; R- универсальная газовая постоянная.

В [2] делается вывод, что энергия активации применительно к трибологическими проблемами может находиться в пределах 7 - 10 ккал/моль. Для проводимых расчетов выбираем величину 10 ккал/моль. Исходные величины для расчета величины $a(T)$ приведены в табл. Естественно, что при изменении pv температурный режим образца будет меняться, что будет сказываться на величине $a(T)$. В табл. приведены экспериментально полученные значения объемной температуры и расчетные значения $a(T)$. Таким образом, за счет обобщения температурно-временного сдвига можно иметь одно значение допустимой нагрузки $pv_{\min}(a(T))$, которая, в среднем, равна 0,26 МПа м/с. Воспользоваться этим соотношением для прогнозирования не представляется возможным, так как величина $a(T)$ изменяется с изменением скорости скольжения за счет смещения pv_{min} и соответствующего повышения температуры узла трения.

Таблица. Результаты измерения температуры образцов ПТФЭ при различных скоростях скольжения и при значениях pv_{min}, расчетные значения $a(T)$ и $pv_{\min}(a(T))$

pv_{min}, МПа м/с	v, м/с	T, К	$a(T)$	$pv_{\min}(a(T))$
0,36	0,1	303,1	0,75	0,27
0,39	0,2	307,3	0,60	0,23
0,55	0,3	311,1	0,49	0,27
0,76	1	320	0,37	0,28

Так как нами найдены четыре значения $a(T)$ при различных скоростях, то величину $a(T)_v$ можно аппроксимировать следующим образом

$$a(T)_v = a(T)_0^{1-4(v-v_o)}, \qquad (11)$$

где $a(T)_0$ - температурный сдвиг при скорости v_0=1 м/с.

Тогда величину pv_{min} для любых промежуточных значений v в диапазоне 0,1÷1 м/с можно найти из соотношения

$$pv_{\min} = \frac{0,26}{a(T)_v}. \qquad (12)$$

Следует заметить, что коэффициент 0,26 был найден при испытании образцов определенных размеров. Таким образом, характеристики износа полимерных материалов, как и их деформационные свойства, имеют температурно-временную природу. На это указывает и вертикальный сдвиг кривых (рис. 2) который возникает по причине того, что с ростом скорости скольжения модуль упругости и прочностные свойства вязкоупругих материалов возрастают.

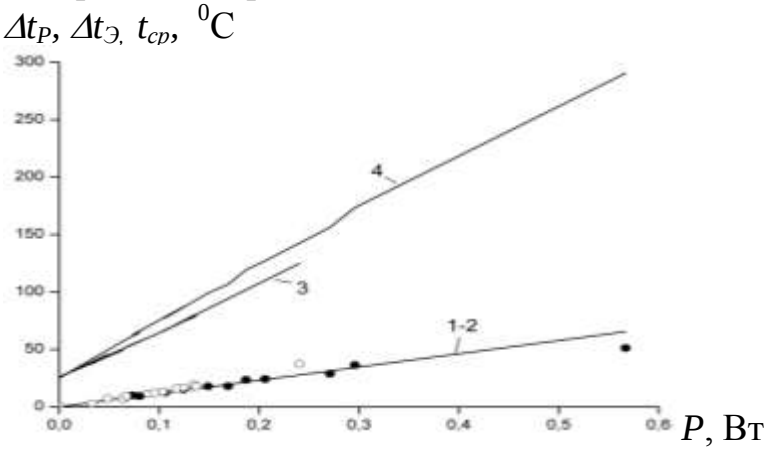
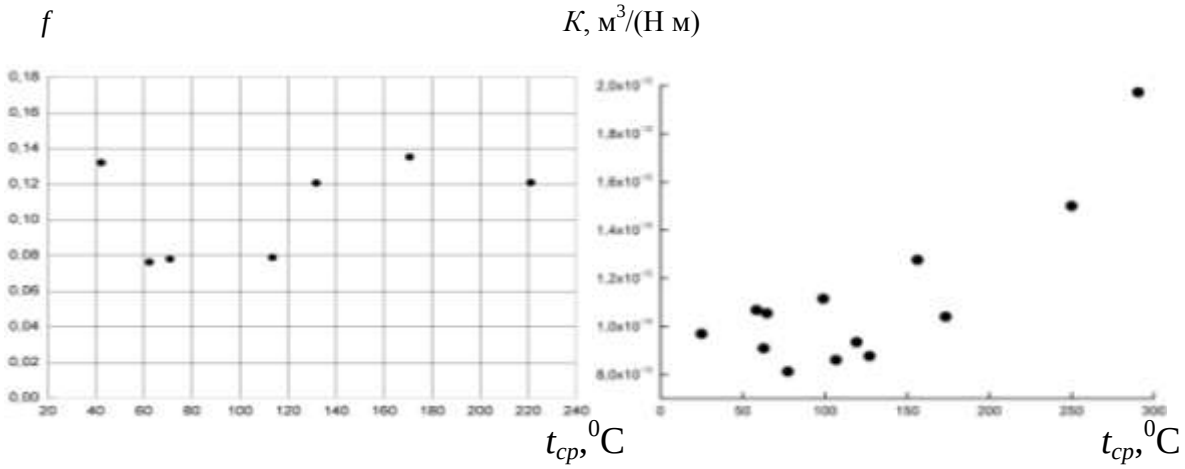


Рис. 4. Параметры нагрева образцов в зависимости от мощности трения. Экспериментальные величины нагрева поверхности образцов: ПТФЭ (●) , Ф4К20 (○); (1-2) - расчетные величины нагрева поверхности образцов ПТФЭ и Ф4К20; расчетные температуры на поверхности трибоконтакта 3- Ф4К20, 4- ПТФЭ.

Зависимости экспериментально полученных и расчетных величин поверхностных температур трибоконтакта полимерных образцов и расчетных значений температур в зоне трибоконтакта от *pv* для ПТФЭ и Ф4К20 приведены на рис. 4. Данные рис. 4 показывают хорошее совпадение экспериментальных $\Delta t_Э$ и расчетных $\Delta t_Р$ значений поверхностных температур ПТФЭ и Ф4К20 (зависимость 1-2). Расчетная зависимость 3 температуры в зоне трибоконтакта $t_{ср}$, полученная для Ф4К20, имеет несколько меньший угол наклона к оси абсцисс по сравнению с зависимостью 4, полученной для ПТФЭ, по-видимому, из-за более низкой величины коэффициента трения Ф4К20 по стали 45.
На рис. 5 представлены расчетно-экспериментальные значения коэффициента трения и коэффициента износа в зависимости от рассчитанной по (5) температуры на трибоконтакте.



а). б).

Рис. 5 . а). Расчетно-экспериментальные значения коэффициента трения ПТФЭ (●) в зависимости от температуры на трибоконтакте; б). расчетно-экспериментальные значения коэффициента износа ПТФЭ (♦) в зависимости от температуры на трибоконтакте.

Из данных, приведенных на рис. 5 а) видно, что величина коэффициента трения в рассматриваемом диапазоне температур имеет два уровня. В температурном диапазоне от 60 до 110^0С величина *f* имеет значения около 0,08, в то же время в температурных диапазонах от 20 до 60^0С и от 110 до 220 ^{0}С величина *f* увеличивается до 0,13. Таким образом, при контактных температурах от 60 до 110^0С, по-видимому, имеет место адгезионное взаимодействие с образованием пленок переноса полимера на поверхности контртела [10], что приводит к низкому коэффициенту трения. Когда температура в зоне контакта достигает 110^0С величина *f* резко увеличивается до 0,13. По-видимому, в этом диапазоне величина

адгезионных сил, заметно снижается и имеет место износ ПТФЭ микрошероховатостями контртела. При температурах ниже 60^0С величина f принимает также значения порядка 0,13, что свидетельствует о недостаточности адгезионных сил и в этом диапазоне. Таким образом, величина $f < 0{,}1$ указывает на тот факт, что износ происходит в области нагрузок, при которых проявляется адгезионный механизм изнашивания ПТФЭ. Данные рис. 5 б) показывают нелинейную зависимость величины K с увеличением температуры на контакте [11]. Износ ПТФЭ и композита на его основе Ф4К20 в области предполагаемого действия адгезионного механизма изнашивания заметно ниже. В диапазоне температур на контакте свыше 110^0С величина K возрастает практически линейно за счет существенного вклада механической составляющей изнашивания.

Расположение экспериментальных точек, представленных на рис. 5 б), соответствует характеру зависимости коэффициента износа ПТФЭ, построенной с применением эмпирического закона изнашивания (ЭЗИ) [4, 12]. Такое сравнение правомерно, так как ЭЗИ устанавливает зависимость K от pv, то есть от удельной мощности трения, которая оказывает прямое влияние на температуру в области трибоконтакта.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

[1] Tanaka K. Effects of various fillers on the friction and wear of PTFE-based composites In book: Fricnion and wear of polymer composites , edited by K Friedrich. Elsivier science publishers, Amsterdam , 1996. pp.137-174.

[2] Blanchet T. A., Kennedy F. E. Sliding wear mechanism of polytetrafluoroethylene (PTFE) and PTFE composites// Wear. 1992. V. 153. N. 1. P. 229-243.

[3] Козырев Ю.П., Седакова Е.Б. Метод определение допустимых нагрузок при трении с использованием эмпирического закона изнашивания// Вестник машиностроения. 2007. N. 6. С. 44-46.

[4] Седакова Е.Б., Козырев Ю.П. Оценка эффективности наполнения полимерных композитов триботехнического назначения // Труды 3-ей международной научно-практической конференции «Современное машиностроение. Наука и образование»/ под ред. М.М. Радкевича и А.Н. Евграфова. – С.-Пб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2013. -1205 с. С. 379-386.

[5] Дульнев Г.Н, Семяшкин Э.М. Теплообмен в электронных аппаратах. Л.: Энергия, 1968. - 360 с.

[6] Седакова Е.Б., Козырев Ю.П. Инженерная методика оценки поверхностной температуры полимерного элемента узла трения// Тр. IV Междунар. научно-практич. конф. «Инновации на транспорте и в

машиностроении». Т. III / Под ред. В.В. Максарова. СПб.: Национальный минерально-сырьевой университет «Горный», 2016. С. 122-125.
[7] Амосов А.П. Элементарные теплофизические модели трения // Известия Самарск. Научн. центра РАН. 2011. Т. 13. № 4(3) С. 656 – 662.
[8] Friction and Wear of Polymer Composites/ Ed. by K. Fridrich – Amsterdam: Elsevier Scien. Pub. , 1986. – 507 p.
[9] Седакова Е.Б., Козырев Ю.П. Тепловая нагруженность полимера в паре трения политетрафторэтилен- сталь //Трение и износ. 2017. Т. 38. N. 5. С. 386-390.
[10] Гуль В.Е., Кулезнев В.Н. Структура и механические свойства полимеров. М.: Высшая школа. 1979. 352 с.
[11] Седакова Е.Б., Козырев Ю.П. Прогнозирование триботехнических свойств полимерных композитов на основе физической модели изнашивания // Вестник машиностроения. 2013. N. 11. С. 34-38.
[12] Седакова Е.Б., Козырев Ю.П., Бураков И.С. Влияние фрикционного нагрева на диапазон рабочих нагрузок полимерных композитов Неделя науки СПбПУ: материалы научной конференции с международным участием. Институт металлургии, машиностроения и транспорта. Ч. 2.– СПб. : Изд-во Политехн. ун-та, 2017. – 425 с. Стр. 156-159.

E.B. Sedakova, Yu.P.Kozyrev

MULTISCALE OF THERMAL EFFECTS IN MATERIALS OF PAIR FRICTION POLYMER-STEEL

Institute of Problems of Mechanical Engineering Russian Academy of Sciences (IPME RAS), St.Petersburg, Russia

Abstract

In work the questions connected to influence of frictional heating on decreaseof a level wearness of a polymeric element of pair of friction owing to change of its viscoelastic properties are considered. The ratio for forecasting sizes of the safe loads is received at change of sizes of speeds of sliding within the limits of the chosen range. It is offered it is settlement - an experimental technique of definition of average temperature in a zone of friction polymer - steel.

Key words: friction, wear, polymer, a way of friction, a thermal stream, contact temperature, volumetric temperature.

REFERENCES

[1] Tanaka, K. Effects of various fillers on the friction and wear of PTFE- based composites In book: Fricnion and wear of polymer composites, edited by K Friedrich. Elsivier science publishers, Amsterdam, 1996. pp.137-174.

[2] Blanchet, T. A. and Kennedy, F. E. Sliding wear mechanism of polytetrafluoroethylene (PTFE) and PTFE composites, Wear, 1992, vol. 153. no. 1. pp. 229-243.

[3] Kozyrev, Yu.P. and Sedakova, E.B., Method for determining the allowable loads in friction with the use of an empirical wear law, Russ. Eng. Res., 2007, vol. 27, no. 6, pp. 350–353.

[4] Sedakova, E.B. and Kozyrev Yu. P., Estimation of filling efficiency of polymeric composites of tribotechnical purposes, Trudy III mezhdunarodnoi nauchnoprakticheskoi konferentsii "Sovremtnnoe mashinostroenie. Nauka I obrazovanie." (Proc. III Int. Sci.-Pract. Conf. "Modern Machine Engineering. Science and Education», Radkevich, M.M. and Evgrafov, A.N., Ed., St. Petersburg: St.- Petersburg Polytechnic University, 2013, , pp. 379–386.

[5] Dul'nev, G. N. and Semyashin, E.M., Teploobmen v elektronnykh apparatakh (Heat Exchange in Electronic Devices), Leningrad: Energiya, 1968.

[6] Sedakova, E. B. and Kozyrev, Yu. P., Engineering evaluation of the surface temperature of a polymer element of a friction unit, Trudy IV mezhdunarodnoi nauchnoprakticheskoi konferentsii "Innovatsii na transporte i v mashinostroenii" (Proc. IV Int. Sci.-Pract. Conf. "Innovations in Transport Industry and Machine Engineering"), Maksarov, V.V., Ed., St. Petersburg: Nats. Miner.-Syr'evoi Univ., 2016, vol. 3, pp. 122–125.

[7] Amosov, A.P., Elementary Tegako physical models of friction, Izv. Samar. Nauch. Tsentra, Ross. Akad. Nauk, 2011, vol. 13, no. 4 (3), pp. 656–662.

[8] Friction and Wear of Polymer Composites/ Ed. by K. Fridrich – Amsterdam: Elsevier Scien. Pub. , 1986. – 507 p.

[9] Sedakova, E. B. and Kozyrev, Yu.P., Polymer Thermal Loading in the Polytetrafluoroethylene–Steel Friction Pair, Trenie i Iznos 2017, Vol. 38, No. 5, pp. 461–466.

[10] Gul V. E. and Kulezniov V. N. Structura I meschanicheskie svoistva polymerov, Moscow: Vucshaya shkola, 1979. -352 p.

[11] Sedakova, E. B. and Kozyrev, Yu. P., Predicting the Behavior of Polymer Composites on the Basis of a Physical Model of Wear, Vestn. Mashinostr., 2013, No. 11, pp. 34–37.

[12] Sedakova, E.B., Kozyrev Yu. P. and Burakov I. S., Influence of frictional heating on the range of workloads polymer composites, Nedelya nauki, Materialy nauchnoy konferentsii s mezdunarodnum uschastiem. Institut metallurgii, maschinostroeniya i transporta, P. 2, Ed., St. Petersburg: St.- Petersburg Polytechnic University, 2017, pp. 156–159.

ISSN 2223-0807
Современное машиностроение: Наука и образование:
материалы 7-й международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н.Евграфова и А.А. Поповича. - СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2018.

DOI 10.1872/MMF-2018-32
УДК 669.295: 621.01

М.А.Скотникова[1], С.А.Шашерина[2], О.В. Паитова[3], Г.В. Цветкова[4]

ТРИБОТЕХНИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА НАНОСТРУКТУРИРОВАННЫХ МЕДНО-НИКЕЛЕВЫХ ПОКРЫТИЙ

[1] Скотникова Маргарита Александровна
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (921)987-8752, E-mail: skotnikova@mail.ru.

[2] Шашерина Светлана Александровна
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (961)850-3750, E-mail: svetlana111@inbox.ru.

[3] Паитова Ольга Владиславовна
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (909)588-0867, E-mail: olja.stern@gmail.com.

[4] Цветкова Галина Викторовна
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (911)902-9933, E-mail: tsvetkova_gv@mail.ru.

Аннотация

В работе исследованы триботехнические, металлографические и физико-химические свойства наноструктурированных медно-никелевых покрытий, нанесённых на изделия из инструментальной стали Х12М. Результаты показали, что значительное увеличение (в 2,3 раза) износостойких свойств покрытий были достигнуты после интенсивной пластической деформации под напряжением 3,5 ГПа. При этом

формировалась структура с минимальным размером областей когерентного рассеяния (ОКР) 23 нм и максимальной величиной микродеформации кристаллической решётки (МДР) 1,25 %.

Ключевые слова: износ, наноструктура, покрытие, интенсивная пластическая деформация.

1. Введение

В машиностроении при обработке резанием важной задачей является повышение износостойкости режущего инструмента [1-9]. Прежде всего, кромка инструмента должна обладать высокой износостойкостью, адгезионным взаимодействием и повышенной теплопроводностью. Этим условиям отвечают покрытия на основе меди-никеля, приводящие к снижению контактных температур в связи с увеличением теплопроводности поверхностного слоя.

В настоящее время метод диффузионного легирования из среды легкоплавких жидкометаллических растворов применяется для нанесения (Cu-Ni) покрытий на инструменты. При этом образуются покрытия, характеризующиеся одинаковой толщиной, стабильностью структуры, свойств и высоким качеством [10-14].

2. Методика и материалы

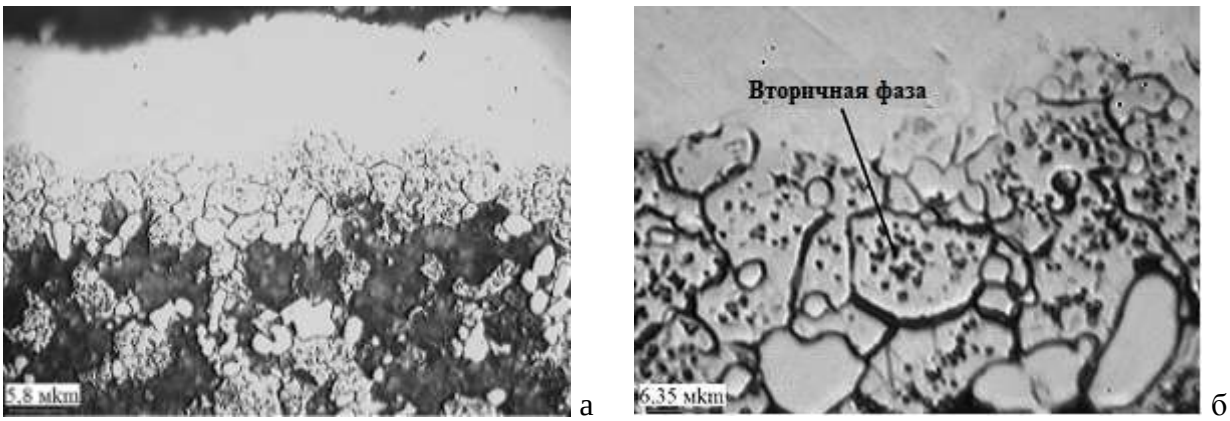
Материалы для исследования получены по технологии диффузионной металлизации, разработанной в Кубанском технологическом университете [1], с нанесением (Cu-Ni) покрытия на инструментальную сталь Х12М. Материалы подвергались последующей интенсивной пластической деформации (ИПД) при напряжениях 3,0; 3,5; 4,0 и 4,5 ГПа [10-11,15-16].

Изучение микроструктуры стали Х12М проводили с помощью микровизора отраженного света μVizo-MET. Микрорентгеноспектральный анализ выполняли с помощью микроанализатора «Camebax micro», оснащенного энергодисперсионным спектрометром «INCA ENERGY 350», с энергией электронов зонда 15 кэВ и локальностью определения 0,3 мкм. Идентификация фаз в образцах проводилась методом рентгеноструктурного анализа (РСА) с использованием Дифрактометра «Bruker-D8» с излучением CuKa. Триботехнические испытания проводились на Машине трения «СМЦ-2» на образцах из стали Х12М до и после нанесения покрытия по схеме «колодка-ролик» с частотой вращения нижнего ролика 300 об/мин. Приработка проводилась в течении 300 с. при нагрузке 10 кгс.

3. Результаты работы

3.1. Оптическая металлография и микрорентгеноспектральный анализ покрытия в исходном состоянии.

Результаты исследования микроструктуры покрытий стали Х12М и распределение легирующих элементов после диффузионного легирования при температуре 1000 С, 2 ч. (исходное состояние) представлены на рис. 1, рис. 2, рис. 3 и в табл. 1. В пограничном слое нанесенного покрытия видно дробления зерен, появление частиц вторичных фаз (карбидов и интерметаллидов).



а б

Рисунок 1. Фотографии структуры стали Х12М с покрытием (исходное состоянии), полученные с помощью оптического микроскопа μVizo-MET. х1600 (а), х2500 (б)

Рисунок 2. Микроструктура промежуточного слоя покрытия исследованной стали Х12М после диффузионного легирования при температуре 1000 С, 2 ч.

В исходном состоянии в поверхностном слое покрытия содержание меди, никеля и хрома было 23,55; 54,10 и 0,006 %, соответственно. На расстоянии от поверхности 25 мкм (переходный слой) содержание Cu и Ni плавно снижалось до 0 и 2,69%, соответственно, см. рис. 3, и табл. 1.

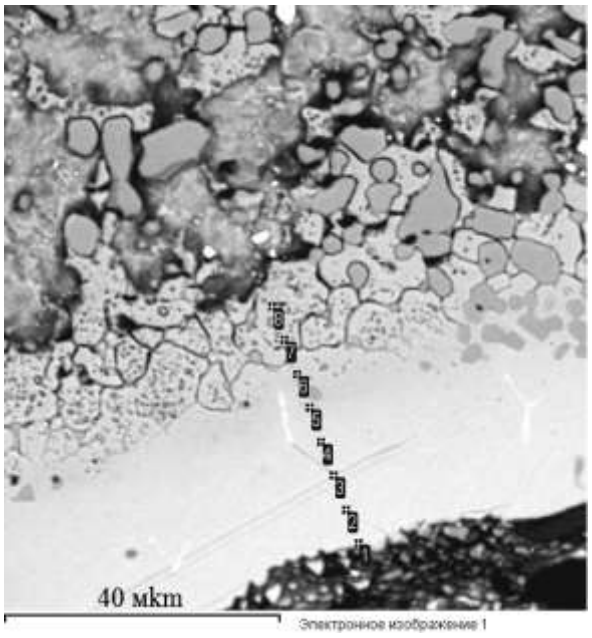


Рисунок 3. Фото структуры стали Х12М после диффузионного легирования (исходное состояние), полученное с помощью микроанализатора «Camebax micro».

Таблица 1. Распределение легирующих элементов в исходном состоянии, [вес. %]

Место анализа	Al	Cr	Fe	Ni	Cu	Mo
1	2.59	0.06	19.49	54.10	23.55	0.21
2	0.67	0.66	23.75	54.01	20.91	0
3	0.90	1.01	32.43	50.18	15.23	0.25
4	1.08	1.62	44.57	43.21	9.33	0.19
5	0.87	5.72	67.73	21.73	3.83	0.12
6	0.57	15.12	74.51	8.35	1.27	0.18
7	0.62	20.18	76.32	2.69	0	0.19
8	0.59	14.75	83.56	0.98	0	0.12
Max.	2.59	20.18	83.56	54.10	23.55	0.25
Min.	0.57	0.06	19.49	0.98	1.27	0.12

Напротив, содержание Cr в переходном слое увеличивалось до 20,18%. Как показали результаты РСА, в этих переходных слоях, обогащенных хромом и железом, образовались частицы кубического карбида $M_{23}C_6$ и Сигма-фазы FeCr, рис. 1, б, рис. 2.

Таким образом, оказалось, что в процессе диффузионного легирования инструмента из стали Х12М (исходное состояние), в поверхностном слое возникают встречные потоки легирующих элементов. Медь и особенно никель проникают в поверхность инструмента из стали Х12М. Напротив, хром и железо из стали перераспределяются в (Cu-Ni) покрытие, особенно в приграничную его область, где выпадают вторичные фазы [17-20].

3.2. Оптическая металлография и микрорентгеноспектральный анализ покрытия после интенсивной пластической деформации.

Сравнительный микрорентгеноспектральный анализ распределения легирующих элементов в стали Х12М до и после интенсивной

пластической деформации (ИПД) под действием напряжения 3,5 ГПа, представлен на рис. 4.

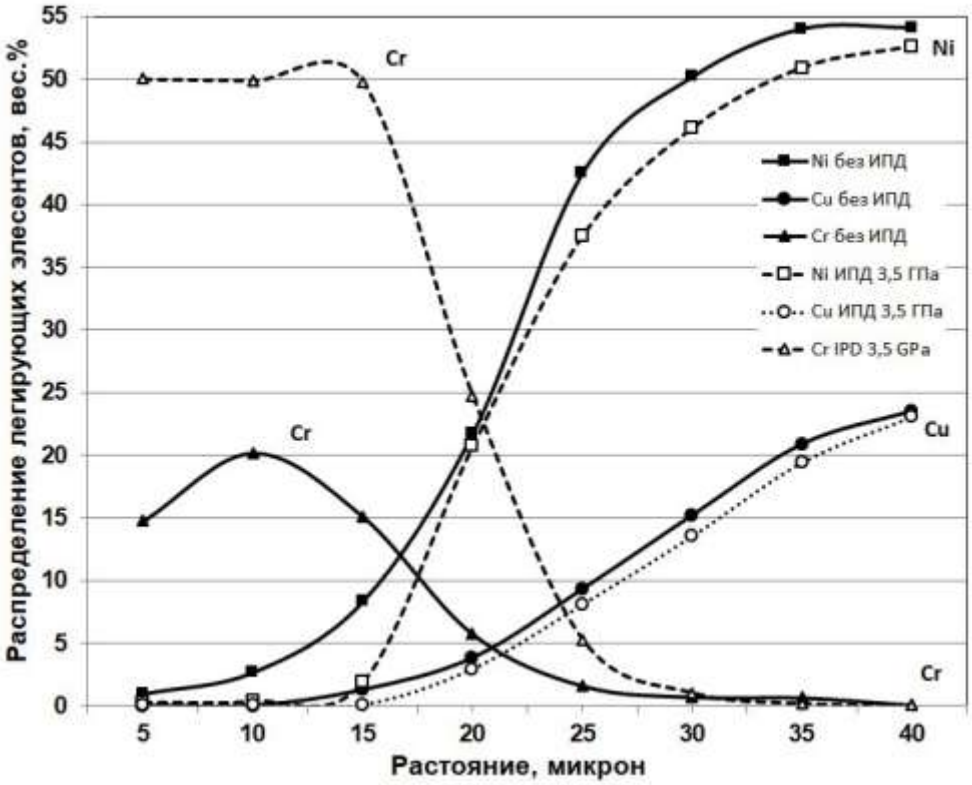


Рисунок 4. распределения легирующих элементов в стали Х12М до и после интенсивной пластической деформации (ИПД) под напряжением 3,5 ГПа (Cu-Ni покрытие справа)

Как показали результаты, после ИПД при напряжениях 3.5; 4.0 и 4.5 ГПа на качественном уровне графики распределения легирующих элементов были идентичны и мало отличались от исходного состояния. На количественном уровне после ИПД в поверхностном слое и на глубине покрытия концентрация Cu и Ni снизилась до 1,3...3,4%. Концентрация Cr, по сравнению с начальным условием, выросла в промежуточном слое, но только после ИПД при напряжении 3,5 ГПа, рис. 4. На остальных образцах в (Cu-Ni) покрытии, в приграничной его области, наблюдали равномерное распределение хрома и железа. В этих случаях в промежуточном слое выпадение кубического карбида $M_{23}C_6$ и сигма-фазы FeCr не происходило.

3.3. Рентгеноструктурный анализ покрытия стали Х12МФ до и после интенсивного пластического деформирования

Изучали ширину дифракционных линий (W), размеры областей когерентного рассеяния (ОКР) и величину микродеформации кристаллической решётки (МДР) покрытия стали Х12М до и после интенсивного пластического деформирования под напряжением 3,0; 3,5;

4,0 и 4,5 ГПа. ОКР — это часть зерна, отделенная от соседней части дефектной стенкой. Для очень малых зерен, где нет границ, эти понятия совпадают. Обычно по мере роста зерна оно разбивается на ряд областей когерентного рассеяния, разделенных дислокационными стенками, субзерна развернуты друг относительно друга и поэтому рассеивают не когерентно.

В исходном состоянии в промежуточном слое (Ni-Cu) покрытия, выпадение кубического карбида $M_{23}C_6$ и сигма-фазы FeCr представляется как многостадийный процесс, включающий образование сегрегаций атомов, формирование когерентных предвыделений и наконец обособление вторичных фаз карбида $M_{23}C_6$ и интерметаллида FeCr, имеющих максимальную ОКР размером 36 нм и минимальную величину МКД 1,25 %.

После ИПД при напряжениях 3,0; 3,5; 4,0 и 4,5 ГПа размеры ОКР и МКД изменились, как показано на рис. 5 и в табл.2.

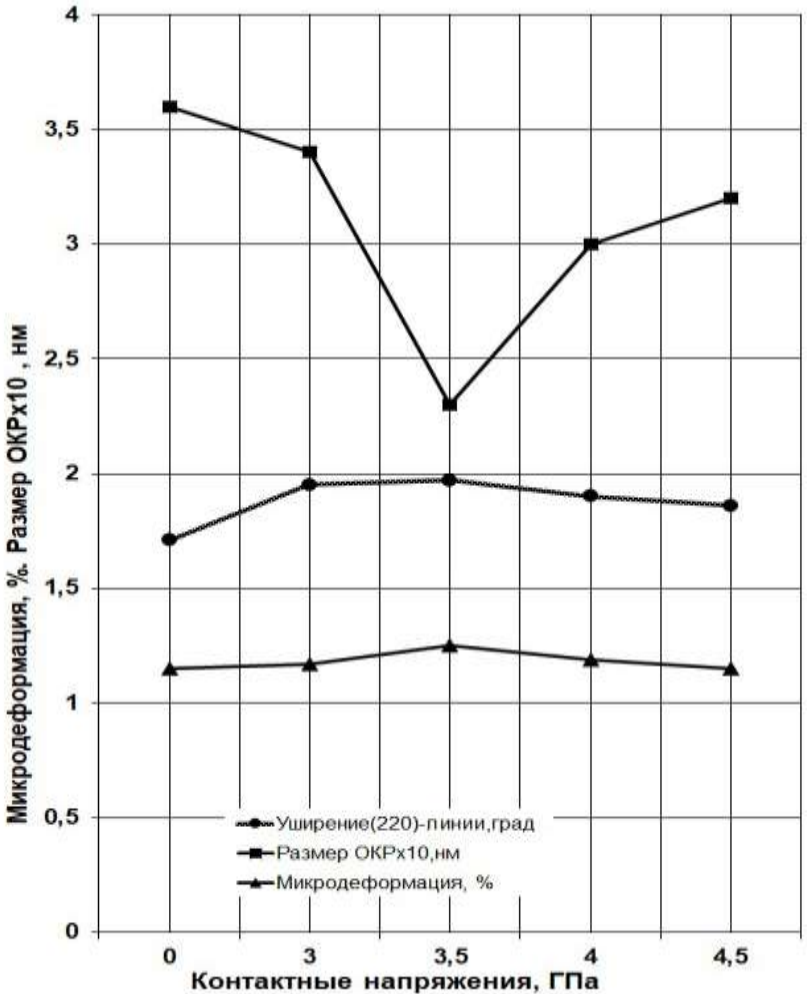


Рисунок 5. График зависимости от ширины линии дифракции (W), микродеформации кристаллической решётки (МДР) и области когерентного рассеяния (ОКР) от величины приложенных напряжений при ИПД.

Таблица 2. Значения ширины дифракционных линий (W), размеры областей когерентного рассеяния (ОКР) и величины микродеформации кристаллической решётки (МДР) от величины приложенных напряжений при ИПД.

№ об-разца	Напряжение ИПД [ГПа]	Значения ширины дифракционных линий, W, [угл. град.]			Размер ОКР размеры областей когерентного рассеяния, [нм]	Величина микродеформации МДР, [%]
		CuNi (111)	CuNi (222)	CuNi (220)		
	0			1,71	36	1,15
2	3	0,42	0,77	1,95	34	1,17
1	**3,5**	**0,53**	**0,91**	**1,97**	**23**	**1,25**
3	4	0,41	0,75	1,90	30	1,19
4	4,5	0,37	0,62	1,86	32	1,15

После ИПД под напряжением 3,5 ГПа максимальное уширение дифракционной линии W(220) составляло 1,97 градуса, максимальный размер МКД – 1,25%, а минимальные размеры ОКР – 23 нм.

3.4. Исследования триботехнических свойств материалов.

Как показали триботехнические испытания, рис.6, нанесение Cu-Ni

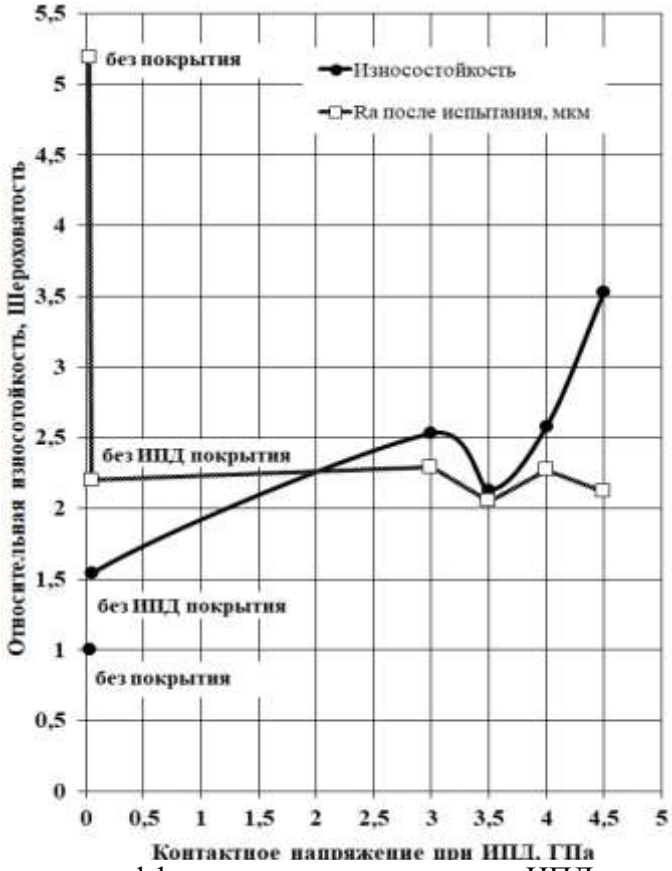


Рисунок 6. Влияние диффузионного легирования и ИПД на относительную износостойкость и шероховатость образцов из стали Х12М

покрытия путем диффузионного легирования на инструмент из стали 12ХМ, привело к значительному повышению относительной износостойкости и снижению шероховатости поверхности инструмента в 1,5 и 2,4 раза, соответственно, по сравнению со свойствами поверхности без покрытия.

При истирании в паре со сталью Х12М коэффициент трения и относительное сопротивление износу имели значения 0,083 ± 0.028 и 1,54 ± 0.21, соответственно. Последующие ИПД покрытий Cu-Ni при напряжениях 3,0; 3,5; 4,0 и 4,5 ГПа приводили к увеличению относительной износостойкости в 2,5; 2,1; 2,6; и 3,5 раза, соответственно, рис. 6.

Снижение относительной износостойкости после ИПД при напряжении 3,5 ГПа коррелировало с уменьшением размера областей когерентного рассеяния (ОКР), имеющих дислокационные малоугловые границы в вытянутой полигонизованной наноструктуре. Как было показано выше (рис. 5, табл. 2) в переходном слое такого покрытия наблюдалось увеличение концентрации Cr по сравнению с исходным состоянием.

Таким образом, можно предположить, что хром из стали Х12М перераспределялся вдоль дислокационных границ субзерен, вызывая упрочняющее изменение химического и фазового состава покрытия Cu-Ni, а также снижение его относительной износостойкости.

4. Заключение

Проведённые металлографические, физико-химические исследования и триботехнические испытания, позволили заключить, что в процессе нанесения медно - никелевого (Cu-Ni) покрытия на инструмент из стали Х12М и последующего интенсивного пластического деформирования под действием контактных напряжений 3,0; 4,0; 4,5 ГПа, было обнаружено наноструктурирование его поверхностного слоя и соответствующее перераспределение легирующих элементов.

При напряжении 3,5 ГПа значительное повышение износостойкости и снижение шероховатости поверхности после нанесения медно - никелевого покрытия на инструмент коррелировало с уменьшением размера областей когерентного рассеяния (ОКР), имеющих дислокационные малоугловые границы в вытянутой полигонизованной наноструктуре. В переходном слое такого покрытия наблюдалось увеличение концентрации Cr по сравнению с исходным состоянием.

1. Таким образом, в процессе ИПД медно - никелевого покрытия при контактных напряжениях 3,0; 3,5; 4,0 и 4,5 ГПа в поверхностном слое

формируется ультрамелкозернистая структура, что значительно повышает триботехнические свойства поверхности изделий из стали Х12М.

2. Пластическое деформирование под действием внешних контактных напряжений от 3,0 до 3,5 ГПа вызывает увеличение внутренних напряжений, уширение дифракционных линий и микродеформацию кристалической решётки. При 3,5 ГПа достигался минимальный размер ОКР 23 нм, при истирании в паре со сталью Х12М коэффициент трения и износостойкость имеют значения 0,078 и 2,13, соответственно.

3. Нанесение никель-медных покрытий на режущий инструмент и применение ИПД обеспечивает снижение температуры режущей кромки инструмента вследствие высокой теплопроводности и отвода тепла данного покрытия. Это позволило повысить износостойкость инструмента при механической обработке.

Данная работа выполнена при финансовой поддержке Министерства образования и науки Российской Федерации в рамках грантов № 933-2014; № 1972-2014; № 11.5832.2017/8.9.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

[1] Flom D.G., Komanduri R., and Lee M. High-Speed Machining of Metals / Ann. Rev. Mater. Sci., 1994, pp. 231-278.

[2] M.A. Skotnikova, N.A. Krylov. About nature of dissipative processes at cutting treatment of titanium vanes / Материалы 5-ой Международной научно-практическая конференция «Современное машиностроение: наука и образование» MMESE-2016, 30 июня - 01июля 2016 г. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2016. - 1431 с. – С. 530-539.

[3] Komanduri, R., Schroeder, T., Hazra, J., Von Turkovich, B. F. and Flom, D. G. On the Catastrophic Shear Instability in High Speed Machining of An AISI 4340 Steel / ASME J. Ind. 104, 1982. pp. 121-131.

[4] Скотникова М.А., Крылов Н.А., Ван Юйин. Структурные и фазовые превращения в сплаве ВТ-23 при скоростном резании / Труды IV Международной научно-практической конференции «Инновации на транспорте и в машиностроении». Т. III. СПб: Национальный минерально-сырьевой университет «Горный» 2016. С. 130-133.

[5] M.A. Skotnikova, D.A. Kastorsri, N.A. Krylov. Structural and Phase Transformations in Metals at Fast-Track Cutting / Materials science question. SPb. 1(33), 2003, pp. 214-224.

[6] M. A. Skotnikova, V. V. Vinogradov, N. A. Krylov. Accounting of the wave theory of a plastic strain at high-speed machining of surfaces of preparations / Metal working. SPb. 11, 2005, pp.12-15.

[7] Ivanov E.K., Skotnikova M. A., Krylov N. A. Structural phase changes in the hardly processed materials as a way of increase of wear resistance of the tool / Scientific and technical sheets SPBGPU. Science and education. 1, 2012, pp. 41-52.
[8] Skotnikova M. A., Krylov N. A., Motovilina G. D., etc. Transformation in Two - Phase Titanium Alloys under High Speed Mechanical Loading / Materials science questions. SPb. 4 (52), 2007, pp. 359-365.
[9] Skotnikova, M.A., Krylov, N.A**.** About the Nature of Dissipative Processes in Cutting Treatments of Titanium Vanes. Advances in Mechanical Engineering. Springer International Publishing. 2017. pp. 115 – 123.
[10] Соколов А.Г., Артемьев В.П., Шашерина С.А. Влияние углерода стали и природы элементов покрытия на процесс и механизм формирования диффузионных покрытий из среды легкоплавких жидкометалличес-ких растворов / Журнал Технология металлов № 11, 2009 г, стр. 40-44.
[11] Соколов А.Г., Артемьев В.П., Шашерина С.А. Технология и оборудование для диффузионной металлизации из среды легкоплавких жидкометаллических растворов / Журнал Технология металлов № 3, 2010 г, с. 30-35.
[12] Skotnikova M.A, Shasherina S.A., Krylov N.A., Ivanov E.K. Modern metal materials and technologies / Collection of materials of the international scientific and technical conference SPbGPU, Saint Petersburg, Russia, June 20-21, 2011. pp.114-115.
[13] Skotnikova M.A., Shasherina S.A., Krylov N.A., Tsvetkova G.V. Research tribology properties nanostructure diffusion layers of metal coverings / XII International Conference on Nanostructured Materials (NANO 2014) July 13-18, 2014, Lomonosov Moscow State University, Moscow, Russia, p. 332.
[14] Margarita A. Skotnikova, Galina V. Tsvetkova, Nikolay A. Krylov, Evgeniy K. Ivanov, Viktoriya V. Medvedeva and Nikolay V. Bezenkin Features of wear of abrasive grains depending on microcuttings speed of steels / Proceedings of the 24th International Conference Engineering materials & tribology BaltMatTrib – 2015, November 5–6, 2015, Tallinn, Estonia pp. 189-194.
[15] Скотникова М.А., Крылов Н.А., Цветкова Г.В. Особенности пластической деформации и износа абразивных зёрен при высокоскоростной механической обработке / Черные металлы. 2014. № 4 (988). С. 84-92
[16] Margarita A. Skotnikova, Galina V. Tsvetkova, Nikolay A. Krylov. Features of wear of abrasive grains depending on microcuttings speed of steels / Key Engineering Materials. Vol. 674 (2016). The title of the volume is “Engineering Materials and Tribology” pp. 358-364.

[17] M.A. Skotnikova, G.V. Tsvetkova, A.A. Lanina, N.A Krylov, G.V. Ivanova: "Structural and phase transformation in material of blades of steam turbines from titanium alloy after technological treatment", Book, Lecture Notes in Mechanical Engineering, 2015, pp. 93-101.
[18] M.A. Skotnikova, N.A. Krylov, E.K. Ivanov, G.V. Tsvetkova: "Structural and phase transformation in material of steam turbines blades after high-speed mechanical effect", Lecture Notes in Mechanical Engineering, 2016, pp.159-168.
[19] Margarita A. Skotnikova, Galina V. Tsvetkova, Nikolay A. Krylov, Evgeniy K. Ivanov. Features of wear of abrasive grains depending on microcuttings speed of steels. Key Engineering Materials. Vol. 674 (2016). pp. 358-364.
[20] Skotnikova, M.A., Krylov, N.A. About the Nature of Dissipative Processes in Cutting Treatments of Titanium Vanes / Advances in Mechanical Engineering. Selected Contributions from the Conference "Modern Engineering: Science and Education", Saint Petersburg, Russia, June 20-21, 2016. Springer - Verlag. Berlin-Heidelberg. 2017. pp. 115-124.

M.A.Skotnikova[1], S.A.Shasherina[2], O.V.Pautova[3], G.V.Tsvetkova[4]

TRIBOLOGICAL PROPERTIES OF NANOSTRUCTURED COPPER-NICKEL COATING

[1-4] Peter the Great St.-Petersburg Polytechnic University, Russia.

Abstract

Tribotechnical, metallographic and physico-chemical properties of nanostructured copper-nickel coatings applied to H12M tool steel products were investigated in the work. The results showed that a significant increase (2,3 times) in the wear-resistant properties of the coatings were achieved after intense plastic deformation under stress of 3,5 GPA. At the same time, a structure with a minimum size of coherent scattering regions of 23 nm and a maximum value of microdeformation of crystal lattice of 1,25% was formed.

Key words: wear, nanostructure, coverage, intensive plastic deformation.

REFERENCES

[1] Flom D.G., Komanduri R., and Lee M. High-Speed Machining of Metals / Ann. Rev. Mater. Sci., 1994, pp. 231-278.
[2] M.A. Skotnikova, N.A. Krylov. About nature of dissipative processes at cutting treatment of titanium vanes / Proceedings of the 5th international

scientific and practical conference "Modern engineering: science and education" MMESE-2016, June 30 - 01 July 2016. St. Petersburg: Publishing house of Polytechnical Institute. 2016. pp. 530-539.
[3] Komanduri, R., Schroeder, T., Hazra, J., Von Turkovich, B. F. and Flom, D. G. On the Catastrophic Shear Instability in High Speed Machining of An AISI 4340 Steel / ASME J. Ind. 104, 1982. pp. 121-131.
[4] Skotnikova M. A., Krylov N. A. Van Uyin. Structural and phase transformations in VT-23 alloy at high-speed cutting / Proceedings of the IV international scientific-practical conference "Innovations in transport and mechanical engineering". Vol. III. St. Petersburg: national mineral resources University "Mining" 2016. pp. 130-133.
[5] M.A. Skotnikova, D.A. Kastorsri, N.A. Krylov. Structural and Phase Transformations in Metals at Fast-Track Cutting / Materials science question. SPb. 1(33), 2003, pp. 214-224.
[6] M. A. Skotnikova, V. V. Vinogradov, N. A. Krylov. Accounting of the wave theory of a plastic strain at high-speed machining of surfaces of preparations / Metal working. SPb. 11, 2005, pp. 12-15.
[7] Ivanov E.K., Skotnikova M. A., Krylov N. A. Structural phase changes in the hardly processed materials as a way of increase of wear resistance of the tool / Scientific and technical sheets SPBGPU. Science and education. 1, 2012, pp. 41-52.
[8] Skotnikova M. A., Krylov N. A., Motovilina G. D., etc. Transformation in Two - Phase Titanium Alloys under High Speed Mechanical Loading / Materials science questions. SPb. 4 (52), 2007, pp. 359-365.
[9] Skotnikova, M.A., Krylov, N.A**.** About the Nature of Dissipative Processes in Cutting Treatments of Titanium Vanes / Advances in Mechanical Engineering. Springer International Publishing. 2017. pp. 115 – 123.
[10] Sokolov A.G., Artemiev V.P., Shasherina S.A. the Influence of carbon steel and the nature of the coverage elements on the process and mechanism of formation of diffusion coatings from the environment fusible recomedations-cal solutions / Technology of metals, No. 11, 2009, pp. 40-44.
[11] Sokolov A.G., Artemiev V.P., Shasherina S.A. Technology and equipment for the diffusion metallization from environment of the fusible liquid metal solutions / Technology of metals, No. 3, 2010, pp.30-35.
[12] Skotnikova M.A, Shasherina S.A., Krylov N.A., Ivanov E.K. Modern metal materials and technologies / Collection of materials of the international scientific and technical conference SPbGPU, Saint Petersburg, Russia, June 20-21, 2011. pp. 114-115.
[13] Skotnikova M.A., Shasherina S.A., Krylov N.A., Tsvetkova G.V. Research tribology properties nanostructure diffusion layers of metal coverings / XII International Conference on Nanostructured Materials (NANO 2014) July

13-18, 2014, Lomonosov Moscow State University, Moscow, Russia, p. 332.
[14] Margarita A. Skotnikova, Galina V. Tsvetkova, Nikolay A. Krylov, Evgeniy K. Ivanov, Viktoriya V. Medvedeva and Nikolay V. Bezenkin Features of wear of abrasive grains depending on microcuttings speed of steels / Proceedings of the 24th International Conference Engineering materials & tribology BaltMatTrib – 2015, November 5–6, 2015, Tallinn, Estonia pp. 189-194.
[15] Skotnikova M. A., Krylov N. A. Tsvetkova G. V. Peculiarities of plastic deformation and wear of abrasive grains at high-speed machining / Ferrous metals. 2014. No. 4 (988). pp. 84-92.
[16] Margarita A. Skotnikova, Galina V. Tsvetkova, Nikolay A. Krylov. Features of wear of abrasive grains depending on microcuttings speed of steels / Key Engineering Materials. Vol. 674 (2016). The title of the volume is “Engineering Materials and Tribology” pp. 358-364.
[17] M.A. Skotnikova, G.V. Tsvetkova, A.A. Lanina, N.A Krylov, G.V. Ivanova "Structural and phase transformation in material of blades of steam turbines from titanium alloy after technological treatment" / Lecture Notes in Mechanical Engineering, 2015, pp. 93-101.
[18] M.A. Skotnikova, N.A. Krylov, E.K. Ivanov, G.V. Tsvetkova. Structural and phase transformation in material of steam turbines blades after high-speed mechanical effect / Lecture Notes in Mechanical Engineering, 2016, pp.159-168.
[19] Margarita A. Skotnikova, Galina V. Tsvetkova, Nikolay A. Krylov, Evgeniy K. Ivanov. Features of wear of abrasive grains depending on microcuttings speed of steels / Key Engineering Materials. Vol. 674 (2016). pp. 358-364.
[20] Skotnikova, M.A., Krylov, N.A. About the Nature of Dissipative Processes in Cutting Treatments of Titanium Vanes / Advances in Mechanical Engineering. Selected Contributions from the Conference “Modern Engineering: Science and Education”, Saint Petersburg, Russia, June 20-21, 2016. Springer - Verlag. Berlin-Heidelberg. 2017. pp. 115-124.

МЕХАТРОНИКА И РОБОТОТЕХНИКА

ISSN 2223-0807
Современное машиностроение: Наука и образование :
материалы 6-й международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н.Евграфова и А.А. Поповича.- СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2018.

DOI 10.1872/MMF-2018-33
УДК 621.865.8+62-503.5

Н. С. Воробьева[1], В. В. Жога[2], И. А. Несмиянов[1], А. Г. Иванов[1]

КИНЕМАТИЧЕСКИЙ СИНТЕЗ ПРОГРАММНЫХ ПЕРЕМЕЩЕНИЙ ПРИВОДОВ МАНИПУЛЯТОРА – ТРИПОДА С ТРЕХСТЕПЕННЫМ ЗАХВАТОМ

[1]Наталья Сергеевна Воробьёва, к.т.н., зав. кафедрой
ФГБОУ ВО Волгоградский государственный аграрный университет
Россия, г. Волгоград
Тел.: (8442)41-18-49, E-mail: vorobva@inbox.ru

[2]Виктор Викторович Жога, д.ф-м.н., профессор
ФГБОУ ВО Волгоградский государственный технический университет
Россия, г. Волгоград
Тел.: (8442)24-80-99, E-mail: Zhoga@vstu.ru

[1]Иван Алексеевич Несмиянов, к.т.н., декан
ФГБОУ ВО Волгоградский государственный аграрный университет
Россия, г. Волгоград
Тел.: (8442)41-18-49, E-mail: ivan_nesmiyanov@mail.ru

[1]Алексей Геннадьевич Иванов, аспирант
ФГБОУ ВО Волгоградский государственный аграрный университет
Россия, г. Волгоград
Тел.: (8442)41-18-49, E-mail: leha_2106@list.ru

Аннотация. В работе разработаны методы синтеза программных перемещений исполнительных цилиндров манипулятора последовательно-параллельной структуры, обеспечивающих реализацию требуемых траекторий рабочего органа манипулятора. Законы перемещения исполнительных цилиндров определяются методом интерполяции первого и последнего участков траектории и методом точечной квадратичной аппроксимации промежуточных участков траектории. Множество точек, характеризующих последовательные положения исполнительных приводов, определяется решением оптимизационной задачи о конфигурации манипулятора из условия минимума критерия обобщенной энергии в каждой точке траектории рабочего органа.

Ключевые слова. Манипулятор параллельно-последовательной структуры, программные перемещения, оптимизация, захватное устройство, сплайны третьего и четвертого порядка.

Введение. Рассматривается манипулятор параллельно-последовательной структуры [1] (рис. 1). В настоящее время манипуляторы на основе механизмов параллельно - последовательной структуры благодаря высоким параметрам жесткости конструкции и точности позиционирования применяют в качестве тренажеров, в измерительных комплексах, металлорежущего оборудования для обработки поверхностей сложной формы [2 -4]. При выполнении этих операций рабочий орган манипулятора должен перемещаться по сложным пространственным траекториям.

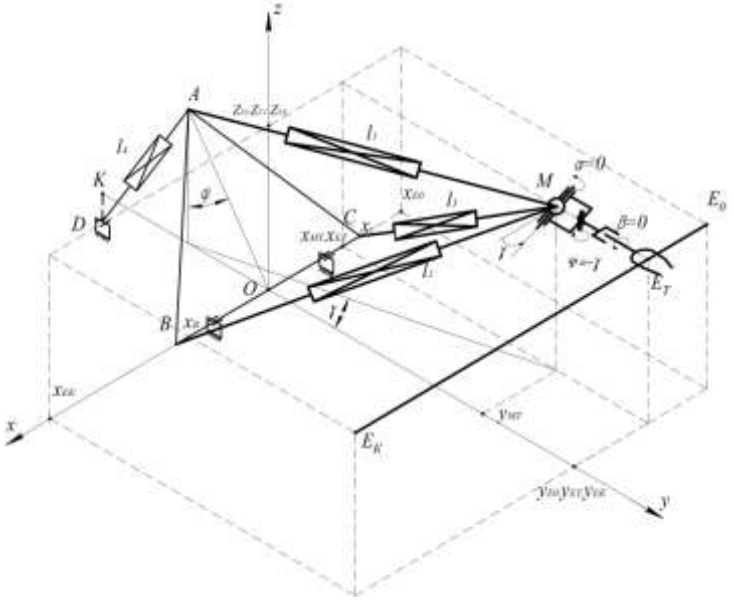


Рис. 1. Манипулятор параллельно-последовательной структуры на поворотном основании

Сформировать законы изменения обобщенных координат манипулятора $l_k(t),\ (k=1\div 4),\ \alpha(t),\ \psi(t),\beta(t)$ в реальном масштабе времени затруднительно из-за высокой размерности задачи и ограниченной вычислительной мощности контроллеров приводного уровня. Так как, системы управления строятся по иерархическому принципу, то рационально для каждого заданного движения рабочего органа, заранее определить аналитические законы изменения обобщенных координат исполнительных приводов.

Пространственное положение манипулятора и рабочего органа захвата определяется в абсолютной системе координат *Oxyz* (рис. 1). С каждым звеном захватного устройства связаны подвижные системы координат $O_j x_j y_j z_j, (j = 1, 2, 3, 4)$. Конструкция манипулятора обеспечивает связи между длинами исполнительных звеньев, координатами $x_M(t),\ y_M(t),\ z_M(t)$ точки M и углом поворота φ основания ABC [5]

$$l_1(t)=\sqrt{x_M^2+(y_M+OA\cdot\sin\varphi)^2+(z_M-OA\cdot\cos\varphi)^2},$$

$$l_2(t)=\sqrt{(x_M-OB)^2+y_M^2+z_M^2},\qquad l_3(t)=\sqrt{(x_M+OB)^2+y_M^2+z_M^2},\qquad (1)$$

$$l_4(t)=\sqrt{(OK-OA\cdot\sin\varphi)^2+(OA\cdot\cos\varphi+DK)^2}.$$

Параметр $\gamma(t)$ манипулятора (рис.1) определяется выражением

$$tg\gamma=\frac{-x_M}{y_M+OA\sin\varphi} \qquad (2)$$

Процесс выполнения любой технологической операции состоит из последовательного выполнения заданных программных движений рабочего органа [6]. Число обобщенных координат манипулятора равно семи – длины исполнительных звеньев $l_k(t),\ (k=1\div 4)$ и углы поворота звеньев захватного устройства $\alpha(t),\psi(t),\beta(t)$ [7]. Число обобщенных координат рабочего органа равно шести – декартовы координаты характерной точки $E\left[x_E(t),\ y_E(t),\ z_E(t)\right]$ и углы Эйлера [8], задающие его ориентацию в пространстве. То есть, маневренность манипулятора равна единице [9]. В этом случае, задача построения закона изменения управляющих перемещений исполнительных звеньев, допускает множество решений, то есть заданному положению рабочего органа соответствует множество конфигураций манипулятора.

Для эффективного выполнения технологических операций захват манипулятора необходимо перемещать с заданной скоростью по гладкой траектории, которая соединяет целевые точки.

Постановка задачи. Задаются законы перемещения характерной точки рабочего органа манипулятора (рис. 1) $E\left[x_E(t), y_E(t), z_E(t)\right]$ и его направляющих косинусов $\alpha_{pq}(t)$ (рис 2).

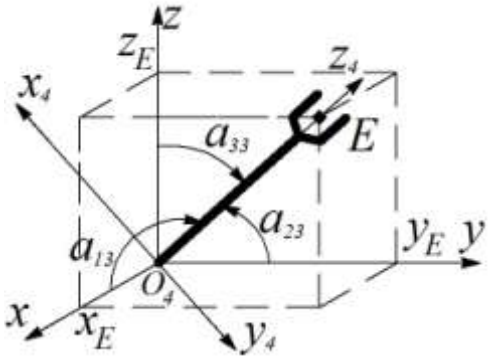


Рис. 2. Ориентация в пространстве рабочего органа захвата манипулятора

Требуется найти законы изменения обобщенных координат манипулятора $l_k(t),\ (k=1\div 4),\ \alpha(t),\ \psi(t),\ \beta(t)$, обеспечивающих выполнение законов перемещения рабочего органа. Принимаем, что скорости и ускорения равны нулю в начальной и конечной точках траектории и непрерывно изменяются в промежуточных точках.

Метод решения. Считаем, что в начальный момент времени конфигурация манипулятора известна, то есть, заданы значения обобщенных координат манипулятора $l_k(0)=l_{k0},\ (k=1\div 4),\ \ \alpha(0)=\alpha_0,\ \ \ \psi(0)=\psi_0,\ \ \beta(0)=\beta_0$. Положение рабочего органа в пространстве определяется произведением матриц перехода $\mathbf{M_{j-1,j}}$, описывающих положение j звена захватного устройства, относительно $(j-1)$ [10]

$$\mathbf{M_{04}}=\mathbf{M_{01}}\times\mathbf{M_{12}}\times\mathbf{M_{23}}\times\mathbf{M_{34}}. \qquad (3)$$

Связь между координатами точек $\mathbf{x_j}$ в j и $\mathbf{x_{j-1}}$ в $(j-1)$ системах координат осуществляется последовательным выполнением операций $\mathbf{x_{j-1}}=\mathbf{M_{j-1,j}}\cdot\mathbf{x_j}$, с помощью матриц перехода [11].

При последовательном переходе по цепочке шарнирно-соединенных звеньев захватного устройства от системы координат $O_4x_4y_4z_4$ к системе $O_1x_1y_1z_1$, получаем

$$\begin{cases} x_E = x_M + b\alpha_{13} - a\cos\alpha\sin\gamma \\ y_E = y_M + b\alpha_{23} + a\cos\alpha\cos\gamma \\ z_E = z_M + b\alpha_{33} + a\sin\alpha \\ \alpha_{33} = \cos\psi\sin\alpha \\ \alpha_{23} = \cos\gamma\cos\psi\cos\alpha - \sin\gamma\sin\psi \end{cases}, \quad (4)$$

где a, b - геометрические параметры захватного устройства (рис.2).

Программную траекторию точки E разбиваем на n участков, через равные интервалы времени Δt. Так как значения координат $x_E(t_i), y_E(t_i), z_E(t_i)$ точки E рабочего органа захвата и направляющих косинусов $\alpha_{pq}(t_i)$ в момент времени $t_i = i \cdot \Delta t,\ i = 0,1,2,3...,n$ известны, то значения обобщенных координат (1) $l_k(t_i), (k = 1 \div 4)$ манипулятора – трипода, обобщенных координат $\alpha(t_i), \psi(t_i)$ захватного устройства и (2) конструктивный угол $\gamma(t_i)$ в моменты времени t_i находятся из условия минимума критерия обобщенной энергии [12]

$$\Phi(\varphi_i) = c_1\left[l_{1i}(\varphi_i) - l_{10}\right]^2 + c_4\left[l_{4i}(\varphi_i) - l_{40}\right]^2, \quad (5)$$

где $l_{1i}(\varphi_i),\ l_{4i}(\varphi_i)$ - значения длин исполнительных звеньев в момент времени t_i; c_1, c_4 - весовые коэффициенты, значения которых пропорциональны нагрузкам на исполнительные звенья (рис. 1).

Таким образом, в текущий момент времени t_i конфигурация манипулятора $l_{ki}(t_i), (k = 1 \div 4), i = 0,1,2,3...,n$ и захватного устройства $\varphi_i, \alpha_i, \psi_i$ полностью известны (рис. 2). Полученные значения обобщенных координат аппроксимируем обычным полиномом степени m на множестве значений $l_{ki}(t_i)$ [13, 14] на интервале времени от $t_1 = \Delta t$ до $t_{n-1} = (n-1)\Delta t$

$$Q_k(t) = A_{0k} + A_{1k}t + A_{2k}t^2 + ... + A_{mk}t^m. \quad (6)$$

Постоянные коэффициенты A_{mk} находим из условия минимума функции, представляющей квадратичное отклонение

$$\delta = \sum_{i=1}^{n-1}\left[Q_k(t_i) - l_{ki}(t_i)\right]^2. \quad (7)$$

Необходимыми условиями минимума (7) является равенство нулю частных производных от (7) по всем переменным A_m [15]. После преобразований, получаем $(m+1)$ систему линейных уравнений относительно $(m+1)$ неизвестных A_m.

$$\sum_{s=0}^{s=m} A_{sk} \sum_{i=1}^{n-1} t_i^{s+p} = \sum_{i=1}^{n-1} t_i^p l_k(t_i),\ p = 0,1,2,...,m \quad (8)$$

Доказано, что если среди точек t_i нет совпадающих и $m<n-1$, то определитель системы (8) не равен нулю, следовательно, система имеет единственное решение [16]. В результате решения системы (8) для каждых значений $l_k(t_i),(k=1\div 4)$ определяет полиномы (6), которые аппроксимируют значения $l_{ki}(t_i),(k=1\div 4), i=1,2,3...,n-1$ непрерывными функциями времени изменения длин исполнительных цилиндров $l_k(t)=Q_k(t_i),(k=1\div 4)$ на интервале времени от $t_1=\Delta t$ до $t_{n-1}=(n-1)\Delta t$. Согласно теореме Вейерштрасса, для непрерывной функции на некотором отрезке, можно найти полином, абсолютное отклонение которого от данной функции меньше достаточно малого наперед заданного значения [16].

Для того, чтобы удовлетворить граничным условиям на положение, скорость и ускорение захватного устройства, на интервале времени от $t_0=0$ до $t_1=\Delta t$ и от $t_{n-1}=(n-1)\Delta t$ до $t_n=n\Delta t$ искомую функцию перемещения исполнительного звена интерполируем полиномами пятого порядка

$$P_k(t)=B_{5k}t^5+B_{4k}t^4+B_{3k}t^3+B_{2k}t^2+B_{1k}t+B_{0k}, \text{ для } \Delta t\ge t\ge 0,$$
$$H_k(t)=C_{5k}t^5+C_{4k}t^4+C_{3k}t^3+C_{2k}t^2+C_{1k}t+C_{0k}, \text{ для } t_n\ge t\ge t_{n-1}. \quad (9)$$

Для первого отрезка траектории, подставляя значение $t=0$, получим

$$B_{0k}=l_k(0)=l_{k0},\ B_{1k}=\dot{l}_k(0)=0,\ B_{2k}=\ddot{l}_{k0}=0. \quad (10)$$

При $t_1=\Delta t$ имеем на правом конце

$$P_k(t_1)=B_{5k}t_1^5+B_{4k}t_1^4+B_{3k}t_1^3+B_{0k}=Q_k(t_1), \quad (11)$$
$$\dot{P}_k(t_1)=5B_{5k}t_1^4+4B_{4k}t_1^3+3B_{3k}t_1^2=\dot{Q}_k(t_1), \quad (12)$$
$$\ddot{P}_k(t_1)=20B_{5k}t_1^3+12B_{4k}t_1^2+6B_{3k}t_1=\ddot{Q}_k(t_1). \quad (13)$$

Для последнего отрезка траектории, подставляя значение $t_{n-1}=(n-1)\Delta t$, получим

$$H_k(t_{n-1})=C_{5k}t_{n-1}^5+C_{4k}t_{n-1}^4+C_{3k}t_{n-1}^3+C_{2k}t_{n-1}^2+C_{1k}t_{n-1}+C_{0k}=Q_k(t_{n-1}), \quad (14)$$
$$\dot{H}_k(t_{n-1})=5C_{5k}t_{n-1}^4+4C_{4k}t_{n-1}^3+3C_{3k}t_{n-1}^2+2C_{2k}t+C_{1k}=\dot{Q}_k(t_{n-1}), \quad (15)$$
$$\ddot{H}_k(t_{n-1})=20C_{5k}t_{n-1}^3+12C_{4k}t_{n-1}^2+6C_{3k}t_{n-1}+2C_{2k}=\ddot{Q}_k(t_{n-1}). \quad (16)$$

При $t_n=n\Delta t$ имеем на правом конце

$$H_k(t_n)=C_{5k}t_n^5+C_{4k}t_n^4+C_{3k}t_n^3+C_{2k}t_n^2+C_{1k}t_n+C_{0k}=l_k(t_n), \quad (17)$$
$$\dot{H}_k(t_n)=5C_{5k}t_n^4+4C_{4k}t_n^3+3C_{3k}t_n^2+2C_{2k}t+C_{1k}=\dot{l}_k(t_n)=0, \quad (18)$$
$$\ddot{H}_k(t_n)=20C_{5k}t_n^3+12C_{4k}t_n^2+6C_{3k}t_n+2C_{2k}=\ddot{l}_k(t_n)=0. \quad (19)$$

Из системы уравнений (11-13, 14-16) и (17 – 19) находятся коэффициенты полиномов (9). Таким образом, полиномы (6), (9)

полностью определяют аналитические законы изменения длин исполнительных цилиндров непрерывными функциями времени

$$l_k(t)=\begin{cases}P_k(t), 1\ge t\ge 0,\\ Q_k(t), 11\ge t\ge 1,\\ H_k(t), 12\ge t\ge 11,\end{cases}\qquad k=1\div 4. \tag{17}$$

Если при вычислениях полиномов (9) обнаружатся точки экстремальных значений, то известны методы, позволяющие обеспечить монотонность траектории изменения соответствующей переменной [14].

Пример реализации метода. В качестве примера реализации предложенного метода расчета программных перемещений исполнительных звеньев, рассмотрим прямолинейное поступательное перемещение захватного устройство по горизонтальной прямой (рис.1), параллельной оси Ox, из начальной точки, с координатами $x_E(0)=-316,36\ мм.$, в конечную точку, с координатами $x_E(T)=420,05\ мм.$ $y_E(0)=y_E(T)=1437,65 мм., z_E(0)=z_E(T)=740,49 мм.$, за время $T=12 c.$ Закон изменения координаты $x_E(t)$ принимаем в форме [9], который обеспечивает равенство нулю скорости и ускорения в начальной и конечной точках траектории

$$x_E(t)=\left(10-15\frac{t}{T}+6\frac{t^2}{T^2}\right)\frac{t^3}{T^3}L,\quad T\ge t\ge 0, \tag{18}$$

где $L=\left[x_E(T)-x_E(0)\right]$ - длина траектории.

Пространственное положение рабочего органа задаем направляющими косинусами $\alpha_{23}=1, \alpha_{33}=0, \alpha_{13}=0$ подвижной системы координат $O_4x_4y_4z_4$ рабочего органа относительно неподвижной системы координат $Oxyz$ (рис. 2). Из (4) следует, что при выбранном программном перемещении рабочего органа, во все время движения $\alpha=0,\ \psi=-\gamma$. Выбор количества узловых точек зависит от вида программного перемещения захвата. В рассматриваемом примере разбиваем весь отрезок длиной L на двенадцать частей, $n=0\div 12$.. Через равный интервал $\Delta t=T/12$, находим координаты $x(t_i)$ узловых точек, координаты начальной и конечной точек известны (18), $t_i=i\cdot\Delta t,\ i=0,1,2,3...,n$

$$x_E(t_i)=x(t_i)+x_E(0),\qquad y_E(t_i)=y_E(0),\qquad z_E(t_i)=z_E(0). \tag{19}$$

Определяем [10, 17] конфигурацию манипулятора в начальный момент времени $l_k(0)=l_{k0},\ (k=1\div 4),\quad \alpha(0)=0,\quad \psi(0)=\psi_0=-\gamma_0$. Затем находим конфигурацию манипулятора в каждый момент времени $t_i=i\cdot\Delta t$. Таким образом, в моменты времени t_i известны длины исполнительных цилиндров $l_k(t_i),\ (k=1\div 4)$. Полученные значения используется для вычисления аппроксимирующих и интерполирующих полиномов (6), (9),

определяющих законы перемещения приводов манипулятора. Воспользовавшись выражением (8), получаем систему линейных алгебраических уравнений относительно коэффициентов A_{mk} полиномов типа (6). Коэффициенты полиномов (9) получаем из системы уравнений (11-19). При увеличении порядка m приближающего полинома квадратичная погрешность (7) уменьшается, то есть точность аппроксимации увеличивается. Максимальное значение квадратичного отклонения получены для третьего звена манипулятора. Так, при $m=3$ среднее квадратичное отклонение равно $\sigma=11{,}3$, при $m=4$, $\sigma=2{,}95$, а при $m=5$, $\sigma=2{,}51$. И при дальнейшем увеличении порядка полинома, среднее квадратичное отклонение уменьшается незначительно. В результате расчетов для выражений (17) получено при $m=5$ для третьего исполнительного звена.

$$l_3(t)=\begin{cases} P_3(t)=-22{,}01t^5+49{,}703t^4-27{,}81t^3+1352{,}6,\ 1\ge t\ge 0, \\ Q_3(t)=1383{,}86+23{,}30t-13{,}08t^2+3{,}03t^3-0{,}227t^4+0{,}0052t^5, 11\ge t\ge 1, \\ H_3(t)=20{,}68t^5-1193{,}19t^4+27520{,}51t^3-317210{,}49t^2+1{,}83t\ -4{,}2,\ 12\ge t\ge 11. \end{cases} \quad (20)$$

Для оценки точности отслеживания приводами манипулятора заданных программных перемещений захвата манипулятора строятся траектория и закон перемещения характерной точки $E\left[x_E(t), y_E(t), z_E(t)\right]$ рабочего органа манипулятора (рис. 1) по сформированным (20) законам изменения длин исполнительных цилиндров. С этой целью, решая прямую задачу о положениях, определяем координаты точки $M\left(x_M, y_M, z_M\right)$ через обобщенные координаты манипулятора $l_k(t), (k=1\div 4)$ [18].

Затем, воспользовавшись выражениями (4), находим законы изменения координат точки $E\left[x_E(t), y_E(t), z_E(t)\right]$. На рис. 3. приведены зависимости (20) длин исполнительных звеньев, а на рис. 4 представлены законы изменения координаты $x_E(t)$, построенные по заданным программным перемещениям (18) и по законам, полученным в результате вычислений.

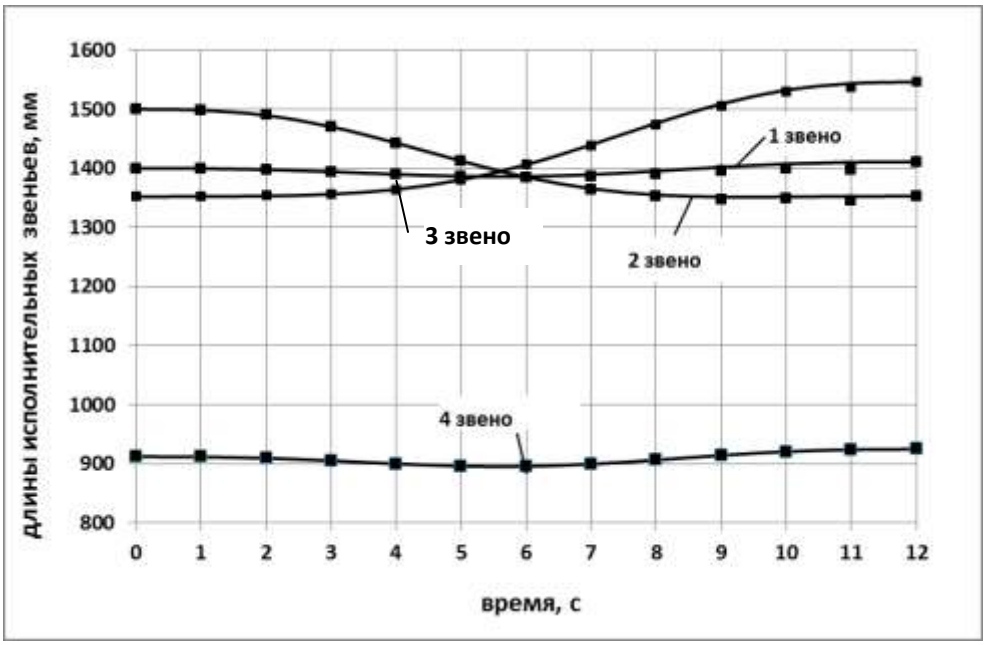


Рис. 3. Зависимости длин исполнительных звеньев

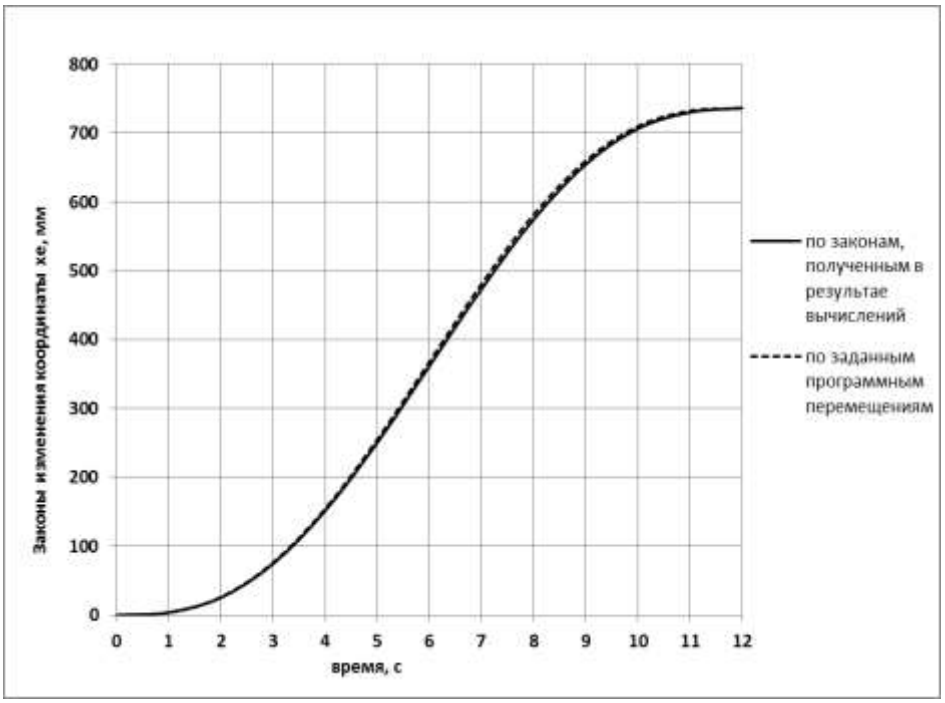


Рис. 4. Законы изменения координаты $x_E(t)$

Точность аппроксимации программной траектории (рис. 4) при формировании управляющих перемещений исполнительных цилиндров оценивается отношением максимального отклонения от траектории к длине траектории [16]

$$\delta = \frac{\Delta z_{\max}}{L}$$, (в рассмотренном примере δ=0.0095).

Если полученная точность не удовлетворяет требованиям качественного выполнения технологического процесса, необходимо увеличить число узловых точек на программной траектории. Скорость и ускорение захватного устройства по траектории определяются как первая и вторая производные сформированных полиномов (17).

Заключение. Предложенная методика расчета аналитических зависимостей законов изменения управляющих исполнительных звеньев манипулятора параллельно – последовательной структуры интерполяционными полиномами на начальном и конечном участках траектории и аппроксимацией промежуточных участков траектории, позволяет сформировать задающий сигнал для каждого исполнительного звена манипулятора [19] и разработать программную и позиционную с обратными связями по положению и скорости системы управления, обеспечивающих отслеживание программных траекторий [20, 21].

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

[1] Глазунов В.А., Колискор А.Ш., Крайнев А.Ф. Пространственные механизмы параллельной структуры. М.: Наука, 1991, 95 с.

[2] Афонин В.Л., Подзоров П.В., Слепцов В.В. Обрабатывающее оборудование на основе механизмов параллельной кинематики. – М.: Машиностроение, 2006.

[3] Бушуев В.В., Хольшев И.Г. Механизмы параллельной структуры в машиностроении // СТИН. - 2001. - №1. – С. 3-8.

[4] Робот-манипулятор FlexPicker IRB 360 компании AAB www.abb.com/robotics [Электронный ресурс] - Режим доступа: http://www.roboticturnkeysolutions.com/robots/abb/datasheet/IRB_360.pdf

[5] Пат. 2616493 Российская Федерация, МПК B66C 23/44. Манипулятор-трипод параллельно-последовательной структуры / В.В. Жога, В.В. Дяшкин-Титов, А.В. Дяшкин, Н.С. Воробьева, И.А. Несмиянов, А.Г. Иванов; опубл. 17.04.2017. Бюл. № 11.

[6] Интеллектуальные роботы / под общей редакцией Е.И. Юревича / И.А. Каляев, В.М. Лохин, И.М. Макаров и др. – М.: Машиностроение, 2007. – 360 с.

[7] Дяшкин-Титов В.В., Воробьева Н.С., Терехов С.Е. Алгоритм позиционирования захвата манипулятора-трипода // Современное машиностроение: Наука и образование: Материалы 5-й Междунар. науч.-практ. конференции/ Под ред. А.Н. Евграфова и А.А. Поповича. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2016. – С. 634-644.

[8] Кобринский А.А., Кобринский А.Е. Манипуляционные системы роботов. М.: Наука, 1985, 343 с.
[9] Коловский М.З., Слоущ А.В. Основы динамики промышленных роботов. М.: Наука. Гл. ред. физ.-мат. Лит., 1998. – 240 с.
[10] Жога В.В., Дяшкин-Титов В.В., Несмиянов И.А., Воробьева Н.С. Задача позиционирования манипулятора параллельно-последовательной структуры с управляемым захватным устройством // Мехатроника, автоматизация, управление, 2016. - № 8. Том 17. - С. 525-530.
[11] Теоретические основы робототехники: в 2 кн. / А.И. Корендясев, Б.Л. Саламандра, Л.И. Тывес: отв. ред. С.М. Каплунов; Ин-т машиноведения им. А.А. Благонравова РАН. – М.: Наука, кн. 1. 2006. – 383 с.
[12] Динамика управления роботами роботы / под редакцией Е.И. Юревича / В.В. Козлов, В.П. Макарычев и др. - М.: Наука. Главная редакция физико-математической литературы, 1984. - 336 с.
[13] Зенкевич С.Л., Ющенко А.С. Основы управления манипуляционными роботами, МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2004, 449 с.
[14] Моделирование, планирование траекторий и управление движением робота-манипулятора, Р. Пол, перев. с англ. Главная редакция физико-математической литературы издательства «Наука», М.; 1976, 104 с.
[15] Брайсон А., Хо Ю-ши. Прикладная теория оптимального управления. М.: Мир, 1972. 544 с.
[16] Демидович Б.П., И.А. Марон, Э.З. Шувалова. Численные методы анализа. Государственное издательство физико-математической литературы, М.; 1962, 367 с.
[17] V. Zhoga, A. Gavrilov, V. Gerasun, I. Nesmianov, V. Pavlovsky, V. Skakunov, V. Bogatyrev, D. Golubev,V. Dyashkin-Titov, N. Vorobieva. Walking Mobile Robot with Manipulator-Tripod // Proceedings of Romansy 2014 XX CISM-IFToMM Symposium on Theory and Practice of Robots and Manipulators.- Series: Mechanisms and Machine Science.- Springer International Publishing Switzerland.- Volume 22, 2014, pp. 463-471.
[18] Герасун В.М. Определение зоны обслуживания мобильного манипулятора-трипода / В.М. Герасун, В.В. Жога, И.А. Несмиянов, Н.С. Воробьева, В.В. Дяшкин-Титов // Машиностроение и инженерное образование. 2013. № 3. С. 2–8.
[19] I. Nesmiyanov. Synthesis of Control Algorithm and Computer Simulation of Robotic Manipulator-Tripod / I. Nesmiyanov, V. Zhoga, V. Skakunov, S. Terekhov, N. Vorob'eva, V. Dyashkin-Titov, Fares Ali Hussein Al-hadsha // Communications in Computer and Information Science.- Springer

International Publishing Switzerland 2015: CIT&DS 2015, CCIS 535, pp. 392-404.
[20] V. Zhoga, A. Gavrilov, V. Gerasun, I. Nesmianov, V. Pavlovsky, V. Skakunov, V. Bogatyrev, D. Golubev, V. Dyashkin - Titov, N. Vorob'eva. Walking Mobile Robot with Manipulator-Tripod // Proceedings of Romansy 2014 XX CISM-IFToMM Symposium on Theory and Practice of Robots and Manipulators - Series: Mechanisms and Machine Science - Springer International Publishing Switzerland - Volume 22, 2014, pp. 463-471.
[21] Гайдук А.Р. Теория и методы аналитического синтеза систем автоматического управления (полиномиальный подход). — М.: ФИЗМАТЛИТ, 2012. — 360 с.

N.S. Vorob'eva[1] , V.V.Zhoga[2], I.A.Nesmiyanov[1], A.G. Ivanov[1]

KINEMATIC SYNTHESIS OF SOFTWARE MOVEMENT OF MANIPULATOR DRIVES - TRIPODA WITH THREE-STEPPED CAPTURE

[1]Volgograd state agrarian university, Russia.
[2]Volgograd state technical university, Russia.

Abstract

In the work methods of synthesis of program displacements of executive cylinders of the manipulator of a sequentially-parallel structure are developed, providing realization of the required trajectories of the manipulator working part. The laws governing the displacement of actuating cylinders are determined by interpolation of the first and last sections of the trajectory and by the method of pointwise quadratic approximation of intermediate sections of the trajectory. The set of points characterizing the successive positions of the actuators is determined by the solution of the optimization problem of the manipulator configuration from the condition of the minimum of the criterion of the generalized energy at each point of the trajectory of the working member.

Key words: Manipulator of parallel-serial structure, program movement, optimization, gripper, splines of the third and fourth order.

REFERENCES

[1] Glazunov V.A, Koliskor A.Sh, Krajnev A.F. Spatial mechanisms of parallel structure. M.: Nauka, 1991, p. 95.
[2] Afonin V.L., Podzorov P.V., Sleptsov V.V. Processing equipment based on mechanisms of parallel kinematics. - M.: Mechanical Engineering, 2006.

[3] Bushuev V. V., Golyshev I. G. Mechanisms of parallel structure in mechanical engineering // STIN. - 2001. -No. 1. - C. 3-8.
[4] RobB FlexBicker IRB 360 robot manipulator from ABB www.abb.com/robotics [Electronic resource] - Access mode: http://www.roboticturnkeysolutions.com/robots/abb/datasheet/IRB_360.pdf
[5] Pat. 2616493 Rossijskaja Federacija, MPK V66S 23/44. Manipulator-tripod parallel-serial structure/ V.V. Zhoga, V.V. Djashkin-Titov, A.V. Djashkin, N.S. Vorob'eva, I.A. Nesmiyanov, A.G. Ivanov; opubl. 17.04.2017. Bjul. № 11.
[6] Intelligent robot / pod obshhej redakciej E.I. Jurevicha / I.A. Kaljaev, V.M. Lohin, I.M. Makarov i dr. – M.: Mashinostroenie, 2007. – 360 s.
[7] Dyashkin-Titov V.V., Vorob'eva N.S., Terekhov S.E. Algorithm for positioning the capture of the manipulator-tripod // Contemporary Mechanical Engineering: Science and Education: Materials of the 5th Intern. scientific-practical. conference / Ed. A.N. Evgrafova and A.A. Popovich. - SPb .: Publishing house of Polytechnic. Univ., 2016. - P. 634-644.
[8] Kobrinskij A.A., Kobrinskij A.E. Manipulation systems of robots. M.: Nauka, 1985, 343 s.
[9] Kolovskij M.Z., Sloushh A.V. Bases of dynamics of industrial robots. M.: Nauka. Gl. red. fiz.-mat. Lit., 1998. – 240 s.
[10] Zhoga V.V., Djashkin-Titov V.V., Nesmiyanov I.A., Vorob'eva N.S. The task of positioning the manipulator of a parallel-sequential structure with a controlled gripper // Mechatronics, Automation, Control, 2016. - No. 8. Volume 17. - P. 525-530.
[11] Theoretical foundations of robotics: in 2 books. / A.I. Korendyasev, B.L. Salamandra, L.I. Tyves: ot. Ed. CM. Kaplunov; Institute of Mechanical Engineering. A.A. Blagonravova RAS. - M .: Science, book. 1. 2006. - 383 p.
[12] Dynamics of control of robots / pod redakciej E.I. Jurevicha / V.V. Kozlov, V.P. Makarychev i dr. - M.: Nauka. Glavnaja redakcija fiziko-matematicheskoj literatury, 1984. - 336 s.
[13] Zenkevich S.L., Yushchenko A.S. Fundamentals of manipulation robots, MGTU. N.E. Baumana, 2004, 449 p.
[14] Modeling, trajectory planning and motion control of the robot manipulator, R. Paul, Transl. with English. The main edition of the physical and mathematical literature of the publishing house "Nauka", Moscow; 1976, 104 pp.
[15] Bryson A., Ho Yu-shi. Applied theory of optimal control. Moscow: Mir, Moscow, 1972. 544 p.

[16] B. P. Demidovich, I. A. Maron, E. Z. Shuvalova. Numerical methods of analysis. State publishing house of physical and mathematical literature, M.; 1962, 367 p.
[17] V. Zhoga, A. Gavrilov, V. Gerasun, I. Nesmianov, V. Pavlovsky, V. Skakunov, V. Bogatyrev, D. Golubev,V. Dyashkin-Titov, N. Vorobieva. Walking Mobile Robot with Manipulator-Tripod // Proceedings of Romansy 2014 XX CISM-IFToMM Symposium on Theory and Practice of Robots and Manipulators.- Series: Mechanisms and Machine Science.- Springer International Publishing Switzerland.- Volume 22, 2014, pp. 463-471.
[18] Gerasun V.M. Determination of the service area of the mobile manipulator-tripod. / V.M. Gerasun, V.V. Zhoga, I.A. Nesmijanov, N.S. Vorob'eva, V.V. Djashkin-Titov // Mashinostroenie i inzhenernoe obrazovanie. 2013. № 3. S. 2–8.
[19] I. Nesmiyanov. Synthesis of Control Algorithm and Computer Simulation of Robotic Manipulator-Tripod / I. Nesmiyanov, V. Zhoga, V. Skakunov, S. Terekhov, N. Vorob'eva, V. Dyashkin-Titov, Fares Ali Hussein Al-hadsha // Communications in Computer and Information Science.- Springer International Publishing Switzerland 2015: CIT&DS 2015, CCIS 535, pp. 392-404.
[20] V. Zhoga, A. Gavrilov, V. Gerasun, I. Nesmianov, V. Pavlovsky, V. Skakunov, V. Bogatyrev, D. Golubev, V. Dyashkin - Titov, N. Vorob'eva. Walking Mobile Robot with Manipulator-Tripod // Proceedings of Romansy 2014 XX CISM-IFToMM Symposium on Theory and Practice of Robots and Manipulators - Series: Mechanisms and Machine Science - Springer International Publishing Switzerland - Volume 22, 2014, pp. 463-471.
[21] Gayduk A.R. Theory and methods of analytical synthesis of automatic control systems (polynomial approach). - Moscow: FIZMATLIT, 2012. - 360 with.

ISSN 2223-0807
Современное машиностроение: Наука и образование :
материалы 7-й международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н.Евграфова и А.А. Поповича.- СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2018.

DOI 10.1872/MMF-2018-34
УДК 621.865.8+62-503.5

В.В. Дяшкин-Титов[1], В.В. Жога[2], И.А. Несмиянов[1], А.В. Дяшкин[1]

МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИКИ МАНИПУЛЯТОРА-ТРИПОДА С УЧЕТОМ МАССЫ ИСПОЛНИТЕЛЬНЫХ ЗВЕНЬЕВ

[1]Виктор Владимирович Дяшкин-Титов, к.т.н., доцент
ФГБОУ ВО Волгоградский государственный аграрный университет
Россия, г. Волгоград
Тел.: (8442)41-18-49, E-mail: c_43.52.00@mail.ru

[2]Виктор Викторович Жога, д.ф-м.н., профессор
ФГБОУ ВО Волгоградский государственный технический университет
Россия, г. Волгоград
Тел.: (8442)24-80-99, E-mail: viczhoga@gmail.com

[1]Иван Алексеевич Несмиянов, к.т.н., доцент
ФГБОУ ВО Волгоградский государственный аграрный университет
Россия, г. Волгоград
Тел.: (8442)41-18-49, E-mail: ivan_nesmiyanov@mail.ru

[1]Дяшкин Андрей Владимирович, к.т.н., доцент
ФГБОУ ВО Волгоградский государственный аграрный университет
Россия, г. Волгоград
Тел.: (8442)41-18-49, E-mail: andrejdyashkin@mail.ru

Аннотация

В работе представлена математическая модель динамики манипулятора параллельной структуры с учетом масс исполнительных звеньев. Получены зависимости программных усилий приводных электродвигателей.

Ключевые слова: манипулятор, параллельная структура, трипод, динамика.

Введение. Манипуляторы параллельной структуры находят применение в технологических процессах, при выполнении которых требуются высокие скорости и ускорения рабочего органа [1-3]. Манипуляторы типа трипода используются при сборке микросхем, сортировке и упаковке продукции. Время выполнения операций составляет менее секунды [4-6]. Привода должны обеспечить ускорение рабочего органа равное нескольким ускорениям свободного падения. В этом случае синтез программных перемещений рабочего органа и достоверных значений управляющих усилий невозможно проводить с помощью упрощенных моделей динамики манипулятора [7-11]. Конструкция рассматриваемого манипулятора, кинематическая схема которого и фото приведены на рис. 1, 2, подробно описана в работах [12,13].

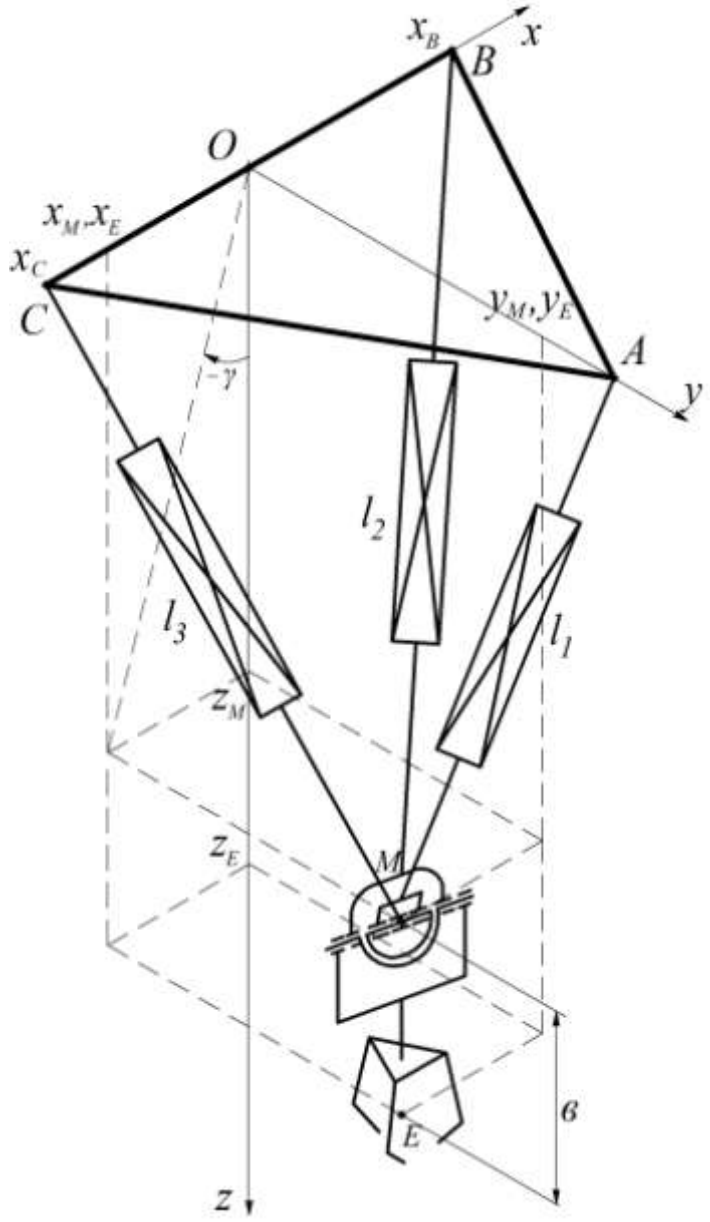


Рис. 1. Кинематическая схема манипулятора - трипода

Рис. 2. Общий вид манипулятора – трипода

Для обеспечения перемещения рабочего органа в любом направлении в пространстве крепления электроцилиндров (актуаторов) к основанию производится с помощью двухподвижных шарнирных узлов. Механизм манипулятора имеет три степени свободы. Принимаем, что манипулятор состоит из шести масс – трех корпусов электроцилиндров и трех штоков. Корпуса электроцилиндров совершают сферические движения, а штоки каждого электроцилиндра переносное сферическое и относительное прямолинейное поступательное. Вектора угловых скоростей корпусов электроцилиндров и их штоков одинаковые.

Постановка задачи. Для определения пространственного положения корпуса актуатора манипулятора вводятся четыре системы координат (рис. 3) – абсолютная *Oxyz*, связанная с неподвижным основанием, а с каждым электроцилиндром связаны подвижные системы координат $Ox_iy_iz_i$ (i=1-3) [14,15].

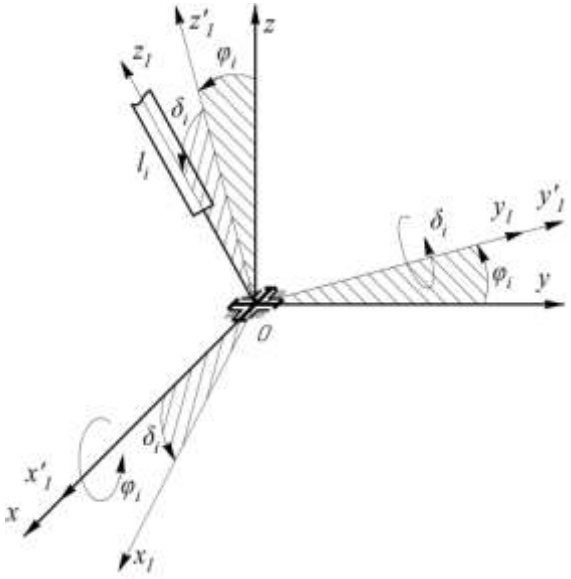


Рис. 3. Углы поворота подвижной системы координат

Ориентация каждой подвижной системы координат $Ox_iy_iz_i$ относительно абсолютной $Oxyz$ задается двумя углами - φ_i при повороте вокруг оси Ox и угол δ_i при повороте вокруг подвижной оси Oy_1. Установлено, что ориентация подвижной системы координат в пространстве не зависит от последовательности поворотов (рис. 3).

Вектор угловой скорости $\bar{\omega}_i = \dot{\varphi}\bar{i} + \dot{\delta}\bar{j}_1$, а его проекции на оси подвижной системы координат $Ox_iy_iz_i$ равны

$$\omega_{xi} = \dot{\varphi}_i \cos\delta_i, \quad \omega_{yi} = \dot{\delta}_i, \quad \omega_{zi} = \dot{\varphi}_i \sin\delta_i. \tag{1}$$

Обобщенными координатами манипулятора являются длины звеньев $l_i(t)$ и углы $\delta_i(t), \varphi_i(t)$, ($i$=1,2,3) поворотов электроцилиндров относительно абсолютной системы координат.

Направляющие косинусы определяются относительно подвижных координатных осей

$$\begin{gathered}
\alpha_{11} = \cos\delta_i, \quad \alpha_{12} = \sin\varphi_i \sin\delta_i, \quad \alpha_{13} = -\sin\delta_i \cos\varphi_i, \\
\alpha_{21} = 0, \quad \alpha_{22} = \cos\varphi_i, \quad \alpha_{23} = \sin\varphi_i, \\
\alpha_{31} = \sin\delta_i, \quad \alpha_{32} = -\cos\delta_i \sin\varphi_i, \quad \alpha_{33} = \cos\delta_i \cos\varphi_i.
\end{gathered} \tag{2}$$

Направляющие косинусы, выраженные через длины актуаторов и координаты точек их крепления на основании, имеют вид

- для первого актуатора

$$\alpha_{31} = \frac{x_M}{l_1}, \quad \alpha_{32} = \frac{y_M - OA}{l_1}, \quad \alpha_{33} = \frac{z_M}{l_1}, \tag{3}$$

- для второго актуатора

$$\alpha_{31} = \frac{x_M - OB}{l_2}, \quad \alpha_{32} = \frac{y_M}{l_2}, \quad \alpha_{33} = \frac{z_M}{l_2}, \tag{4}$$

- для третьего актуатора

$$\alpha_{31} = \frac{x_M + OB}{l_3}, \quad \alpha_{32} = \frac{y_M}{l_3}, \quad \alpha_{33} = \frac{z_M}{l_3}, \tag{5}$$

Три координаты являются независимыми. На все обобщенные координаты наложены голономные связи, которые формируются из выражений (2–5)

$$\begin{gathered}
f_1 = \varphi_2 - \varphi_3 = 0, \\
f_2 = l_3 \cos\delta_3 - l_2 \cos\delta_2 = 0, \\
f_3 = l_1 \cos\delta_1 \cos\varphi_1 - l_2 \cos\delta_2 \cos\varphi_2 = 0, \\
f_4 = l_3 \sin\delta_3 - l_2 \sin\delta_2 - 2OB = 0, \\
f_5 = l_1 \sin\delta_1 - l_2 \sin\delta_2 - OB = 0,
\end{gathered} \tag{6}$$

$$f_6 = l_1 \cos\delta_1 \sin\varphi_1 - l_2 \cos\delta_2 \sin\varphi_2 - OA = 0.$$

Уравнения Лагранжа с дополнительными голономными связями [16]

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_s}\right) - \frac{\partial T}{\partial q_s} = Q_s - \frac{\partial П}{\partial q_s} + \sum_{i=1}^{6} \lambda_i \frac{\partial f_i}{\partial q_s}, \quad s = 1 \div 9, \quad i = 1 \div 6. \tag{7}$$

где T - кинетическая энергия манипулятора; Q_s – обобщенная сила, соответствующая s координате; λ_i – множители Лагранжа; $-\frac{\partial П}{\partial q_s}$ - обобщенная сила потенциальных сил, соответствующая s координате.

Кинетическая энергия манипулятора складывается из кинетической энергии корпусов актуаторов при их сферическом движении T_{ik} и кинетической энергии штоков при движении вместе с корпусами и относительно корпусов T_{ir} (i=1,2,3).

$$T = \sum_{i=1}^{3} T_{ik} + \sum_{i=1}^{3} T_{ir}. \tag{8}$$

Кинетическая энергия корпусов актуаторов

$$T_k = \sum_{i=1}^{3} \frac{1}{2}\left(J_{xi}\omega_{xi}^2 + J_{yi}\omega_{yi}^2 + J_{zi}\omega_{zi}^2 \right), \tag{9}$$

где J_{xi}, J_{yi}, J_{zi} (i=1,2,3) – моменты инерции корпусов актуаторов, относительно осей подвижной системы координат $Ox_iy_iz_i$; ω_{xi}, ω_{yi}, ω_{zi} (i=1,2,3) - проекции угловых скоростей корпусов актуаторов на оси подвижных систем координат.

Принимаем, что J_{zi}=0 – момент инерции относительно собственной оси вращения, а $J_{xi} = J_{yi} = J_k$.

Тогда выражение (9) с учетом (1) принимает вид

$$T_k = \sum_{i=1}^{3} \frac{1}{2} J_k \left(\dot{\delta}_i^2 + \dot{\varphi}_i^2 \cos^2 \delta_i \right). \tag{10}$$

Кинетическая энергия штоков актуаторов, согласно теореме Кёнига [17], определяется как

$$T_r = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^{3} \left(m_i V_{ci}^2 + J_r \left(\dot{\delta}_i^2 + \dot{\varphi}_i^2 \cos^2 \delta_i \right) \right), \tag{11}$$

где V_{ci} (i=1,2,3) – скорость центра масс штока актуатора; J_r – центральный момент инерции штока актуатора относительно подвижной системы координат, связанной со штоком; m_i – масса штока актуатора.

Скорость центра масс актуатора по теореме Эйлера определяется выражением

$$\overline{V}_{ci} = \overline{\omega}_i \times \overline{r}_{ci} = \begin{vmatrix} \overline{i}_1 & \overline{j}_1 & \overline{k}_1 \\ \omega_{xi} & \omega_{yi} & \omega_{zi} \\ x_{ci} & y_{ci} & z_{ci} \end{vmatrix} = \tag{12}$$

$$= (\omega_{yi} z_{ci} - \omega_{zi} y_{ci})\overline{i}_1 + (\omega_{zi} x_{ci} - \omega_{xi} z_{ci})\overline{j}_1 + (\omega_{xi} y_{ci} - \omega_{yi} x_{ci})\overline{k}_1.$$

Откуда проекции скорости центра масс на оси подвижной системы координат $Ox_1y_1z_1$ равны

$$V_{cix} = (\omega_{yi} z_{ci} - \omega_{zi} y_{ci}), \quad V_{ciy} = (\omega_{zi} x_{ci} - \omega_{xi} z_{ci}), \quad V_{ciz} = (\omega_{xi} y_{ci} - \omega_{yi} x_{ci}). \tag{13}$$

где x_{ci} , y_{ci} , z_{ci} , (i=1,2,3) – координаты центра масс актуатора в подвижной системе координат $Ox_1y_1z_1$.

$$x_{ci} = 0, \quad y_{ci} = 0, \quad z_{ci} = \frac{1}{2} l_{i0} + \left(l_i(t) - l_{i0}\right) = l_i(t) - \frac{1}{2} l_{i0}. \tag{14}$$

где l_{i0} - начальная длина актуатора, l_i (t) (i=1,2,3) – текущее значение длины актуатора.

Тогда выражения (13) принимают вид

$$V_{cix} = \dot{\delta}_i (l_i(t) - \frac{1}{2} l_{i0}), \quad V_{ciy} = -\dot{\varphi}_i \cos\delta_i (l_i(t) - \frac{1}{2} l_{i0}), \quad V_{ciz} = \dot{l}_i. \tag{15}$$

Кинетическая энергия штоков актуаторов при движении относительно их корпусов принимает вид

$$T_r = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^{3} \begin{pmatrix} m_i \left(\dot{\delta}_i^2 (l_i(t) - \frac{1}{2} l_{i0})^2 + \dot{\varphi}_i^2 \cos^2 \delta_i (l_i(t) - \frac{1}{2} l_{i0})^2 + \dot{l}_i^2 \right) \\ + J_r \left(\dot{\delta}_i^2 + \dot{\varphi}_i^2 \cos^2 \delta_i \right) \end{pmatrix}. \tag{16}$$

Выражение полной кинетической энергии манипулятора в развернутом виде представляет собой

$$T = \frac{1}{2} \begin{pmatrix} m_1 \dot{l}_1^2 + \left(J_k + J_r + m_1 (l_1(t) - \frac{1}{2} l_{10})^2 \right) \left(\dot{\delta}_1^2 + \dot{\varphi}_1^2 \cos^2 \delta_1 \right) + \\ + m_2 \dot{l}_2^2 + \left(J_k + J_r + m_2 (l_2(t) - \frac{1}{2} l_{20})^2 \right) \left(\dot{\delta}_2^2 + \dot{\varphi}_2^2 \cos^2 \delta_2 \right) + \\ + m_3 \dot{l}_3^2 + \left(J_k + J_r + m_3 (l_3(t) - \frac{1}{2} l_{30})^2 \right) \left(\dot{\delta}_3^2 + \dot{\varphi}_3^2 \cos^2 \delta_3 \right) + \end{pmatrix}. \tag{17}$$

Потенциальная энергия манипулятора

$$\Pi = \sum_{i=1}^{i=3} m_i g \left(0.5 l_{i0} + z_{ci}\right) \cos\delta_i \cos\varphi_i. \tag{18}$$

Обобщенные силы Q_s равны движущим силам F_s электропривода и соответствуют обобщенным координатам $l_i(t)$.

Систему дифференциальных уравнений, описывающих движение манипулятора с голономными связями (6), полученных с помощью уравнений Лагранжа с неопределенными множителями (7), можно записать в следующем виде

$$\left(\ddot{\delta}_1 + \dot{\varphi}_1^2 \cos\delta_1 \sin\delta_1\right)\left(J_k + J_r + m_1(l_1 - \frac{1}{2}l_{10})^2\right) + 2m_1\dot{l}_1\dot{\delta}_1(l_1 - \frac{1}{2}l_{10}) = \\ = gl_1m_1\cos\varphi_1\sin\delta_1 - \lambda_3 l_1\cos\varphi_1\sin\delta_1 + \lambda_5 l_1\cos\delta_1 - \lambda_6 l_1\sin\varphi_1\sin\delta_1, \quad (19)$$

$$\left(\ddot{\delta}_2 + \dot{\varphi}_2^2 \cos\delta_2 \sin\delta_2\right)\left(J_k + J_r + m_2(l_2 - \frac{1}{2}l_{20})^2\right) + 2m_2\dot{l}_2\dot{\delta}_2(l_2 - \frac{1}{2}l_{20}) = \\ = gl_2m_2\cos\varphi_2\sin\delta_2 + \lambda_2 l_2\sin\delta_2 + \lambda_3 l_2\cos\varphi_2\sin\delta_2 - \lambda_4 l_2\cos\delta_2 - \\ -\lambda_5 l_2\cos\delta_2 + \lambda_6 l_2\sin\varphi_2\sin\delta_2, \quad (20)$$

$$\left(\ddot{\delta}_3 + \dot{\varphi}_3^2 \cos\delta_3 \sin\delta_3\right)\left(J_k + J_r + m_3(l_3 - \frac{1}{2}l_{30})^2\right) + 2m_3\dot{l}_3\dot{\delta}_3(l_3 - \frac{1}{2}l_{30}) = \\ = gl_3m_3\cos\varphi_3\sin\delta_3 - \lambda_2 l_3\sin\delta_3 + \lambda_4 l_3\cos\delta_3, \quad (21)$$

$$\left(\ddot{\varphi}_1\cos^2\delta_1 - 2\dot{\varphi}_1\dot{\delta}_1\cos\delta_1\sin\delta_1\right)\left(J_k + J_r + m_1(l_1 - \frac{1}{2}l_{10})^2\right) + \\ +2m_1\dot{l}_1\dot{\varphi}_1\cos^2\delta_1(l_1 - \frac{1}{2}l_{10})^2 = \left(gm_1 - \lambda_3\right)l_1\cos\delta_1\sin\varphi_1 + \lambda_6 l_1\cos\varphi_1\cos\delta_1, \quad (22)$$

$$\left(\ddot{\varphi}_2\cos^2\delta_2 - 2\dot{\varphi}_2\dot{\delta}_2\cos\delta_2\sin\delta_2\right)\left(J_k + J_r + m_2(l_2 - \frac{1}{2}l_{20})^2\right) + \\ +2m_2\dot{l}_2\dot{\varphi}_2\cos^2\delta_2(l_2 - \frac{1}{2}l_{20})^2 = (gm_2 + \lambda_3)l_2\cos\delta_2\sin\varphi_2 + \lambda_1 - \lambda_6 l_2\cos\varphi_2\cos\delta_2, \quad (23)$$

$$\left(\ddot{\varphi}_3\cos^2\delta_3 - 2\dot{\varphi}_3\dot{\delta}_3\cos\delta_3\sin\delta_3\right)\left(J_k + J_r + m_3(l_3 - \frac{1}{2}l_{30})^2\right) + \\ +2m_3\dot{l}_3\dot{\varphi}_3\cos^2\delta_3(l_3 - \frac{1}{2}l_{30})^2 = gl_3m_3\cos\delta_3\sin\varphi_3 - \lambda_1, \quad (24)$$

$$m_1\ddot{l}_1 + \frac{1}{2}\left(m_1\left(\dot{\varphi}_1^2\cos^2\delta_1 + \dot{\delta}_1^2\right)\left(l_{10} - 2l_1\right)\right) = F_1 - gm_1\cos\varphi_1\cos\delta_1 + \\ +\lambda_3\cos\varphi_1\cos\delta_1 + \lambda_5\sin\delta_1 + \lambda_6\cos\delta_1\sin\varphi_1, \quad (25)$$

$$m_2\ddot{l}_2 + \frac{1}{2}\left(m_2\left(\dot{\varphi}_2^2\cos^2\delta_2 + \dot{\delta}_2^2\right)\left(l_{20} - 2l_2\right)\right) = F_2 - gm_2\cos\varphi_2\cos\delta_2 - \\ -\lambda_2\cos\delta_2 - \lambda_3\cos\varphi_2\cos\delta_2 - \lambda_4\sin\delta_2 - \lambda_5\sin\delta_2 - \lambda_6\cos\delta_2\sin\varphi_2, \quad (26)$$

$$m_3\ddot{l}_3 + \frac{1}{2}\left(m_3\left(\dot{\varphi}_3^2\cos^2\delta_3 + \dot{\delta}_3^2\right)\left(l_{30} - 2l_3\right)\right) = \\ = F_3 - gm_3\cos\varphi_3\cos\delta_3 + \lambda_2\cos\delta_3 + \lambda_4\sin\delta_3, \quad (27)$$

Таким образом, задаваясь законом движения точки M подвеса рабочего органа $x_M(t)$, $y_M(t)$, $z_M(t)$ из уравнений (2-5) и (19-27), находим программные управляющие усилия исполнительных приводов $F_s(t)$, $s = 1 \div 3$. Полученные усилия позволяют синтезировать систему управления.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

[1] Бушуев В.В., Хольшев И.Г. Механизмы параллельной структуры в машиностроении // СТИН. - 2001. - №1. – С. 3-8.

[2] Афонин В.Л., Подзоров П.В., Слепцов В.В. Обрабатывающее оборудование на основе механизмов параллельной структуры: учеб. пособие / под общ. ред. В. Л. Афонина. – М: Издательство МГТУ СТАНКИН, Янус-К, 2006. – 448 с.

[3] Рыбак Л.А., Гриненко Г.П. Инновационное обрабатывающее оборудование на базе параллельных структур: перспективы и направления коммерциализации // Наукоемкие технологии в машиностроении. - 2013. - №7(25). - С. 32-39.

[4] Робот-манипулятор FlexPicker IRB 360 компании AAB www.abb.com/robotics [Электронный ресурс] - Режим доступа: http://www.roboticturnkeysolutions.com/robots/abb/datasheet/IRB_360.pdf

[5] Роботы с параллельной кинематикой EXPT, триподы [Электронный ресурс] - Режим доступа: http://festo.promsis.biz/pdf/EXPT_RU.PDF.

[6] Роботы серии Delta [Электронный ресурс] - Режим доступа: http://omron.nt-rt.ru/images/manuals/Delta.pdf.

[7] V.V. Zhoga. Dynamic Creation of the Optimum Program Motion of a Manipulator-Tripod / V.V. Zhoga, V.M. Gerasun, I.A. Nesmiyanov, N.S. Vorob’eva, V.V. Dyashkin-Titov // Journal of Machinery Manufacture and Reability, 2015, Vol. 44, No. 2, pp. 181-186.

[8] I.A. Nesmiyanov. Dynamics of tripod drive with elastic self-sustaining transmission / I.A. Nesmiyanov, V.V. Zhoga, N.S. Vorobieva, V.V. Dyashkin-Titov // VP Vibroengineering PROCEDIA, Vol. 8, 2016, pp. 512-516.

[9] Воробьева, Н.С. Динамика манипулятора параллельно-последовательной структуры на основе трипода / Н.С. Воробьева, В.В. Дяшкин-Титов, В.В. Жога, И.А. Несмиянов // Машиностроение и инженерное образование, 2017. - №3. - С.32-41.

[10] Дяшкин-Титов В.В., Жога В.В., Несмиянов И.А, Воробьева Н.С. Динамика манипулятора параллельно-последовательной структуры // Современное машиностроение: Наука и образование: Материалы 6-й Междунар. науч.-практ. конференции/ Под ред. А.Н. Евграфова и А.А. Поповича. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2017. – С. 439-449.

[11] Dyashkin-Titov V.V., Zhoga V.V., Nesmiyanov I.A., Vorob'eva N.S. (2018) Dynamics of the Manipulator Parallel-Serial Structure. In: Evgrafov A. (eds) Advances in Mechanical Engineering. Lecture Notes in Mechanical Engineering. Springer, Cham, pp. 33-43.
[12] Пат. 2616493 Российская Федерация, МПК B66C 23/44. Манипулятор-трипод параллельно-последовательной структуры / В.В. Жога, В.В. Дяшкин-Титов, А.В. Дяшкин, Н.С. Воробьева, И.А. Несмиянов, А.Г. Иванов; опубл. 17.04.2017. Бюл. № 11.
[13] Дяшкин-Титов В.В., Воробьева Н.С., Терехов С.Е. Алгоритм позиционирования захвата манипулятора-трипода // Современное машиностроение: Наука и образование: Материалы 5-й Междунар. науч.-практ. конференции./ Под ред. А.Н. Евграфова и А.А. Поповича. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2016. – С. 634-644.
[14] Коловский М.З., Слоущ А.В. Основы динамики промышленных роботов. М.: Наука. Гл. ред. физ.-мат. Лит., 1998. – 240 с.
[15] Теоретические основы робототехники: в 2 кн. / А.И. Корендясев, Б.Л. Саламандра, Л.И. Тывес: отв. ред. С.М. Каплунов; Ин-т машиноведения им. А.А. Благонравова РАН. – М.: Наука, кн. 1. 2006. – 383 с.
[16] Лурье А.И. Аналитическая механика. Москва, 1961. - 824 с.
[17] Журавлев В.Ф. Основы теоретической механики. Изд. 2-е, перераб. – М.: Издательство Физико-математической литературы, 2001. – 320 с.

V.V. Dyashkin-Titov[1], V.V.Zhoga[2], I.A.Nesmiyanov[1], A.V. Dyashkin[1]

MODELING OF DYNAMICS OF MANIPULATOR-TRIPOD CONSIDERING THE WEIGHT OF THE EXECUTIVE LINKS

[1]Volgograd state agrarian university, Russia.
[2]Volgograd state technical university, Russia.

Abstract

The paper presents a mathematical model of the dynamics of the parallel structure of the manipulator considering the weight of the executive links. Obtained dependencies the program driving forces drive motors.

Key words: manipulator, parallel structure, tripod, dynamics.

REFERENCES

[1] Bushuev V.V., Hol'shev I.G. (2001) The mechanisms of parallel structure in mechanical engineering (Mehanizmy parallel'noj struktury v

mashinostroenii). STIN. No.1, pp. 3-8 (rus.)
[2] Afonin V.L., Podzorov P.V., Slepcov V.V. (2006) Processing equipment on the basis of mechanisms of parallel kinematics (Obrabatyvajushhee oborudovanie na osnove mehanizmov parallel'noj kinematiki). Moscow: Mashinostroenie, p. 448 (rus.)
[3] Rybak L.A., Grinenko G.P. (2013) Innovative processing equipment on the basis of parallel structures: prospects and directions of commercialization (Innovacionnoe obrabatyvajushhee oborudovanie na baze parallel'nyh struktur: perspektivy i napravlenija kommercializacii). Naukoemkietehnologii v mashinostroenii. No. 7(25), pp. 32-39 (rus.)
[4] The handling robot FlexPicker IRB 360 company AAB. www.aab.com/robotics [Electronic resource]. http://www.roboticturnkeysolutions.com/robots/abb/datasheet/IRB_360.pdf
[5] Robots with parallel kinematics EXPT, tripods [Electronic resource]. http://festo.promsis.biz/pdf/EXPT_RU.PDF.
[6] The robots of the Delta [Electronic resource]. http://omron.nt-rt.ru/images/manuals/Delta.pdf.
[7] V.V. Zhoga. Dynamic Creation of the Optimum Program Motion of a Manipulator-Tripod / V.V. Zhoga, V.M. Gerasun, I.A. Nesmiyanov, N.S. Vorob'eva, V.V. Dyashkin-Titov // Journal of Machinery Manufacture and Reability, 2015, Vol. 44, No. 2, pp. 181-186.
[8] I.A. Nesmiyanov. Dynamics of tripod drive with elastic self-sustaining transmission / I.A. Nesmiyanov, V.V. Zhoga, N.S. Vorobieva, V.V. Dyashkin-Titov // VP Vibroengineering PROCEDIA, Vol. 8, 2016, pp. 512-516.
[9] Vorob'eva N.S., Dyashkin-Titov V.V., Zhoga V.V., Nesmiyanov I.A. (2017) The dynamics of the manipulator parallel-serial structure based tripod. Mashinostr. Inzh. Obrazovan. No. 3, pp. 32–41 (rus.)
[10] Dyashkin-Titov V.V., Zhoga V.V., Nesmiyanov I.A., Vorob'eva N.S. (2017) Dynamics of the manipulator parallel-serial structure (Dinamika manipuljatora parallel'no-posledovatel'noj struktury). Sovremennoe mashinostroenie: Nauka i obrazovanie: Materialy 6-j Mezhdunar. nauch.-prakt. konferencii/ Pod red. A.N. Evgrafova i A.A. Popovicha. – SPb.: Izd-vo Politehn. un-ta. pp. 439-449 (rus.)
[11] Dyashkin-Titov V.V., Zhoga V.V., Nesmiyanov I.A., Vorob'eva N.S. (2018) Dynamics of the Manipulator Parallel-Serial Structure. In: Evgrafov A. (eds) Advances in Mechanical Engineering. Lecture Notes in Mechanical Engineering. Springer, Cham, pp. 33-43.
[12] Zhoga V.V, Dyashkin-Titov V.V., Dyashkin A.V., Vorob'eva N.S., Nesmiyanov I.A., Ivanov A.G. RF Patent 2616493 IPC7 B66C 23/44. Byull. Izobret., 2017, no. 11 (rus.)

[13] Dyashkin-Titov V.V., Vorob'eva N.S., Terehov S.E. (2016) The algorithm of positioning the gripper of a manipulator-tripod (Algoritm pozicionirovanija zahvata manipuljatora-tripoda). Sovremennoe mashinostroenie: Nauka i obrazovanie: Materialy 5-j Mezhdunar. nauch.-prakt. konferencii/ Pod red. A.N. Evgrafova i A.A. Popovicha. – SPb.: Izd-vo Politehn. un-ta. pp. 634-644 (rus.)
[14] Kolovskii M.Z., Sloushch A.V. (1998) Foundations of Industrial Robot Dynamics. Moscow: Nauka. Gl. red. fiz._mat. lit, p. 240 (rus.)
[15] Korendesev A.I., Salamandra B.L., Tyves L.I. (2006) Theoretical basis of robotics. In 2 books. Institute of Machines Science named after A.A. Blagonravov of the Russian Academy of Sciences. Moscow: Nauka. Book 1, p. 383 (rus.)
[16] Lur'e A.I. (1961) Analytical Mechanics. Moscow: Nauka. Gl. red. fiz._mat. lit, p. 824 (rus.)
[17] Zhuravlev V.F. Fundamentals of theoretical mechanics. Izd. 2-e, pererab. – M.: Izdatel'stvo Fiziko-matematicheskoj literatury, 2001. p. 320 (rus.)

ISSN 2223-0807
Современное машиностроение: Наука и образование :
материалы 7-й международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н.Евграфова и А.А. Поповича.- СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2018.

DOI 10.1872/MMF-2018-35
УДК 621.01

В. Л. Жавнер[1], Чжао Вэнь[2]

ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАТРОННОЙ СИСТЕМЫ ДОЗИРОВАНИЯ СЫПУЧИХ ПРОДУКТОВ МАЛЫМИ ДОЗАМИ

[1]Виктор Леонидович Жавнер
Санкт-Петербургский политехнический университет
Петра Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: +79217746310, E-mail: vjavner@outlook.com

[2]Чжао Вэнь.
Санкт-Петербургский политехнический университет
Петра Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: +79817954741, E-mail: wenfly2015@yandex.ru

Аннотация

Фасование сыпучих продуктов малыми дозами в настоящее время применяется на предприятиях фармацевтической, пищевой и химической промышленностей. Разработка новых видов фасовочно-упаковочного оборудования актуальна особенно для малых предприятий, которые занимают всё большую долю в промышленности развивающихся стран, в том числе для Китая и России.

В данной статье выполнено исследование мехатронной системы объёмного дозирования сыпучих продуктов малыми дозами, разработанной в Санкт–Петербургском политехническом университете Петра Великого на кафедре Автоматы. Разработано программное обеспечение для системы управления и соответствующий человеко-машинный интерфейс, обеспечивающий быстрый переход к различным режимам работы, использующим все возможности мехатронной системы дозирования.

Ключевые слова: количество фасованного товара, упаковка, дозирование и фасование, погрешность дозирования, производительность систем дозирования малыми дозами от 0,5 до 5г..

Введение

Задачи дозирования сыпучих продуктов малыми дозами обусловлены потребностями пищевой, фармацевтической и химической промышленностей. Вопросы контроля количества продукта в упаковках распространяются на упаковки с номинальной массой продукта от 5 г. и выше. Кроме того, эти вопросы практически не рассматриваются в отечественной научной и технической литературе, хотя ГОСТ Р 8-579-2001 был принят в 2001 году. В западной литературе, посвящённой фасовочно-упаковочному оборудованию, эти вопросы освещаются достаточно подробно[1.2]. В китайской литературе, после принятия в 2004 г. стандарта JJF 1070, появились статьи, посвящённые исследованию погрешности систем дозирования для различных видов продукции[3,4].

Цели и задачи работы: в современной научно-технической литературе недостаточное внимание уделяется исследованию систем дозирования сыпучих продуктов [5,6,7]. В системах дозирования представленных в работах [8,9,10,11,12] основное внимание уделяется только их конструктивным особенностям.

Исследование процессов объёмного дозирования сыпучих продуктов малыми дозами, позволяет разработать рекомендации, как по проектированию дозаторов, так и по выбору дозаторов при приобретении фасовочно-упаковочного оборудования.

Методы исследования и результатов

В работе рассмотрены мехатронные системы объёмного дозирования сыпучих продуктов малыми дозами. На рис. 1. представлен шиберный дозатор с четырьмя мерными объёмами, двумя выпускными отверстиями в корпусе и тремя отверстиями в питателе. Шибер приводится в движение двумя пневматическими цилиндрами с двухсторонними штоками. Регулирование величины дозы обеспечивается ограничением хода штоков пневматических цилиндров.

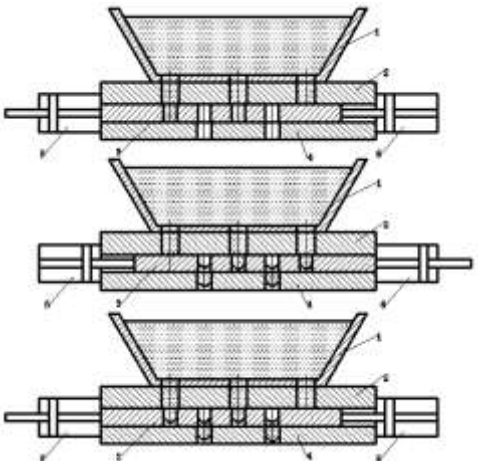


Рис. 1. Шиберный дозатор с четырьмя мерными объёмами
1 – питатель, 2 – крышка, 3 – шибер, 4 – корпус,
5 – цилиндры с двумя штоками.

На рис. 2. представлена технологическая схема фасовочно-упаковочного автомата, для которого разработана мехатронная система объёмного дозирования.

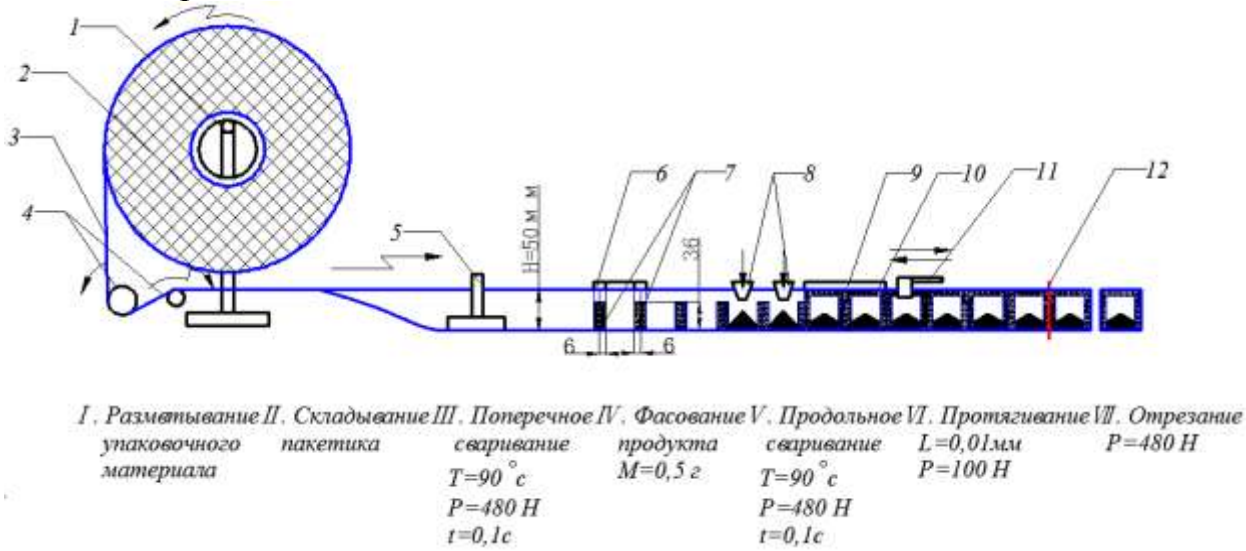


Рис. 2. Принципиальная технологическая схема процесса фасования сыпучего продукта

1 – опорное приспособление, 2 – рулон, 3 – упаковочный материал , 4 – ролик, 5 – элемент складывающий, 6 – губки поперечного сваривания, 7 – поперечный сварной шов, 8 – сопла, 9 – губки продольного сваривания, 10 – продольный сварной шов, 11 – протягивание, 12 – нож

В Санкт–Петербургском политехническом университете Петра Великого на кафедре Автоматы разработан и прошёл испытания мехатронный объёмный дозатор сыпучих продуктов с единичной массой дозы 0,5г. При испытаниях кинематическая производительность составила 230 двойных доз в минуту, что требует обеспечить время перемещения пакета на расстояние равное 0,1м за 0,26с.

При испытаниях время рабочего цикла равнялось 1,04с. а время перемещения равнялось 0.52с. Увеличение времени перемещения обусловлено сыпучим продуктом Зостерин и допускаемым ускорением во время протягивания упаковочной ленты. Фактическая производительность равнялась 114 дозам при одновременном фасовании в два пакетика.

При исследовании погрешности дозирования разработанного дозатора авторы следовали требованиям, изложенным в правилах метрологического надзора-порядок осуществления государственного метрологического надзора за количеством фасованных товаров в упаковках любого вида при их расфасовке и продаже. Для сравнительных оценок погрешностей дозирования в таблице 1 приведены пределы допускаемых отрицательных отклонений Т содержимого нетто упаковки по ГОСТ 8. 579-2001, по

стандарту JJF 1070-2005 и Европейской директиве COUNCIL DIRECTIVE-76-21-EEC [5].

Таблица 1

	ГОСТ 8. 579-2001 и стандарт JJF 1070-2005		Европейская директива COUNCIL DIRECTIVE-76-21-EEC	
Номинальное количество нетто М, г	Предел опускаемых отрицательных отклонений			
	% от М	г	% от Qn	г или мл
Св.5до50 включи	9	-	9	-
50-100	-	4,5	-	4,5
100-200	4,5	-	4,5	-
200-300	-	9	-	9
300-500	3	-	3	-
500-1000	-	15	-	15

В соответствии с требованиями нормативных документов все упаковки должны соответствовать следующим требованиям: среднее содержимое упаковки из партии товаров должно быть больше или равняться номинальному значению массы, указанному на упаковке. Упаковка, в которой фактическое значение массы $М_{факт} \geq М - Т$, считается годной для выпуска в обращение. Если $М_{факт} < М - Т$, то упаковка считается бракованной и в партии товара допускается присутствие не более 2 % бракованных изделий(2.5% для европейского стандарта). В бракованных упакованных единицах не должно быть ни одной упаковочной единицы, у которой отрицательное отклонение содержимого нетто от номинального количества превышает двойной предел допускаемых отрицательных отклонений,

При тестовых испытаниях дозатора по правилам метрологического надзора количество доз или проверяемых упаковок, должно быть равно 100, что соответствует требованиям ГОСТ Р 8-579-2001. Порядок тестирования соответствовал требованиям метрологического надзора:

1. Определяется среднее арифметическое значение массы дозы:

$$M_{\text{ср}} = \frac{\sum M}{100} \quad (1)$$

2. Определяется среднее квадратическое отклонение массы дозы:

$$[\sigma_{\text{д}}] = \sqrt{\sum_{N=1}^{N} \left(M_{\text{ср}} - M_n\right)^2 / (n-1)}\,, \quad (2)$$

3. Устанавливается предельное отклонение массы дозы:

$$T = 2.04\sigma_{\text{д}} \quad (3)$$

4. Определяется предельное отклонение среднего арифметического значения массы дозы:

$$T_i = \frac{2\sigma}{\sqrt{i}} = \frac{2{,}04[\sigma_{\text{д}}]}{\sqrt{100}} = 0.204\sigma_{\text{д}}\,, \quad (4)$$

Результаты и анализ всех данных при тестовых испытаниях дозатора представлены в таблице 2.

Таблица 2

Количество взвешиваний	n =100
Среднее арифметическое значение дозы	$M_{ср} = 0{,}53$ г
Среднее квадратическое отклонение дозы	$\sigma_д = 0{,}009$
Предельное отклонение дозы	$T = \pm 0{,}018$г
Предельная ошибка среднего арифметического	$M_O = 0{,}002$

На рис. 3. представлены результаты экспериментов в виде точечного графика, где результаты измерений располагаются слева направо от минимальной дозы в порядке возрастания.

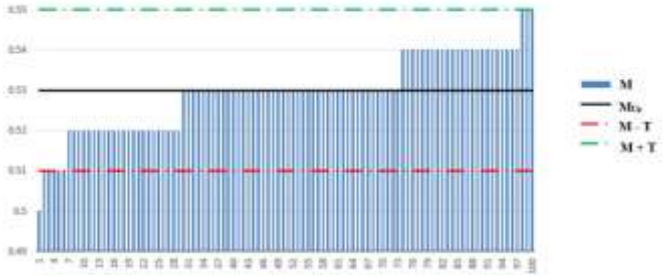


Рис. 3. Результаты дозирования 100 групп

M – масса дозы, $M_{ср}$ – среднее значение массы дозы,

T– предельное отклонение

Из графика видно то, что только одна упаковка имеет отрицательное отклонение меньше расчётного, хотя допускается возможность двух таких доз. Время холостого хода механизма протягивания равнялось времени протягивания. Так как кинематическая производительность дозатора выше, то во время холостого хода привода протягивания ленты можно последовательно дозировать два или три единичных мерных объёма в один и тот же пакетик, соответственно, 1г или 1,5г. Это возможно благодаря программному обеспечению, разработанному для фасовочно-упаковочного автомата, в котором можно не меняя шибера, увеличить массу дозы, соответственно, в два или три раза, сохраняя производительность в 114 доз в минуту.

На рис. 4. представлена циклограмма работы дозатора при фасовании в каждый пакетик одной дозы во время холостого хода.

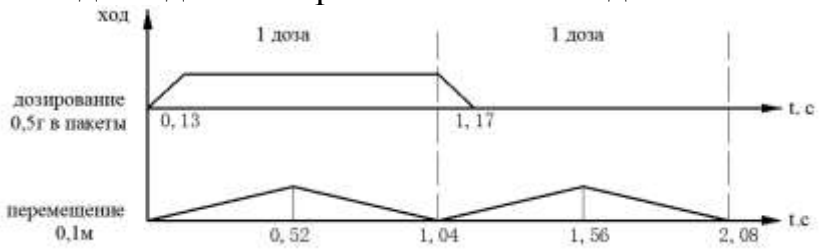


Рис. 4. Циклограмма работы дозатора при фасовании в каждый пакетик одной дозы во время холостого хода

На рис. 5. представлена циклограмма работы дозатора при последовательном фасовании в три пакетика во время холостого хода.

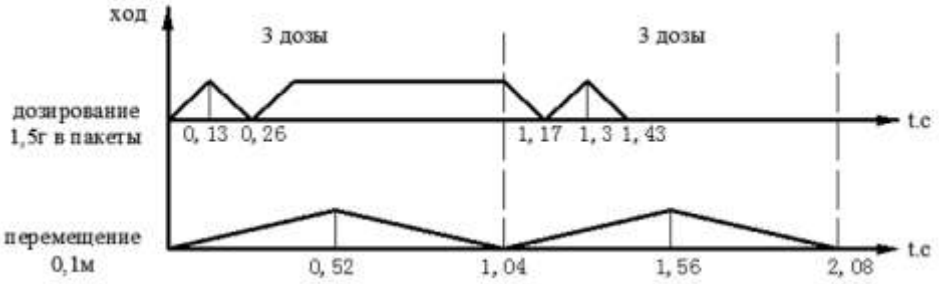


Рис. 5. Циклограмма работы дозатора при последовательном фасовании в три пакетика во время холостого хода

Разработанное программное обеспечение позволяет также увеличивать массу дозируемого продукта свыше 3 г., если увеличить объём пакета.

На рис. 6. представлена циклограмма работы дозатора при дозировании в один пакет 12 доз, тогда масса дозы равны 6 граммам. Естественно, что в этом случае фактическая производительность снизилась и составила 60 пакетиков в минуту.

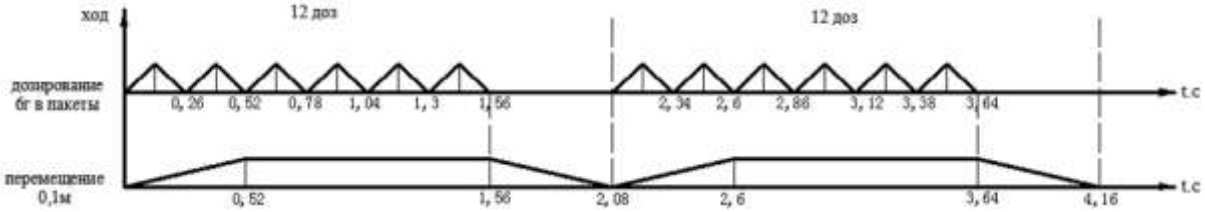


Рис. 6. Циклограмма работы дозатора при фасовании в пакеты по 6 грамм

В экспериментах использовали биологическую активную добавку "Зостерин", производства фирма "Аквамир", и лабораторные весы "Сартогосм". Весы соответствуют требованиям ГОСТ 24104-2001 и ГОСТ 24104-1988. Цена деления 0,01 грамм.

В таблице 3 представлены результаты тестовых испытании дозатора при последовательном дозировании в одну упаковку, соответственно, 1, 8 и 12 грамм.

Таблица 3

Масса дозы грамм	1	4	6
Количество взвешиваний n	100	100	100
Среднее арифметическое значение дозы $M_{ср}$	1,00	3,99	5,99
Среднее квадратическое отклонение дозы $\sigma_д$	0,014	0,021	0,023
Предельное отклонение дозы T	0,028	0,043	0,046
Предельная ошибка среднего арифметического M_O	0,003	0,004	0,004

В продажу такие продукты поступают в потребительской таре с массой более 5 г, все зависит от вида продукта. Как правило, в такой потребительской упаковке содержится количество пакетов из следующего ряда:

$$n = 20,25,50,100 \text{ и } 150 \text{ уп}$$

Так как в продажу продукт поступает в групповой упаковке по 20 пакетиков, определены предельные отклонения массы продукта в групповых упаковках. На первом этапе определялись предельные отклонения групповых упаковок, образованных последовательно по 20 штук, начиная с первой дозы.

Результаты экспериментов по дозированию с суммарной номинальной массой m=10.8 г представлены в таблице 4.

Таблица 4

Но.	M_{20}, г	T	Но.	M_{20}, г	T	Но.	M_{20}, г	T	Но.	M_{20}, г	T
1	10.44	0.36	5	10.62	0.18	9	10.94	0.14	13	10.97	0.17
2	10.51	0.29	6	10.69	0.11	10	11.05	0.25	14	10.96	0.16
3	10.57	0.23	7	10.65	0.15	11	11.05	0.25	15	10.88	0.08
4	10.65	0.15	8	10.76	0.04	12	11.01	0.21	16	10.9	0.1

Анализ продуктов с массой дозы в пределах 0,2-10 грамм, показал, что, как правило, в этих случаях в качестве тары используется плоский пакет размерами 50 на 50 мм. Вместимость пакета можно увеличить, изменяя высоту пакета. Отметим также то, что разработанный дозатор может использоваться в фасовочно-упаковочных автоматах с длиной пакета равной или больше 80 мм. В этом случае единичная мерная доза увеличивается два раза и обеспечивается производительность от 57 до 30 пакетов в минуту, при этом масса единичной дозы зависит от продукта.

Заключение

В статье приведена технологическая схема процесса фасования сыпучего продукта, с использованием разработанного мехатронного шиберного дозатора.

Испытания мехатронной системы дозирования, разработанной в Санкт-Петербургском политехническом университете Петра Великого показали её универсальность обусловленную широким диапазоном доз, кратным единичной дозе массой 0,5г.. Разработанное программное обеспечение позволяет получать различную массу дозы. В каждом случае дозирования, данная система дозирования обеспечивает погрешность дозирования сыпучих продуктов в соответствии с требованиями к количеству продукта в упаковках.

–

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

[1] Келси, Р. Дж.Упаковка и тара: проектирование, технология, применение (пер. с англ. Под ред. Жавнера В. Л.) / Р. Дж. Келси, Дж. Ф. Ханлон и Х. Е. – М. : Форсинио - Профессия, 2003. – 632 с.

[2] Anne Emblem, Henry Emblem. Packaging technology – Fundamentals, materials and processes M. : Woodhead Publishing Limited,2012.-595c

[3] Сюй Цяньюй. Анализ измеренных данных в количественном измерении объема товарной массы М.: Промышленные измерения, 15.08.2002. – С.–106– 108.

[4] Чэнь Сюее, Вэй Син. Разработка конструкции вертикальной и горизонтальной герметизации сыпучих продуктов М. : Автоматизация производства. 2014(12).– С. 66– 68.

[5] Жавнер, В. Л. Системы дозирования сыпучих продуктов массой до 5 грамм / В. Л. Жавнер, И. А. Синеокова // Вестник Псковского государственного университета. Серия: Экономика. Право. Управление. – 2012. – № 1 – С. 147– 153.

[6] Чжао Вэнь. Жавнер В.Л. Обеспечение требований стандартов к количеству фасованной продукции в потребительской таре М.: Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, 2017. – часть 2,17 с.

[7] Поляков С.И. Проблема достижения точности дозирования материалов. ВГЛТА, г. Воронеж.

[8] Жавнер, В.Л. Чжао Вэнь. Мехатронная система дозирования сыпучих продуктов малыми дозами М. : Современное машиностроение: наука и образование MMEST-2017,2017. – 462 с.

[9] Пат. 27217 Российская Федерация, МПК G01F 11/28. Устройство для дозирования сыпучих продуктов / В.Л. Жавнер, М.А. Цветков; заявитель и патентообладатель СПБПУ. – № 2002103915/20; заявл. 12.02.02; опубл. 10.01.03 , Бюл. № 1.

[10] Пат. 2101682 Российская Федерация, МПК G01F 11/00. Устройство для дозирования сыпучих материалов / М.И. Пейсахов; заявитель и патентообладатель Ленинградское научно-производственное объединение "Прогресс". – № 5048414/28; заявл. 17.06.1992; опубл. 10.01.1998.

[11] Пат. 49798 Российская Федерация, МПК B 65 B 1/36. Устройство для дозирования сыпучих материалов / Ю. Г. Залялиев, В. А. Каргин, А. М. Ларюхин, С. С. Ахметшин; заявитель и патентообладатель ФГТУ "Производственное объединение "Завод им. Серго". – № 2004110434/12; заявл. 31.03.04; опубл. 10.12.05 Бюл. № 34.

[12] Объемные дозаторы сыпучих материалов и точность взвешивания: [сайт]. URL: http://tenzoveda.ru/dozatory-obemnye/

V. L.Javner[1], Zhao Wen[2]

RESEARCH OF THE MECHATRON SYSTEM OF DOSING OF LOOSE PRODUCTS IN SMALL DOSES

[1,2] Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, Russia;

Abstract

The packing of loose products in small doses is currently used in the pharmaceutical and food industry. The development of new types of filling and packaging equipment is relevant for these tasks, especially relevant for small enterprises, which are taking an increasing share in the industry of developing countries, including China and Russia.

In this paper, a study of the mechatronic system of volumetric dosing of loose products with small doses developed at Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, at the Department of Automation.The software for the control system and the corresponding man-machine interface are developed, providing a quick transition to various operating modes using all the possibilities of the mechatronic dosing system.

Key words: number of packaged goods, packaging, dosing and packing, dosing error, productivity of dosing systems in small doses from 0.5 to 5 g.

REFERENCES

[1] Kelsey, R.J. Packaging and packaging: design, technology, application (translated from English under the editorship of Zhavner VL) / RJ Kelsey, JF Hanlon and H. E. - M.: Forsinio - Profession, 2003. - P.632

[2] Anne Emblem, Henry Emblem. Packaging technology – Fundamentals, materials and processes M.: Woodhead Publishing Limited, 2012.-P.595

[3] Xu Qiangyu. Analysis of the measured data in the quantitative measurement of the volume of the commodity mass. M.: Industrial measurements, 15.08.2002. - P.-106- 108.

[4] Chen Xueye, Wei Xing. Development of vertical and horizontal sealing of loose products M.: Automation of production. 2014 (12). P. 66- 68.

[5] Zhavner, V.L. Dosing systems for loose products weighing up to 5 grams / V.L. Zhavner, I.A. Sineokova // Bulletin of the Pskov State University. Series: The Economy. Right. Control. - 2012. - No. 1 - P.147-153.

[6] Zhao Wen. Zhavner V.L. Ensuring the requirements of standards for the number of packaged products in the consumer package M.: Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, 2017. -part 2. P.-17

[7] Polyakov S.I. The problem of achieving accuracy of material dosing. VGLTA, Voronezh.
[8] Zhavner, V.L. Zhao Wen. Mechatronic system for dispensing loose products in small doses M.: Modern mechanical engineering: science and education MMEST-2017, 2017. - P.462
[9] Patent 27217. The Russian Federation, the IPC G01F 11/28. Device for dosing of loose products / V.L. Zhavner, M.A. Flowers; the applicant and the patent owner SPBPU. - No. 2002103915/20; claimed. 12.02.02; publ. 10.01.03, Bul. № 1.
[10] Patent 2101682. Russian Federation, IPC G01F 11/00. The device for dosing loose materials / M.I. Peysakhov; the applicant and the patent owner Leningrad Research and Production Association "Progress". - No. 5048414/28; claimed. 06/17/1992; publ. 10.01.1998.
[11] Patent 49798. Russian Federation, IPC B 65 B 1/36. A device for dispensing loose materials / Yu. G. Zalialiev, V.A. Kargin, A.M. Laryukhin, S.S. Akhmetshin; the applicant and the patent holder of the FGTU "Production Association" Factory im. Sergo. "- No. 2004110434/12, published on 03/31/04, published on 10.12.05, the Bulletin No. 34.
[12] Loose material dispensers and weighing accuracy: [site]. URL: http://tenzoveda.ru/dozatory-obemnye/

ISSN 2223-0807
Современное машиностроение: Наука и образование :
материалы 7-й международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н.Евграфова и А.А. Поповича.- СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2018.

DOI 10.1872/MMF-2018-36
УДК 004.93:681.518

Т.М. Волосатова[1], А.В. Козов[2], Т.П. Рыжова[3]

АНАЛИЗ МЕТОДОВ ОБНАРУЖЕНИЯ ПРЕПЯТСТВИЙ СИСТЕМЫ НАВИГАЦИИ МОБИЛЬНОГО РОБОТА

[1]Тамара Михайловна Волосатова
Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана
Россия, Москва
Тел.: (495)564-96-20, E-mail: tamaravol@gmail.com

[2]Алексей Владимирович Козов
Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана, НУЦ «Робототехника»
Россия, Москва
Тел.: (499)741-32-74, E-mail: alexey.kozov@gmail.com

[3]Татьяна Павловна Рыжова
Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана, НУЦ «Робототехника»
Россия, Москва
Тел.: (499)367-09-63, E-mail: tatiana281186@yandex.ru

Аннотация

В работе рассмотрена задача обнаружения препятствий во время автономного движения наземного робота. Проведен анализ требований к системе обнаружения препятствий, представлен обзор существующих подходов. Предложен метод структурного выделения препятствий по данным трехмерного лазерного дальномера и описан реализованный прототип системы обнаружения препятствий.

Ключевые слова: мобильный робот, автономная навигация, обнаружение препятствий, облако точек

Введение

Благодаря распространению мобильных робототехнических комплексов (МРТК) и беспилотных транспортных средств проблемы их

автономной навигации в недетерминированной среде становятся все более актуальными. Одной из важнейших задач этой области является своевременное обнаружение препятствий и определение проходимости пространства вокруг робота. Групповое управление также может быть связано с данными задачами. Например, в работах [1, 2] авторами был предложен комбинированный метод управления движением группы роботов строем, однако особенности метода (рост ошибки позиционирования с ростом скорости движения, невозможность учитывать изменяющееся окружение) вынуждают использовать его совместно с алгоритмами поиска пути и методами одновременной локализации и построения карты (SLAM). Для SLAM-методов обнаружение препятствий, играющих роль «якорей» для привязки строящейся карты местности, имеет ключевое значение.

Среди существующих подходов к решению задачи детектирования препятствий можно перечислить следующие: использование стереозрения и RGB-методов классификации поверхности [3], применение ультразвуковых дальномеров [4], выделение краев дороги или построение аппроксимирующей модели поверхности, по которой движется робот [5, 6], распознавание препятствий на основе геометрических примитивов [7], использование сверточных нейронных сетей [8].

Для определения оптимального подхода проведем анализ требований, которым должна соответствовать система обнаружения препятствий для МРТК среднего и тяжелого классов.

Требования к системе обнаружения препятствий

Необходимость своевременного реагирования на меняющееся окружение, особенно на высоких скоростях движения, подразумевает, что система обнаружения и классификации препятствий работает в режиме реального времени. Из этого следуют требования максимального быстродействия в условиях ограниченной вычислительной мощности бортового компьютера робота и возможности распараллеливания алгоритмов обработки данных для повышения их производительности. Другим требованием, связанным с динамичностью окружения, является величина радиуса гарантированного обнаружения опасных препятствий, которая должна превышать длину тормозного пути МРТК на максимальной скорости.

Кроме координат обнаруженного препятствия, для планирования траектории движения робота важна дополнительная информация о габаритах и характере объекта и возможности его преодоления (например, можно проехать через низкорослый кустарник, но попытка «преодолеть» ствол дерева может закончится выходом МРТК из строя).

Для получения трехмерной информации об окружающем пространстве могут быть использованы различные сенсорные системы:

стереозрение в видимом и инфракрасном диапазонах [3, 9], сенсоры со структурированной подсветкой (типа контроллера Kinect) [10], ультразвуковые и лазерные дальномеры [4-7]. Для МРТК, действующего вне помещений, важнейшим параметром сенсорной системы при обнаружении препятствий является эффективная рабочая дальность. Наибольшее значение этого параметра имеют многолучевые трехмерные лазерные дальномеры (лидары), поэтому основным источником данных должен служить сенсор этого типа. Рассмотрим некоторые известные методы обнаружения препятствий и распознавания объектов, ориентированные на работу с данными, получаемыми от лидаров. Подобные трехмерные данные удобно представлять в виде облака точек (*point cloud*) – множества координат вершин, пространственное расположение которых характеризует окружающие объекты.

Методы обнаружения препятствий по данным лидара

Особенностями данных, получаемых с трехмерных лазерных дальномеров, являются большой объем и высокая зашумленность. Также к особенностям рассматриваемых облаков точек относится их неравномерная плотность. На малом удалении от лидара одному препятствию, например, стволу дерева, могут соответствовать десятки точек, а такому же препятствию на границе рабочей зоны – всего несколько. На плоской поверхности многолучевой лидар, вертикальная ось которого перпендикулярна этой поверхности, сформирует облако точек в виде концентрических окружностей (линий сканирования). Наличие неровностей будет нарушать структуру такого рисунка (рис. 1).

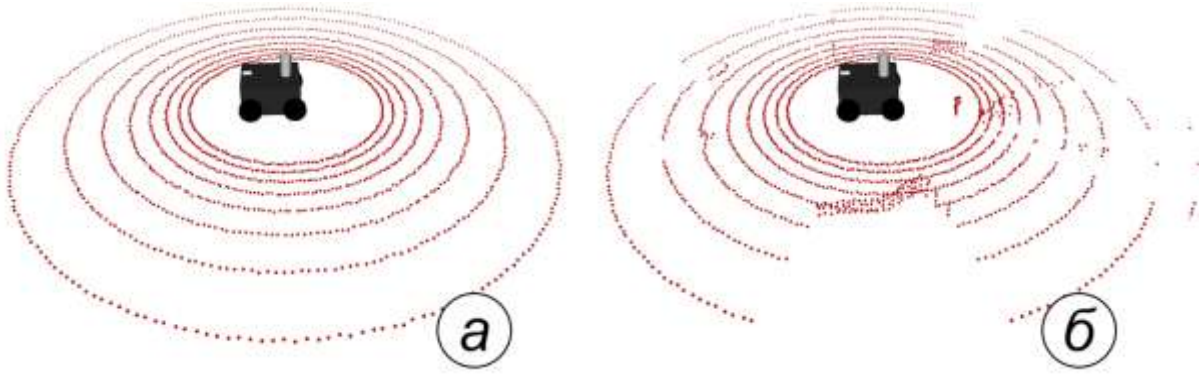


Рис. 1. Визуализация облака точек, полученного с трехмерного лазерного дальномера в модельной среде: а) линии сканирования на плоской горизонтальной поверхности; б) линии сканирования на поверхности с препятствиями различного размера

Перечисленные особенности облаков точек учтены в методе выделения краев дороги или колеи, по которой движется МРТК [5]. Пространство, лежащее за пределами выделенной этим методом области, считается препятствием. Очевидно, данный метод не пригоден при движении робота по пересеченной местности. Более универсальным

является подход, при котором происходит выделение поверхности, на которой находится МРТК, и построение ее математической модели в виде аппроксимирующей поверхности. Полученные с помощью лидара точки, которые расположены от аппроксимирующей поверхности на расстоянии, превышающем заданное пороговое значение, будут соответствовать препятствиям. Ограничения данного метода связаны с показателями быстродействия и точности алгоритма вычисления аппроксимирующей поверхности, и низкой устойчивостью работы метода вблизи больших протяженных препятствий, таких как стены зданий.

Другим подходом к распознаванию опасных объектов является выделение геометрических примитивов. Таким образом могут быть распознаны стволы деревьев, опоры уличного освещения и другие подобные объекты [7]. Недостатками подхода являются малая дистанция обнаружения (для устойчивой работы метода необходимо большое число точек, соответствующих детектируемому объекту) и крайне малая мощность множества потенциально обнаружимых препятствий. Хотя в модельной среде в идеализированных условиях данный подход показывает хорошие результаты, его эффективность в реальной обстановке может быть существенно ниже.

Для решения задачи распознавания объектов по данными лидара могут быть использованы характерные признаки – полученные по определенным правилам числовые дескрипторы. Признаки могут быть вычислены для групп точек или для отдельных точек облака. Далее на основе вычисленных признаков может быть проведена кластеризация и классификация. Распознавание по характерным признакам имеет высокую вычислительную сложность и требует обработки большого объема данных. Например, представленный в работе [11] дескриптор для выделения всего четырех классов объектов городских сцен содержит 229 значений и вычисляется для каждой точки облака. Обработка одного облака точек может занимать до полутора часов. Кроме того, определенную сложность представляет построение и настройка классификатора. По указанным причинам применение подобного подхода в рассматриваемой задаче требует существенных модификаций как алгоритмов расчета признаков, так и методов их классификации.

Распространенным подходом для выявления препятствий является применение искусственных нейронных сетей (ИНС) [8]. Нейронная сеть объединяет в себе этапы извлечения характерных признаков и их классификации. Классификаторы на основе ИНС обладают высокой скоростью работы и робастностью. Однако задача подбора архитектуры нейронной сети (тип, число слоев, количество нейронов в каждом слое) на сегодняшний день не имеет точных алгоритмов решения, а существующие методы во многом опираются на интуицию и опыт разработчика. Однако

основным ограничением метода являются необходимость в размеченном обучающем множестве и предварительное, зачастую продолжительное, обучение классификатора.

Стоит отменить, что существующие методы ориентированы на работу с плотным облаком точек на дистанции до 20-25 метров от лидара, на большем расстоянии их работа может быть неустойчива. Для преодоления ограничений перечисленных методов, авторами был разработан метод обнаружения препятствий на большом расстоянии и оценки степени представляемой ими для движущегося МРТК опасности.

Метод структурного выделения препятствий

Рассмотрим облако точек, полученное от лазерного дальномера МРТК в некоторый момент времени. Пусть координаты точек облака заданы в правой прямоугольной локальной системе координат (ЛСК), связанной с центром лидара, при этом ось *Oz* ЛСК направлена вверх, а ось *Oy* – вперед по ходу движения. Полагаем, что известны однозначные правила перевода из ЛСК в глобальную систему координат (ГСК), связанную с местностью, по которой перемещается робот. Также заданы габариты МРТК и расстояние h между центром лазерного дальномера и поверхностью, на которой находится робот (рис. 2). Принимаем допущение, что на местности в зоне действия робота отсутствуют существенные перепады высот (овраги, провалы) и водные преграды.

Для решения задачи обнаружения препятствий в указанных условиях достаточно обнаружить точки, высота которых превышает некоторый заданный порог и выявить связи между этими точками для оценки размеров препятствий. Разделим облако точек на $n+2$ горизонтальных слоя плоскостями, параллельными *xOy*, с шагом по *z* равным Δh, начиная со значения $-h$. Отбросим верхний и нижний слои и пронумеруем оставшиеся от 1 до *n* (рис. 2).

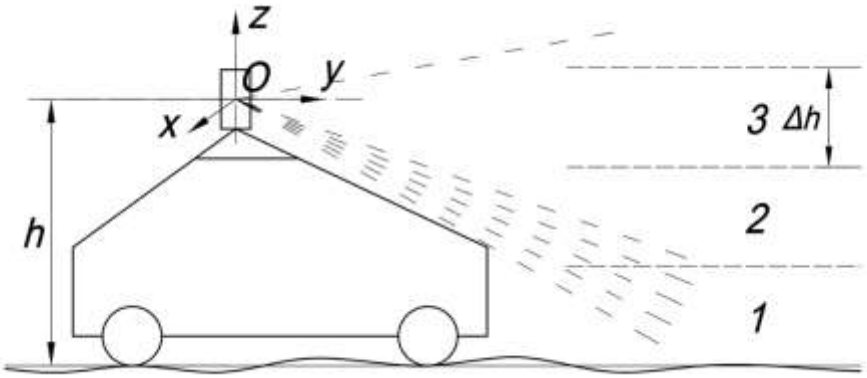


Рис. 2. ЛСК облака точек, полученного при помощи многолучевого лазерного дальномера и используемая схема разделения облака точек на слои

Учтем особенности получаемого лазерным дальномером облака точек: вектор между двумя точками, лежащими в проходящей через ось *Oz* плоскости, на вертикальной поверхности должен быть коллинеарен оси *Oz*. Для упрощения вычислений проведем кластеризацию точек в каждом слое по евклидовому расстоянию и будет измерять угол α между вектором, соединяющим центры полученных кластеров в разных слоях, и осью *Oz* ЛСК. Если α меньше некоторого порогового значения $\alpha_{\max}$, то считаем соответствующие кластеры связанными, а точки этих кластеров соотносим с одним объектом. По связанным между собой кластерам в соседних слоях можно оценить высоту объекта, максимальное расстояние между точками в кластерах даст оценку длины и ширины. Пересчет координат центров кластеров в ГСК позволяет перенести препятствия на карту местности с учетом оценки габаритов, которые также определяют степень опасности обнаруженного препятствия.

Обозначим M множество векторов, соединяющих центры связанных кластеров в различных слоях. Примем допущение, что в каждом из выделенных слоев окажется как минимум один кластер. Тогда метод структурного выделения препятствий можно описать следующей последовательностью действий:

1) принимаем $M = \varnothing$, выделяем n горизонтальных слоев в облаке точек по указанному ранее правилу;

2) проводим кластеризацию точек для каждого слоя и определяем число получившихся кластеров $k^i, i \in [1:n]$ в слое *i*;

3) определяем геометрический центр C_j^i и размеры по осям *Ox* и *Oy* кластера j, $j \in [1:k^i]$ в слое *i*;

4) для каждого центра кластера C_j^i в слое i, $i \in [1:n-1]$ находим ближайший центр кластера C^{i+1} в слое $i+1$ и вычисляем угол α_j^i между вектором $C_j^i C^{i+1}$ и положительным направление оси *Oz*, если выполняется неравенство $\left|\alpha_j^i\right| \le \alpha_{\max}$, то заносим вектор $C_j^i C^{i+1}$ в множество M;

5) в множестве M выявляем такие векторы, у которых конечная точка одного вектора является начальной для другого и заменяем их одним вектором, равным сумме исходных;

6) для определения положения препятствий на местности переводим координаты начальных точек векторов из множества M в ГСК, данным точкам соответствуют центры препятствий, высоту которых принимаем равной высоте соответствующего вектора, а диаметр – наибольшему из размеров соответствующих кластеров.

Приведенный алгоритм был реализован в прототипе системы обнаружения препятствий МРТК. Программная реализация прототипа

была выполнена на языке C++ с использованием библиотеки PCL для работы с облаками точек. Работа прототипа была проверена на тестовых данных в виде отдельных облаков точек, при этом были выявлены некоторые зависимости производительности и дальности обнаружения препятствий от величин h, Δh и значений параметров алгоритма кластеризации. Для тестирования производительности прототип был испытан на данных, записанных с лидара реального робота во время движения. Для выявления распределения загрузки вычислительных ресурсов по шагам предлагаемого алгоритма были проведены замеры временных затрат на каждом шаге. Наиболее ресурсоемким являются шаги 2) и 3), однако эти шаги независимы по данным, поэтому могут выполняться одновременно (параллельно) во всех слоях. Хотя производительности последовательной версии алгоритма хватает для работы с поступающими данными в режиме реального времени, в некоторых ситуациях из-за высокой плотности точек вблизи МРТК наблюдалось снижение скорости обработки. Для решения данной проблемы в алгоритм был добавлен дополнительный шаг, на котором происходит удаление центральной области облака точек радиусом 7 метров, соответствующей пространству в непосредственной близости от робота. Для определения проходимости в указанной области на реальном МРТК используются существующие методы, поэтому данная операция не сказывается на качестве работы системы автономной навигации и планирования перемещений робота.

Заключение

Испытания прототипа системы обнаружения препятствий, реализующего разработанный метод структурного выделения препятствий, подтвердили работоспособность метода. Большая дальность гарантированного обнаружения препятствий и хорошие показатели производительности позволяют применять данный метод на реальных МРТК, в том числе на моделях роботов среднего и тяжелого классов. Метод ориентирован на обнаружение препятствий с высотой, превосходящей уровень поверхности земли, на которой находится робот. Из ограничений метода необходимо отметить неустойчивую работу на малой дистанции и невозможность обнаружения препятствий типа ям и провалов. Дальнейшая работа может быть направлена на модификацию метода с целью устранения указанных ограничений. Также может быть проведена параметрическая оптимизация для поиска таких значений параметров разработанного прототипа, при которых быстродействие, точность и дальность обнаружения препятствий максимальны.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

[1] Волосатова Т.М., Козов А.В., Рыжова Т.П., Фаттаев О.С. Практическое решение задачи движения группы роботов строем // Современное машиностроение: Наука и образование : материалы 6-й междунар. науч.-практ. конф. / Под ред. А.Н. Евграфова и А.А. Поповича. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та. – 2017. – С. 414-426.

[2] Волосатова Т.М. Исследование комбинированного метода управления строем наземных роботов / Т.М. Волосатова, А.В. Козов, Т.П. Рыжова // Робототехника и техническая кибернетика. – №4(17). – Санкт-Петербург : ЦНИИ РТК. – 2017. – С. 52-56.

[3] Rankin A. L., Huertas A., Matthies L. H. Stereo-vision-based terrain mapping for off-road autonomous navigation // Unmanned Systems Technology XI, 7332. – International Society for Optics and Photonics. – 2009.

[4] Cui H., Li Y., Liu J. An Obstacle Detection Algorithm Based on Ultrasonic Sensors for Autonomous Land Vehicle // 2016 International Conference on Mechatronics, Control and Automation Engineering. – 2016. – Pp. 147-150.

[5] Zhu X., Gao M., Li S. A real-time Road Boundary Detection Algorithm Based on Driverless Cars // 4th National Conference on Electrical, Electronics and Computer Engineering. – 2016. – Pp. 843-848.

[6] Larson J., Trivedi M., Bruch M. Off-road Terrain Traversability Analysis and Hazard Avoidance for UGVs. – California University, San Diego Dept. of Electrical Engineering. – 2011.

[7] Song M., Sun F., Iagnemma K. Natural landmark extraction in cluttered forested environments // Robotics and Automation (ICRA), 2012 IEEE International Conference on. – IEEE. – 2012. – Pp. 4836-4843.

[8] Garnett N. et al. Real-time category-based and general obstacle detection for autonomous driving // Proceedings of the IEEE Conference on Computer Vision and Pattern Recognition. – 2017. – Pp. 198-205.

[9] Rankin A. et al. Unmanned ground vehicle perception using thermal infrared cameras // Unmanned Systems Technology XIII, 8045. – International Society for Optics and Photonics. – 2011.

[10] Boucher S. Obstacle Detection and Avoidance Using Turtlebot Platform and Xbox Kinect // Department of Computer Science, Rochester Institute of Technology. – 2012. – Vol. 56.

[11] Li Z. et al. Classification of urban point clouds: A robust supervised approach with automatically generating training data // IEEE Journal of Selected Topics in Applied Earth Observations and Remote Sensing. – 2017. – Vol. 10. – Issue 3. – Pp. 1207-1220.

T.M. Volosatova[1], A.V. Kozov[2], T.P. Rijova[2]

ANALYSIS OF THE OBSTACLE DETECTION METHODS FOR MOBILE ROBOT NAVIGATION SYSTEM

[1]Bauman Moscow State Technical University, Russia;
[2]Center of Education and Research «Robotics» in Bauman MSTU, Russia.

Abstract

The paper considers the problem of obstacle detection during autonomous motion of a terrestrial mobile robot. It gives an analysis of the requirements for the obstacle detection system and an overview of existing methods. The paper presents the structural obstacle detection method with a 3D laser rangefinder data. The developed prototype of an obstacle detection system is described.

Key words: mobile robot, autonomous navigation, obstacle detection, point cloud

REFERENCES

[1] Volosatova T.M., Kozov A.V., Ryzhova T.P., Fattaev O.S. Practical solution to formation control problem of multiple mobile robots. Proceedings of 6th International Science and Practical Conference on Advanced Engineering - Science and Education, pp.414-426.
[2] Volosatova T.M., Kozov A.V., Ryzhova T.P. Investigation of hybrid method for ground robots formation control. Robotics and Technical Cybernetics, 2017, 4(17), Pp. 52-56.
[3] Rankin A. L., Huertas A., Matthies L. H. Stereo-vision-based terrain mapping for off-road autonomous navigation. Unmanned Systems Technology XI, 7332, International Society for Optics and Photonics, 2009.
[4] Cui H., Li Y., Liu J. An Obstacle Detection Algorithm Based on Ultrasonic Sensors for Autonomous Land Vehicle. 2016 International Conference on Mechatronics, Control and Automation Engineering, 2016, pp. 147-150.
[5] Zhu X., Gao M., Li S. A real-time Road Boundary Detection Algorithm Based on Driverless Cars. 4th National Conference on Electrical, Electronics and Computer Engineering, 2016, pp. 843-848.
[6] Larson J., Trivedi M., Bruch M. Off-road Terrain Traversability Analysis and Hazard Avoidance for UGVs. California University, San Diego Dept. of Electrical Engineering, 2011.

[7] Song M., Sun F., Iagnemma K. Natural landmark extraction in cluttered forested environments. Robotics and Automation (ICRA), 2012 IEEE International Conference on, IEEE, 2012, pp. 4836-4843.
[8] Garnett N. et al. Real-time category-based and general obstacle detection for autonomous driving. Proceedings of the IEEE Conference on Computer Vision and Pattern Recognition, 2017, pp. 198-205.
[9] Rankin A. et al. Unmanned ground vehicle perception using thermal infrared cameras. Unmanned Systems Technology XIII, 8045, International Society for Optics and Photonics, 2011.
[10] Boucher S. Obstacle Detection and Avoidance Using Turtlebot Platform and Xbox Kinect. Department of Computer Science, Rochester Institute of Technology, 2012, Vol. 56.
[11] Li Z. et al. Classification of urban point clouds: A robust supervised approach with automatically generating training data. IEEE Journal of Selected Topics in Applied Earth Observations and Remote Sensing, 2017, Vol. 10, Issue 3, Pp. 1207-1220.

ISSN 2223-0807
Современное машиностроение: Наука и образование :
материалы 7-й международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н.Евграфова и А.А. Поповича.- СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2018.

DOI 10.1872/MMF-2018-37
УДК 004.021

В. А. Чеканин[1], А.В.Чеканин[2]

АЛГОРИТМ УПЛОТНЕНИЯ УПАКОВКИ ДЛЯ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ОРТОГОНАЛЬНЫХ РЕСУРСОВ

[1]Владислав Александрович Чеканин, к.т.н., доцент
федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Московский государственный технологический университет «СТАНКИН»
Россия, Москва
Тел.: (499)972-9435, E-mail: vladchekanin@rambler.ru

[2]Александр Васильевич Чеканин, д.т.н., профессор
федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Московский государственный технологический университет «СТАНКИН»
Россия, Москва
Тел.: (499)972-9435, E-mail: avchekanin@rambler.ru

Аннотация

В статье предлагается эвристический алгоритм уплотнения упаковки, основанный на идее локального перераспределения объектов, расположенных максимально далеко от начала координат контейнера, а также объектов, расположенных рядом с локальными пустотами внутри рассматриваемого контейнера. Предложены шесть правил выбора объектов для их удаления и последующего размещения в контейнере с целью получения более плотной упаковки. Приведены результаты вычислительных экспериментов на эталонных тестовых задачах прямоугольного раскроя.

Ключевые слова: задача упаковки, задача распределения ресурсов, алгоритм уплотнения упаковки, задача ортогональной упаковки, задача прямоугольного раскроя.

Введение

К классу оптимизационных задач распределения ресурсов относится большое число задач, являющихся классическими задачами математической теории исследования операций. Решение этих задач заключается в поиске наиболее рациональных способов размещения ресурсов одного типа (называемых объектами) среди ресурсов другого типа (называемых контейнерами). Подробная классификация задач распределения ресурсов была предложена G. Wascher, H. Haubner и H. Schumann в 2007 г. [1], при подготовке которой были рассмотрены 445 научных статей. Широкое распространение практических приложений задач распределения ресурсов в промышленности и экономике [2–6] делает актуальной проблему разработки эффективных алгоритмов и методов решения этих задач, что подтверждается наличием большого числа научных публикаций, подготовленных как отечественными, так и зарубежными исследователями [7–10].

Решение задач оптимизации распределения ортогональных ресурсов, представленных в форме прямоугольников или параллелепипедов, сводится к решению NP-полной задачи ортогональной упаковки, представляющую собой классическую задачу дискретной оптимизации [11]. Для получения точных решений таких задач требуется применение ресурсоёмких алгоритмов оптимизации, что на практике оказывается неэффективным из-за значительных затрат временных ресурсов. Поэтому для решения NP-полных задач упаковки объектов зачастую применяются эвристические алгоритмы оптимизации, обеспечивающие получение приближённых (субоптимальных) решений за приемлемое время [8, 9, 12–15]. Для повышения качества субоптимальных решений в настоящей статье предлагается алгоритм уплотнения упаковки, основанный на идее перераспределения размещённых объектов.

Постановка задачи

Приведём постановку D-мерной $(D = 2,3)$ задачи оптимизации распределения ортогональных ресурсов в форме задачи ортогональной упаковки объектов в один контейнер. Дан набор из n ортогональных объектов с габаритными размерами $\{w_i^1, w_i^2, \ldots, w_i^D\}, i \in \{1, \ldots, n\}$, а также единственный контейнер с габаритными размерами $\{W^1, W^2, \ldots, W^D\}$. Обозначим положение объекта i в контейнере через $\left(x_i^1; x_i^2; \ldots; x_i^D\right)$. При решении задачи упаковки необходимо наиболее плотно разместить все объекты в контейнере при выполнении всех условий корректного размещения [2, 16].

Постановка задачи D-мерной ортогональной упаковки предполагает задание направления загрузки контейнера в виде приоритетного списка

выбора связанных с ним координатных осей $\{L\} = \{L^1; L^2; \ldots; L^D\}$, где $L^d \in [1; D] \forall d \in \{1, \ldots, D\}$. При размещении каждого объекта поиск свободных областей заполняемого контейнера должен осуществляться в порядке, определённом в приоритетном списке $\{L\}$ [17].

Оценка качества размещения объектов проводится по критерию минимизации длины занятой объектами части контейнера, измеренной вдоль координатной оси $l = L^D$, т.е. минимизируемой целевой функций (ЦФ) является величина $S = \max(x_i^l + w_i^l)$, $i = 1 \ldots n$, которая определяет положение объекта, наиболее удалённого от начала координат контейнера.

Для описания содержимого контейнера будем использовать разработанную модель потенциальных контейнеров, которая описывает свободное пространство каждого контейнера в виде набора потенциальных контейнеров – ортогональных объектов с наибольшими габаритными размерами, которые потенциально могут быть в нём размещены [16]. Потенциальный контейнер k описывается вектором $\{p_k^1; p_k^2; \ldots; p_k^D\}$, содержащим его габаритные размеры, а также вектором $\{x_k^1; x_k^2; \ldots; x_k^D\}$, содержащим координаты положения начала его системы координат относительно системы координат контейнера.

Решение задачи упаковки представляет собой строку (называемую строкой размещения), содержащую последовательность выбираемых для размещения объектов. Для формирования упаковки необходимо декодировать строку размещения, после чего решается проблема выбора объектов и свободных областей контейнера. В процессе декодирования строки размещения и формирования упаковки используется детерминированная стратегия выбора свободных областей контейнеров, которая заключается в последовательном выборе предварительно отсортированных потенциальных контейнеров в соответствии с заданным направлением загрузки контейнеров [17]. Эффективное упорядочивание потенциальных контейнеров осуществляется благодаря использованию многоуровневой связной структуры данных, подробной описанной в статье [18].

Алгоритм уплотнения упаковки

В основе предложенного алгоритма уплотнения упаковки лежит использование правил выбора размещённых объектов для их удаления из рассматриваемого контейнера с последующим более рациональным заполнением освободившихся пространств. Реализация алгоритма удаления объектов для модели потенциальных контейнеров подробно описана в статье [19]. Правила выбора объектов для перераспределения основаны на использовании описанных ниже методов.

1) Метод AREA – выбор объектов, касающихся наиболее удалённой границы описывающего упаковку ортогонального объекта с габаритными размерами $V^d = W^d \; \forall d \neq l$, $V^l = \max\left(x_i^l + w_i^l\right)$, $i = 1 \ldots n$ (рис. 1).

2) Метод LAST – выбор объектов, касающиеся потенциальных контейнеров, границы которых вдоль координатной оси l совпадают с границей контейнера, т.е. потенциальных контейнеров, для которых $x_k^l + p_k^l = W^l$ (рис. 2).

3) Метод MAX – выбор объектов, касающихся заключённого внутри упаковки потенциального контейнера с наибольшим объёмом (площадью), т.е. потенциального контейнера, для которого $x_k^l + p_k^l < W^l$ (на рис. 3 найденный потенциальный контейнер изображён прямоугольником без заливки).

4) Метод DOUBLE – выбор объектов, касающихся двух заключённых внутри упаковки потенциальных контейнеров с наибольшими объёмами (площадями) (рис. 4).

Рис. 1. Объекты, выбранные методом AREA

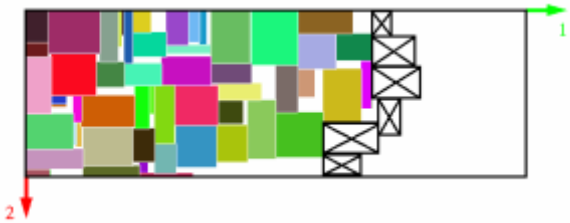


Рис. 2. Объекты, выбранные методом LAST

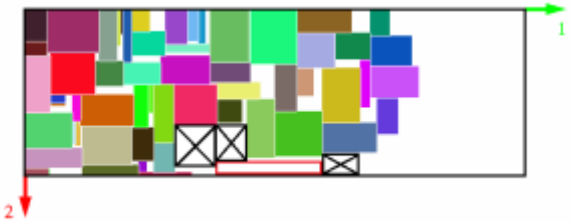


Рис. 3. Объекты, выбранные методом MAX

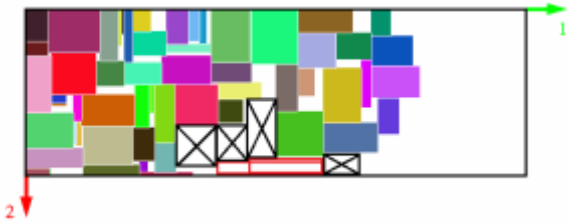


Рис. 4. Объекты, выбранные методом DOUBLE

Методы первой группы (AREA и LAST) предназначены для выбора объектов, расположенных максимально далеко от начала координат контейнера. Методы второй группы (MAX и DOUBLE) предназначены для выбора объектов, окружающих наибольшие пустоты в контейнере. На основе этих методов реализованы шесть правил выбора объектов для локального перераспределения объектов в контейнере (табл. 1).

Блок-схема алгоритма уплотнения упаковки приведена на рис. 5.

Таблица 1. Правила выбора объектов для перераспределения в контейнере

№ п/п	Правило выбора объектов	Метод 1	Метод 2	Примечание
1	MAX_AREA	AREA	MAX	Одновременное применение двух методов выбора объектов
2	MAX_LAST	LAST	MAX	Одновременное применение двух методов выбора объектов
3	DOUBLE_AREA	AREA	DOUBLE	Одновременное применение двух методов выбора объектов
4	DOUBLE_LAST	LAST	DOUBLE	Одновременное применение двух методов выбора объектов
5	MAXMAX_AREA	AREA	MAX	Применение метода AREA, а также метода MAX к упаковке, полученной после удаления всех объектов, найденных методом MAX
6	MAXMAX_LAST	LAST	MAX	Применение метода LAST, а также метода MAX к упаковке, полученной после удаления всех объектов, найденных методом MAX

Для оптимизации размещения удалённых объектов применяется эвристический алгоритм с популяцией, состоящей из 10 закодированных решений, составленных следующим образом:

- решение 1, содержащее последовательность размещения объектов в порядке их следования в исходной решаемой задаче упаковки;
- решение 2, содержащее последовательность размещения объектов, упорядоченных по возрастанию их объёмов (площадей в задаче двухмерной упаковки);
- решение 3, содержащее последовательность размещения объектов, упорядоченных по убыванию их объёмов (площадей);
- решение 4, содержащее последовательность размещения объектов, упорядоченных по убыванию их длин, измеренных вдоль координатной оси l;

– решение 5, содержащее последовательность размещения объектов, упорядоченных по возрастанию их длин, измеренных вдоль координатной оси l;
– решения 6-10, содержащие псевдослучайные последовательности размещаемых объектов.

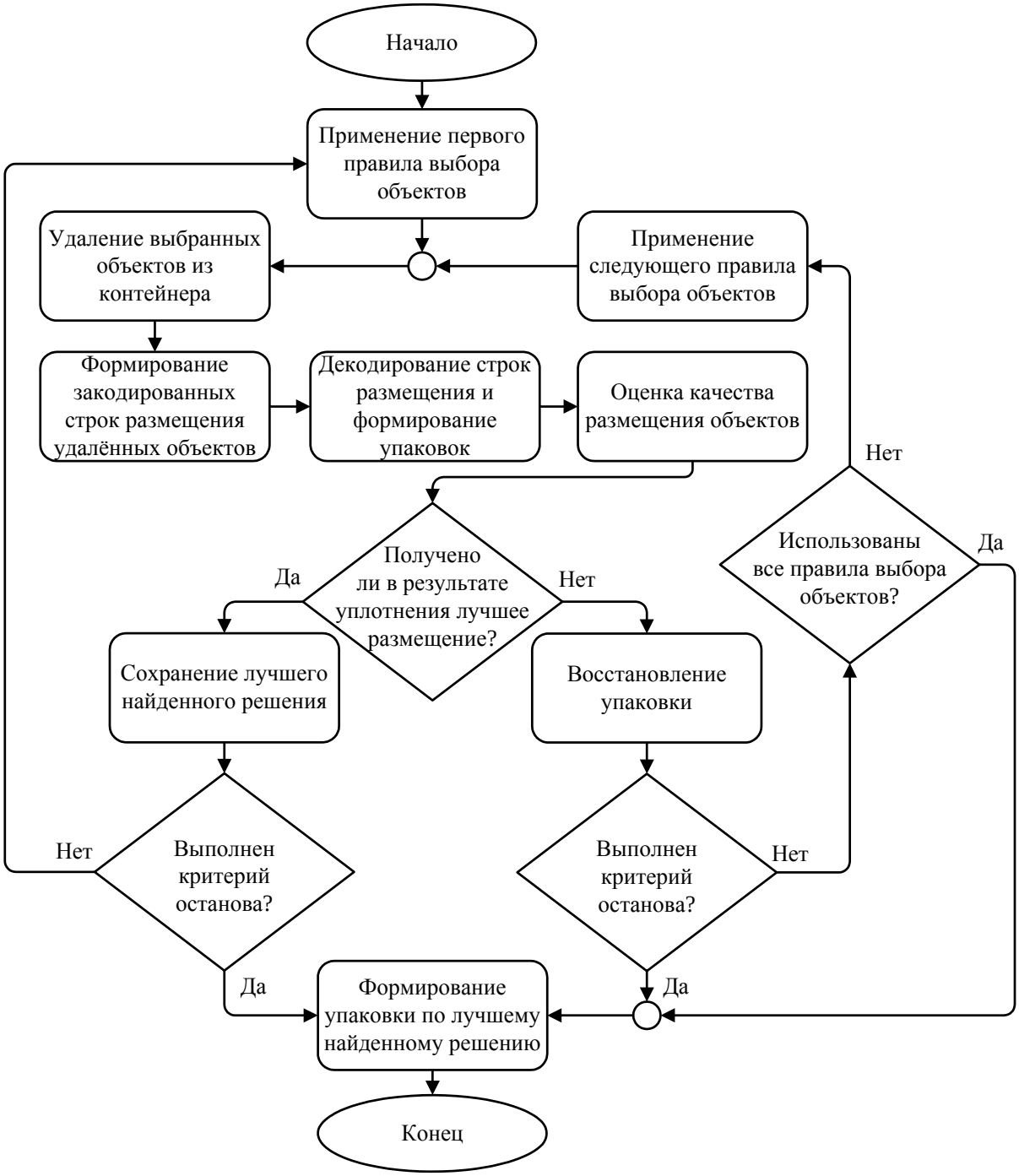


Рис. 5. Блок-схема алгоритма уплотнения упаковки

Если в результате применения этого эвристического алгоритма формируется упаковка с лучшим показателем заполнения контейнера (т.е. с меньшим значением ЦФ), то полученное решение сохраняется, после чего осуществляется попытка уплотнения полученной упаковки. Данный процесс итеративно повторяется до тех пока, пока применение алгоритма уплотнения не обеспечит получение лучшей упаковки, либо пока не будет достигнут критерий останова, которым является достижение заданного числа итераций работы алгоритма.

Вычислительные эксперименты

Анализ эффективности применения алгоритма уплотнения упаковки проводился на эталонных тестовых задачах рулонного раскроя из классов C1–C6, предложенных Berkey O. и Wang P. [20], а также на тестовых задачах из классов C7–C10, представленных Martello S. и Vigo D. [7]. В ходе вычислительного эксперимента были получены решения 500 задач рулонного раскроя (10 классов по 50 задач). Число прямоугольных объектов в каждом классе – от 20 до 100. Максимальное число итераций алгоритма уплотнения было выбрано равным 20. При размещении объектов был запрещён их поворот.

В качестве показателя качества уплотнения было выбрано повышение плотности упаковки, которое рассчитывается по формуле $\mu = (S_0 - S_1)/S_0 \times 100\%$, где S_0 – значение ЦФ до уплотнения упаковки, S_1 – значение ЦФ после уплотнения упаковки.

На основе усреднённых результатов тестирования каждого из правил выбора объектов в отдельности был определён следующий порядок использования этих правил в алгоритме уплотнения упаковки (по убыванию значения показателя μ): MAXMAX_LAST ($\mu = 2{,}07\%$), DOUBLE_LAST ($\mu = 1{,}75\%$), MAXMAX_AREA ($\mu = 1{,}52\%$), MAX_LAST ($\mu = 1{,}44\%$), DOUBLE_AREA ($\mu = 1{,}23\%$), MAX_AREA ($\mu = 0{,}86\%$).

В табл. 2 приведены результаты тестирования алгоритма уплотнения упаковки на случайных решениях (рассматривались упаковки, полученные в результате декодирования строк размещения, в которых порядок выбора объектов совпадает с порядком их следования в каждой тестовой задаче).

Алгоритм уплотнения упаковки применялся также к упаковкам, построенным при декодировании лучших решений из описанной выше популяции эвристического алгоритма. В табл. 3 приведены усреднённые результаты тестирования алгоритма уплотнения объектов на оптимизированных решениях.

Проведённые вычислительные эксперименты показали, что предложенный алгоритм обеспечивает повышение плотности размещения объектов на всех классах тестовых задач. Наименьшую эффективность

алгоритм уплотнения упаковки демонстрирует при его применении к объектам, ширина которых практически совпадает с шириной контейнера (классы задач C7 и C9).

Таблица 2. Результаты тестирования алгоритма уплотнения упаковки на случайных решениях

Класс задач	**Среднее значение ЦФ до уплотнения**	**Среднее значение ЦФ после уплотнения**	**Среднее время, с**	**Повышение плотности упаковки, %**
C1	203,98	201,76	1,06	1,53
C2	69,34	65,56	1,29	6,72
C3	577,88	573,20	1,15	1,55
C4	229,82	218,98	1,75	6,65
C5	1817,86	1804,08	1,19	1,34
C6	608,02	579,32	1,97	5,68
C7	1685,78	1676,24	1,07	0,78
C8	1644,70	1603,48	1,48	3,53
C9	3398,78	3394,94	1,04	0,26
C10	1052,94	1034,88	1,36	2,17
Среднее	**1128,91**	**1115,24**	**1,34**	**3,02**

Таблица 3. Результаты тестирования алгоритма уплотнения упаковки на оптимизированных решениях

Класс задач	**Среднее значение ЦФ до уплотнения**	**Среднее значение ЦФ после уплотнения**	**Среднее время, с**	**Повышение плотности упаковки, %**
C1	190,94	190,82	0,94	0,09
C2	62,76	62,62	0,95	0,52
C3	532,20	530,38	1,08	0,65
C4	209,28	208,18	1,11	0,86
C5	1692,66	1690,12	1,04	0,19
C6	553,70	550,90	1,35	0,62
C7	1620,84	1619,92	1,01	0,07
C8	1535,38	1521,14	1,42	1,02
C9	3354,86	3354,80	0,98	0,01
C10	966,12	965,36	1,05	0,12
Среднее	**1071,87**	**1069,42**	**1,09**	**0,42**

Заключение

Предложен алгоритм уплотнения упаковки для задач оптимизации распределения ортогональных ресурсов. В основе работы этого алгоритма лежит идея итеративного перераспределении объектов в упаковке. Эффективность применения алгоритма уплотнения упаковки для различных правил выбора объектов исследована на тестовых задачах двухмерного рулонного раскроя. Разработанный алгоритм реализован в общем виде, что делает возможным его применение в задачах оптимизации как двухмерных, так и трёхмерных ортогональных ресурсов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

[1] Wascher G., Haubner H., Schumann H. An improved typology of cutting and packing problems // European Journal of Operational Research. 2007. Vol. 183. No. 3. P. 1109–1130.

[2] Bortfeldt A., Wascher G. Constraints in container loading – A state-of-the-art review // European Journal of Operational Research. 2013. Vol. 229. No. 1. P. 1–20.

[3] Капитанов А.В., Мишатин В.И., Семячкова Е.Г. Автоматизированные управленческие системы в промышленности // Вестник МГТУ «Станкин». 2012. Т. 2. № 1. С. 82–84.

[4] Митрофанов В.Г., Омельченко И.С., Капитанов А.В. Автоматизированное проектирование на основе «элементной» технологии // Вестник МГТУ «Станкин». 2015. № 4. С. 109–112.

[5] Ермолов И.Л., Собольников С.А. Решение задачи распределения группы мобильных роботов для обеспечения работы подвижной коммуникационной сети // Вестник МГТУ «Станкин». 2012. № 4. С. 126–129.

[6] Чеканин В.А., Киреев Д.С. Эвристики размещения объектов для задачи трехмерной ортогональной упаковки объектов // Вестник МГТУ «Станкин». 2017. № 2 (41). С. 98–102.

[7] Martello S., Vigo D. Exact solution of the two-dimensional finite bin packing problem // Management Science. 1998. Vol. 44. P. 388–399.

[8] Чеканин В.А., Ковшов Е.Е., Хуэ Н.Н. Повышение эффективности эволюционных алгоритмов при решении оптимизационных задач упаковки объектов // Системы управления и информационные технологии, 2009. № 3. С. 63–67.

[9] Валиахметова Ю.И., Филиппова А.С. Мультиметодный генетический алгоритм для решения задач ортогональной упаковки // Информационные технологии. 2007. № 12. С. 50–56.

[10] Boschetti M.A. New lower bounds for the finite three-dimensional bin packing problem // Discrete Applied Mathematics. 2004. Vol. 140. P. 241–258.
[11] Gary M., Johnson D. Computers intractability: a guide to the theory of NP-completeness. San Francisco: W.H. Freeman, 1979. – 338 p.
[12] Чеканин В.А., Куликова М.Ю. Адаптивная настройка параметров генетического алгоритма // Вестник МГТУ «Станкин». 2017. № 3 (42). С. 85–89.
[13] Чеканин В.А., Чеканин А.В. Эвристический алгоритм оптимизации решений задачи прямоугольного раскроя // Вестник МГТУ «Станкин». 2014. № 4. С. 210–213.
[14] Chekanin V.A., Chekanin A.V. Development of the multimethod genetic algorithm for the strip packing problem // Applied Mechanics and Materials. 2014. Vol. 598. P. 377–381.
[15] Чеканин В.А., Чеканин А.В. Исследование генетических методов оптимизации распределения прямоугольных ресурсов // Современное машиностроение: Наука и образование: Материалы 2-й Международной науч.-практ. конференции / Под ред. М.М. Радкевича и А.Н. Евграфова. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2012. – С. 798–804.
[16] Чеканин В.А., Чеканин А.В. Модели конструирования ортогональной упаковки объектов // Информационные технологии и вычислительные системы. 2014. № 2. С. 37–45.
[17] Chekanin V.A., Chekanin A.V. Algorithms for management objects in orthogonal packing problems // ARPN Journal of Engineering and Applied Sciences. 2016. Vol. 11. No. 13. P. 8436–8446.
[18] Чеканин В.А., Чеканин А.В. Структура данных для задачи трехмерной ортогональной упаковки объектов // Вестник МГТУ «Станкин». 2015. № 1. С. 112–116.
[19] Chekanin V.A., Chekanin A.V. Deleting Objects Algorithm for the Optimization of Orthogonal Packing Problems // Advances in Mechanical Engineering. Selected Contributions from the Conference “Modern Engineering: Science and Education”, Saint Petersburg, Russia, June 2017. Springer International Publishing. 2017. P. 27–35.
[20] Berkey O., Wang P. Two-dimensional finite bin-packing algorithms // Journal of the Operational Research Society. 1987. Vol. 38. No. 5. P. 423–429.

V.A. Chekanin[1], A.V. Chekanin[2]

PACKING COMPACTION ALGORITHM FOR PROBLEMS OF RESOURCES PLACEMENT OPTIMIZATION

[1,2]Moscow State University of Technology «STANKIN», Russia

Abstract

The article proposes a heuristic packing compaction algorithm based on the idea of local replacement of objects located as far from the origin of the container as well as objects located near the local voids inside the container. Six rules for selecting objects for deleting of them and subsequent redistribution in a container with the aim to obtain a packing with a better density are proposed. The results of a computational experiments on the standard test problems of rectangular cutting are presented.

Key words: packing problem, resources placement problem, packing compaction algorithm, orthogonal packing problem, rectangular cutting problem.

REFERENCES

[1] Wascher G., Haubner H., Schumann H. An improved typology of cutting and packing problems // EJOR. 2007. Vol. 183. No. 3. P. 1109–1130.
[2] Bortfeldt A., Wascher G. Constraints in container loading – A state-of-the-art review // EJOR. 2013. Vol. 229. No. 1. P. 1–20.
[3] Kapitanov A.V., Mischatin V.I., Semyachkova E.G. Automated management systems in industry // Vestnik MSTU «STANKIN». 2012. Vol. 2. No. 1. P. 82–84. (in Russian).
[4] Mitrofanov V.G., Omelchenko I.S., Kapitanov A.V. Automated design based on «component» technologies // Vestnik MSTU «Stankin». 2015. Vol. 4. P. 109–112. (in Russian).
[5] Ermolov I.L., Sobolnikov S.A. Planning of mobile robots' deployment for functioning of mobile communication network // Vestnik MSTU «STANKIN». 2012. Vol. 4. P. 126–129. (in Russian).
[6] Chekanin V.A., Kireev D.S. Heuristics for objects placement for the three-dimensional orthogonal bin packing problem // Vestnik MSTU «STANKIN». 2017. Vol. 2. P. 98–102. (in Russian).
[7] Martello S., Vigo D. Exact solution of the two-dimensional finite bin packing problem // Management Science. 1998. Vol. 44. P. 388–399.
[8] Chekanin V.A., Kovshov E.E., Hue N.N. Increase of efficiency of evolutionary algorithms at the decision optimization tasks of objects

packing // Sistemy upravleniya i informatsionnye tekhnologii. 2009. Vol. 3. P. 63–67. (in Russian).
[9] Valiahmetova Yu.I., Filippova A.S. Multi-Method Genetic Algorithm for the Decision of Problems of Orthogonal Packing // Informatsionnyye tekhnologii. 2007. Vol. 12. P. 50–56. (in Russian).
[10] Boschetti M.A. New lower bounds for the finite three-dimensional bin packing problem // Discrete Applied Mathematics. 2004. Vol. 140. P. 241–258.
[11] Gary M., Johnson D. Computers intractability: a guide to the theory of NP-completeness. San Francisco: W.H. Freeman, 1979. – 338 p.
[12] Chekanin V.A., Kulikova M.Y. Adaptive adjustment of parameters of the genetic algorithm // Vestnik MSTU «STANKIN». 2017. Vol. 3. P. 85–89. (in Russian).
[13] Chekanin V.A., Chekanin A.V. Heuristic algorithm for the rectangular strip packing problem optimization // Vestnik MSTU «STANKIN». 2014. Vol. 4. P. 210–213. (in Russian).
[14] Chekanin V.A., Chekanin A.V. Development of the multimethod genetic algorithm for the strip packing problem // Applied Mechanics and Materials. 2014. Vol. 598. P. 377–381.
[15] Chekanin V.A., Chekanin A.V. Researching of genetic methods to optimize the allocation of rectangular resources // Modern Engineering: Science and Education: Proceedings of 2nd International scientific conference / Pod red. M.M. Radkevicha i A.N. Yevgrafova. – SPb.: Izd-vo Politekhn. un-ta, 2012. P. 798–804. (in Russian).
[16] Chekanin V.A., Chekanin A.V. Packing representation models for the orthogonal bin packing problem // Informatsionnyye tekhnologii i vychislitel'nyye sistemy. 2014. Vol. 2. P. 37–45. (in Russian).
[17] Chekanin V.A., Chekanin A.V. Algorithms for management objects in orthogonal packing problems // ARPN Journal of Engineering and Applied Sciences. 2016. Vol. 11. No. 13. P. 8436–8446.
[18] Chekanin V.A., Chekanin A.V. Data structure for the three-dimensional orthogonal packing problem // Vestnik MSTU «STANKIN». 2015. Vol. 1. P. 112–116. (in Russian).
[19] Chekanin V.A., Chekanin A.V. Deleting Objects Algorithm for the Optimization of Orthogonal Packing Problems // Advances in Mechanical Engineering. Selected Contributions from the Conference “Modern Engineering: Science and Education”, Saint Petersburg, Russia, June 2017. Springer International Publishing. 2017. P. 27–35.
[20] Berkey O., Wang P. Two-dimensional finite bin-packing algorithms // Journal of the Operational Research Society. 1987. Vol. 38. No. 5. P. 423–429.

ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ

ISSN 2223-0807
Современное машиностроение: Наука и образование :
материалы 7-й международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н.Евграфова и А.А. Поповича.- СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2018.

DOI 10.1872/MMF-2018-38
УДК 621.9.042

М.А. Адмакин[1], О.Н. Адмакина[2], А.А. Васильев[3]

АНАЛИЗ СОВРЕМЕННЫХ ТЕХНОЛОГИЙ ОБРАБОТКИ «ЁЛОЧНОГО» ПАЗА ДЛЯ ДЕТАЛЕЙ ТУРБИН

[1]Михаил Александрович Адмакин, к.т.н., доцент
Санкт-Петербургский государственный политехнический университет
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812)534-13-88, E-mail:spszk1@yandex.ru

[2]Ольга Николаевна Адмакина, старший преподаватель
Санкт-Петербургский государственный политехнический университет
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812)534-13-88, E-mail: spszk1@yandex.ru

[3]Андрей Андреевич Васильев, аспирант
Санкт-Петербургский государственный политехнический университет
Россия, Санкт-Петербург
Тел. (812) 534-13-88, E-mail: spszk1@yandex.ru

Аннотация

В работе рассмотрены существующие технологии обработки «ёлочного» паза деталей турбин. Проведён анализ технологий с указанием преимуществ и недостатков каждой технологии. Сделан вывод о необходимости построения математической модели фрезерования «ёлочного» паза с целью прогнозирования безвибрационного процесса фрезерования.

Ключевые слова: турбина, «ёлочный» паз, безвибрационное резание, электроэрозионная обработка, гидроабразивная резка, профильная протяжка.

Введение: В настоящее время рост потребности в энергии требует от производителей турбин максимально короткие сроки изготовления и высокое качество выпускаемой продукции. Существует три типа турбин: гидравлические, газовые и паровые. Ротора газовых турбин изготавливаются сборными, для паровых и гидравлических используют цельнокованые и сварные [1].

Для крепления лопаток на диске ротора в газовых и паровых турбинах используются ,в основном, четыре вида крепежного соединения: вильчатый паз, Т-образный паз, паз типа «ласточкин хвост», «ёлочный» паз. Обладающим самой большой несущей способностью является «ёлочный» паз. Его применяют в основном на ступенях низкого давления [1].

Существует четыре вида технологии изготовления «елочного» паза:

- протягивание,
- гидроабразивная резка,
- электроэрозионная обработка,
- фрезерование.

Рассмотрим каждый из методов обработки, который подразумевает свою технологию, т.е. свои станки, режимы обработки, инструмент и т.д.

Обработка протяжками это один из самых производительных и точных методов обработки. Правильное применение протягивания обеспечивает рост производительности, отсутствие брака и обеспечение узких полей допуска, а также высокое качество обработанных поверхностей. При использование данного метода для формирования «ёлочного» паза применяют предварительные прорезные и окончательные «ёлочные» протяжки. Это связано с большими припусками на сторонах паза и малой подачей на зуб, порядка сотые доли мм. Поэтому для изготовления одного «ёлочного» паза применяется не одна, а комплект протяжек, состоящий из 20 штук. При обработке крупногабаритных дисков турбин количество протяжек в комплекте может доходить до 70 штук. Большое количество инструмента, а следовательно увеличение времени на обработку, компенсируется автоматизацией смены протяжек на современных станках.

Большинство протяжек в настоящее время изготавливается из быстрорежущей стали, позволяющих сделать сложный профиль. Такие протяжки работают на скоростях около 1,5 – 8 м/мин. Данный тип протяжек требует сложной переточки и не очень пригоден при обработке жаропрочных сплавов, ввиду быстрого износа. Для увеличения скорости резания и получения большей стойкости, а следовательно производительности метода, предлагаются протяжки с перетачиваемыми

пластинами из твердого сплава. Протяжка может состоять из сборных колец (дисков) с расположенными на них припаянными твёрдосплавными пластинками. Данный вид протяжек также требует сложной переточки, хотя позволяет работать со скоростями до 50 м/мин, что позволяют сделать современные протяжные станки.

Решением данных проблем с переточкой является применение сборных конструкций с неперетачиваемыми пластинами из твердого сплава. Одна из фирм изготовителей таких протяжек с твердосплавными пластинами для обработки «елочного» паза является фирма Seco [2]. Скорости резания такими протяжками в 4 - 5 выше, чем протяжками из быстрорежущей стали. Профиль протяжки с твердосплавными пластинами фирмы Seco представлен на рисунке 1. При данном методе применяется генераторная схема резания, позволяющая проще изготавливать инструмент, но не являющаяся самой точной схемой резания.

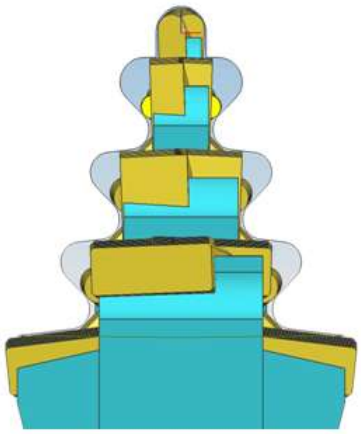


Рисунок 1. Профиль протяжки для обработки «елочного» паза фирмы Seco.

Данный метод имеет ряд существенных недостатков:

- высокая стоимость одной протяжки,
- требуется точное базирование заготовки (диска),
- могут появиться риски на обработанной поверхности в месте соединения пластинок, которые приводят к повышению напряжений при работе.

Приемлемым решением является разработанная сборная протяжка с твёрдосплавными пластинками, позволяющие делать их переточку на специальных приспособлениях [3]. Данная конструкция позволяет избежать появления рисок на обработанной поверхности, повысить точность обработки за счёт применения профильной схемы резания, являющейся самой точной.

Одной из современных технологий, позволяющей модернизировать существующие технологические процессы является гидроабразивная резка.

С целью повышения эффективности изготовления «елочных» пазов диска турбины при обработке протягиванием в качестве черновой обработки применяется гидроабразивная резка, при которой удаляется порядка 90% припуска, а операцией, формирующей окончательную точность и качество обрабатываемой поверхности, остается фасонное протягивание.

Предложенная технология позволяет резко сократить расход дефицитного инструментального материала, затраты на изготовление протяжек и их перешлифовку, делает возможность обработки любого материала. При обработке гидроабразивной резкой происходит отклонение струи. При резании сложной траектории с острыми углами это отклонение необходимо учитывать. При приближении струи к углу профиля скорость подачи уменьшают для выравнивания точки выхода и входа, а после выхода постепенно увеличивают. Траектория перемещения гидроабразивной струи при обработке «елочного» паза представлена на рисунке 2.

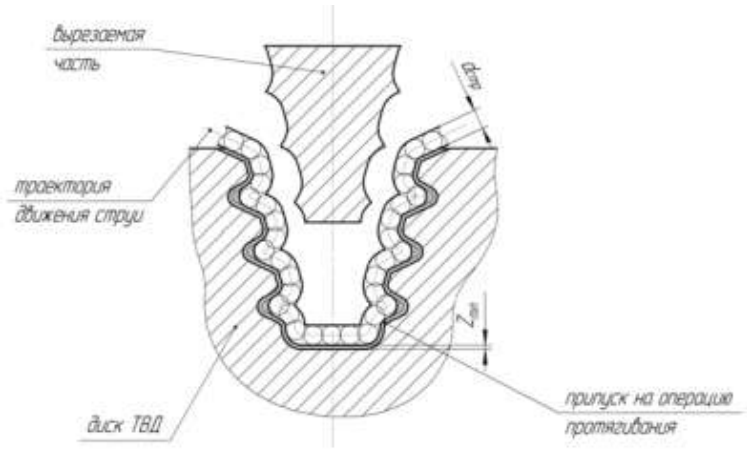


Рисунок 2. Траектория движения гидроабразивной струи

Метод гидроабразивной резки можно использовать только в качестве предварительной обработки.

Недостатками этого метода являются:

- отклонение струи в процессе резания,
- невозможность обработки длинных пазов,
- плохое качество поверхности после обработки,
- необходимость специального оборудования и гидросистемы,
- возможность обработки только прямых пазов.

Электроэрозионная обработка

Швейцарская компания GF AgieCharmilles предлагает обрабатывать «елочный» паз с помощью электроэрозионной технологии, разработав специальный станок CUT 200 Dedicated [4].

Электроэрозия имеет ряд преимуществ перед традиционными методами обработки. Прежде всего стоит отметить отсутствие механического воздействия на деталь. Следом стоит отметить факт, что, твердость заготовки не ограничена. Единственный инструмент электроэрозионных проволочно-вырезных станков – это проволока, цена которой несравнимо меньше специальных протяжек. На площадь, занимаемой протяжным станком, может разместиться четыре электроэрозионных установки. К тому же, последние лучше подходят для автоматизации. В протяжных станках для охлаждения используется масло, отходом является стружка. В электроэрозии в качестве рабочей жидкости используется вода, очищенная от шлама с помощью встроенной гидросистемы .Анализ издержек показывает, что электроэрозионная технология на 40% дешевле по сравнению с протяжкой при равной производительности [4]. Чтобы выйти на производительность одного протяжного станка, требуется пять эрозионных станков. Для электроэрозии не требуется снятие заусенцев и нет необходимости использовать многослойные материалы.

Опасение при данном виде обработки состоит в том, что поверхностный слой в пограничном слое ухудшает свои свойства. По данным фирмы GF AgieCharmilles, толщина изменённого поверхностного слоя не превышает 3 мкм. На рисунке 3 показано сечение зоны обода колеса из титана после обработки электроэрозией. Толщина белого (изменённого) слоя стремится к единицам микрон. Чужеродные вещества, продукты пиролиза и измененный слой отсутствуют, фазовых переходов не наблюдается.

Изображение предоставлено Рейнско-Вестфальским техническим университетом Ахена.

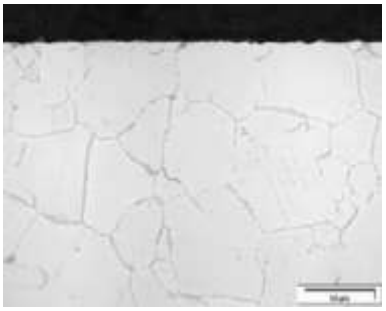


Рисунок 3. Сечение зоны обода колеса после электроэрозионной обработки.

На рисунке 4 показано сечение образца из материала Инконель 718 (размер зерна в диапазоне от 10до 60 мкм). Этот материал часто

используется при производстве турбин для авиакосмической промышленности.

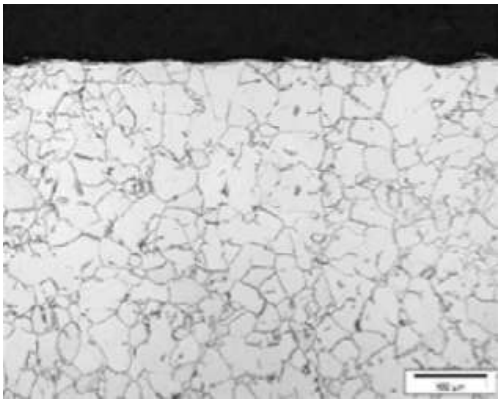


Рисунок 4. Сечение образца из Инконеля 718

Метод фрезерования

Рассмотренные выше методы применяются при изготовлении сборных роторов, для цельных и сварных используется метод фрезерования, как наиболее универсальный, а в некоторых случаях единственно возможный из используемых. В данном методе вся обработка ведется фрезами.

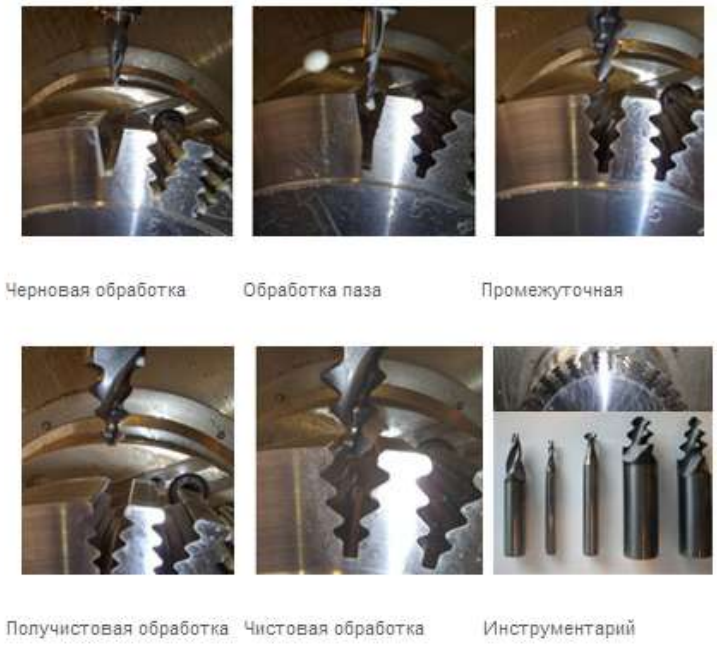


Рисунок 5. Технология обработки фрезерованием «елочного» паза

На рисунке 5 показана технология обработки «ёлочного» паза методом фрезерования. Черновая обработка ведётся дисковыми, либо концевыми фрезами. Получистовая обработка ведётся «ёлочными» фрезами с учетом припуска под чистовую обработку. Отдельной фрезой формируется дно паза. Чистовая обработка ведется одной – двумя

профильными фрезами. После каждого этапа производится замер контрольных размеров [5].

Главная технологическая проблема метода фрезерования сложнопрофильного паза фрезами является возникновение вибраций, которые могут привести к поломке инструмента, заклиниванию подшипников в шпиндельном узле, нарушением поля допуска полученных размеров. Появлению вибраций способствует малая жесткость шпинделя и фрезы, переменные силы резания, связанные с разно-прочностной характеристикой поверхностного слоя чернового паза и неодновременной работой зубьев. Система «заготовка-люнеты» также способствует возникновению вибраций.

Одним из способов уменьшения колебаний является снижение режимов резания. Но данный способ влечет за собой увеличение времени обработки одного паза, что значительно снижает производительность, так как на одном диске ротора количество пазов от 70 до 110. Так же стоит учитывать, что данный способ влияет только на вынужденные колебания, воздействуя на их источник (переменную силу резания), но не на автоколебания, возбуждения которых на станках происходит за счет статической двузначности, вытекающей из нелинейной характеристики силы резания или трения[6].

Для проектирования профиля фрезы, удовлетворяющей требованиям по точности, необходимо воспользоваться методами расчёта сложнопрофильного инструмента, изложенного в [7], [8].

Заключение

Одним из вариантов решения проблемы, связанной с вибрацией при фрезеровании пазов будет создание математической модели безвибрационного фрезерования «ёлочного» паза, подкрепленного опытными исследованиями. Созданная модель позволяет подобрать оптимальные режимы резания, а также показывает зависимость возникающих вибраций от геометрии режущего зуба фрезы и устройства станка.

Машиностроительным объединениям, занимающихся производством и ремонтом роторов, будет полезно внедрение математической модели и соответствующей технологии фрезерования, включающей режущий инструмент и рассчитанные безвибрационные режимы резания, с целью повышения производительности и качества выпускаемой продукции.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

[1] Жирицкий Г.С., Струнки́н В.А. Конструкция и расчет на прочность деталей паровых и газовых турбин/М.: Машиностроение, 1968-520 с.
[2] Каталог компании SecoTools.

[3] Antar, M.T., Soo, S.L., Aspinwall, D.K., Sage, C., Cuttell, M., Perez, R., Winn, A.J. Fatigue response of Udimet 720 following minimum damage wire electrical discharge machining, Materials and Design 42/ 2012., p. 295-300.
[4] Гуревич Я.Л., Горохов М.В., Захаров В.И. и др. /Режимы резания труднообрабатываемых материалов: Справочник/ 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1986, 240 с.
[5] Мурашкин Л. С., Мурашкин С. Л./ Прикладная нелинейная механика станков/ Л.: Машиностроение, 1977 г.–192 стр.
[6] Адмакин М.А., Адмакина О.Н. Проектирование фасонных фрез для обработки сложно-профильных плоскостей. Современное машиностроение.2014 № 4, Изд-во СПбПУ с. 809-814.
[7] Адмакин М.А., ГлуховА.С. Методика выбора оптимальной конструкции металлорежущего инструмента. Материалы научной конференции с международным участием. 14-19 ноября 2016. ИММиТ.Ч2.-С-Пб, Изд-во СПбПУ,2016, с.273-275.
[8] Скиженок В.Ф., Лемешонок В.Д., Цегельник В.П.. Высокопроизводительное протягивание – М.: Машиностроение, 1990.
[9] Макаров В.Ф. Интенсификация процессов протягивания труднообрабатываемых материалов Диссертация на соискание учѐной степени доктора технических наук . – М.: СТАНКИН, 1998.
[10] Макаров В.Ф., Туктамышев В.Р. Повышение эффективности процесса протягивания деталей ГТД на станках ЧПУ Авиационно-космическая техника и технология. – 2010. – №4 (71). – С. 54–56.
[11] Белашков В.И. Скоростное протягивание титановых сплавов инструментом из быстрорежущей стали Станки и инструмент. – 1972. – №5. – С. 38–39.

M.A.Admakin, O.N.Admakina, A.A.Vasiliev

ANALYSIS OF MODERN TECHNOLOGIES OF PROCESSING OF «FIR-TREE» GROOVE FOR TURBINE PARTS

Peter the Great St.-Petersburg Polytechnic University, Russia

Abstract

The article is devoted to comparison of different existing technologies associated with the processing of the «Fir-tree» groove of turbine parts. The analysis of technologies with an indication of advantages and disadvantages of each technology is carried out. The conclusion is made about the necessity of

constructing a mathematical model for milling of "Christmas tree" groove in order to predict the vibration-free milling process.

Key words: «Fir-tree» groove, turbine, vibration-free cutting, electroerosive processing, waterjet (hydro abrasive) cutting, profile broaching.

REFERENCES

[1] Zhiritsky GS, VA Strunkin Construction and calculation of the strength of parts of steam and gas turbines / M .: Mashinostroenie, 1968-520 p.
[2] Catalog of the company SecoTools..
[3] Antar, M.T., Soo, S.L., Aspinwall, D.K., Sage, C., Cuttell, M., Perez, R., Winn, A.J. Fatigue response of Udimet 720, the following minimum damage wire, metal discharge machining, Materials and Design 42 / 2012., p. 295-300.
[4] Ya. L. Gurevich, MV Gorokhov, VI Zakharov and others / Modes of cutting hard-to-work materials: Handbook / 2 nd ed., Pererab. and additional. - Moscow: Mashinostroenie, 1986, 240 p.
[5] Murashkin L.S., Murashkin S.L. / Applied nonlinear mechanics of machine tools / L .: Mechanical Engineering, 1977-192 pp.
[6] Admakin M.A., Admakina O.N. Design of shaped milling cutters for processing of complex-profile planes. Modern machine building. 2014 No. 4, Publishing house SPbPU p. 809-814.
[7] Admakin M.A., Glukhov A.S. The method of choosing the optimal design of the metal cutting tool. Materials of the scientific conference with international participation. 14-19 November 2016. IMMT.Ch2.-S-Pb, Publishing house SPbPU, 2016, p. 273-275.
[8] Skizhenok V.F. , VD Lemeshonok V.D. Tsegelnik V.P. . High-performance stretching - M .: Mechanical Engineering, 1990.
[9] Makarov V.F/ Intensification of the stretching processes of hard-to-work materials Thesis for the degree of Doctor of Technical Sciences. - Moscow: STANKIN, 1998.
[10] Makarov V.F. , Tuktamyshev V.R. Increase of efficiency of the process of broaching of GTE parts on CNC machines. Aviation and space technology and technology. - 2010. - No. 4 (71). - P. 54-56.
[11] Belashkov V.I. High-speed stretching of titanium alloys with high-speed steel tools. Machines and tools. - 1972. - №5. - P. 38-39.

ISSN 2223-0807
Современное машиностроение: Наука и образование :
материалы 7-й международной научно-практической конференции / Под ред.
А.Н.Евграфова и А.А. Поповича.- СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2018.

DOI 10.1872/MMF-2018-39
УДК 621.9

М.А. Адмакин[1], О.Е. Анисимов[2]

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПРЕДЕЛЬНОГО УРОВНЯ МОЩНОСТИ РЕЗАНИЯ ДЛЯ ДИАГНОСТИКИ СОСТОЯНИЯ РЕЖУЩЕГО ИНСТРУМЕНТА В СТАНКАХ С ЧПУ

[1]Михаил Александрович Адмакин, к.т.н., доцент
Санкт-Петербургский государственный политехнический университет
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812)534-1388, E-mail: spszk1@yandex.ru.

[2]Олег Евгеньевич Анисимов, магистр
Санкт-Петербургский государственный политехнический университет
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812)534-13-88, E-mail: 1994aoleg@mail.ru

Аннотация

В работе рассмотрены существующие методы диагностики состояния режущего инструмента в станках. Наиболее универсальным и пригодным методом в производственных условиях признан метод измерения мощности резания в процессе работы. Проведена серия экспериментов по определению превышения первоначального уровня мощности резания при наступлении критического износа инструмента. Результаты рекомендованы к применению на станках с числовым программным управлением (ЧПУ).

Ключевые слова: станок с ЧПУ, предельный износ, диагностика износа, силы резания, мощность резания.

Надёжная работа станков с ЧПУ на 90% определяется надёжностью работы режущего инструмента. Несмотря на успехи в деле повышения стабильности и надёжности работы режущего инструмента, существует вероятность преждевременной поломки инструмента из-за повышенного износа при обработке новых труднообрабатываемых материалов для

которых ещё не разработаны режимы резания или при обработке их на повышенных режимах резания. В данной работе проанализированы существующие методы диагностики, показаны их недостатки, выбран наиболее применимый метод в производственных условиях – измерение предельного уровня мощности привода главного движения станка. Были проведены производственные эксперименты по определению допустимых предельных превышений базового уровня мощности. По полученным статистическим данным разработаны рекомендации для диагностирования состояния режущего инструмента для станков с ЧПУ.

Отказ режущего инструмента наступает по двум причинам: достижении инструментом предельного износа, в основном по задней грани, или внезапной поломке. Рассмотрим каждую из них. Допустимый износ по задней грани инструмента измеряется в миллиметрах с помощью оптических средств, например лупы Бринелля, чётко виден невооружённым глазом. Значения допустимого износа для каждого вида инструмента (резец, сверло и т.д.) приведены в справочниках по теории резания и режущему инструменту. В зависимости от вида обработки: черновая или чистовая, предельные значения колеблются от 0,8 – 2 мм для черновых инструментов, до 0,1 – 0,4 для чистовых инструментов.

Сила резания P является суммой всех составляющих сил, возникающих при резании, и действующей на инструмент.

$$P = N1 + F1 + N2 + F2 \quad (1)$$

N1 – нормальная сила на передней поверхности инструмента,
F1 – касательная (сила трения) на передней поверхности инструмента,
N2 – нормальная сила на задней поверхности инструмента,
F2 – касательная (сила трения) на задней поверхности инструмента.

После достижения предельного допустимого износа существует вероятность повышенной скорости износа или внезапной поломки инструмента, возникающей от увеличения силы резания (P) за счёт составляющей силы трения F2 по задней грани инструмента.

При работе на универсальных станках, когда станочник непрерывно контролирует процесс резания, потребность в автоматической диагностике состояния режущего инструмента отсутствует. Станочник определяет наступление предельного износа по косвенным признакам: повышенный шум при резании, появление дыма, изменении температуры стружки, появлении блестящих полос на обрабатываемой поверхности, вибрации инструмента или заготовки. На чистовых операциях признаками износа являются повышенная шероховатость поверхности, видная невооружённым взглядом, либо потеря точности на изделии. При появлении данных признаков станочник либо уменьшает режимы резания, либо заменяет инструмент на новый, не изношенный.

При работе в автоматизированном режиме на станках с ЧПУ непрерывное присутствие человека рядом с зоной резания сводит на нет саму идею «безлюдности» производства, исключает возможность многостаночного обслуживания, снижает экономическую эффективность. При обработке ответственных деталей поломка инструмента может привести к большим убыткам или браку деталей. В этом случае, даже при условии присутствии оператора станка, нужен дублирующий автоматический контроль, осуществляющий непрерывную диагностику состояния режущего инструмента.

Методы диагностики поломки или состояния режущего инструмента (величины износа) довольно хорошо представлены в литературе. Рассмотрим наиболее применимые методы. Дискретный контроль состояния инструмента позволяет определить довольно точно (с точностью станка – порядок микрометры) размерный износ по измерению инструмента контактным щупом или косвенно по измерению размеров детали. Недостатки , несмотря на широкое применение метода, следующие: требуется время для измерения, снижается производительность, не предотвращает поломку инструмента, требует затрат на датчик касания, если он не встроен в станок. В тоже время в справочниках приведены допустимые нормы износа по задней грани, разработанные для применения на универсальных станках, наиболее простые для измерения станочником без использования дорогостоящих приборов. Связь между размерным износом и износом по задней грани может быть описана следующей приближённой формулой (для резцов):

$$h_p = h_з \times \sin \alpha \qquad (2)$$

где h_p - размерный износ, мм,

$h_з$ - износ по задней грани, мм,

α – задний угол инструмента, град.

Методы непрерывного контроля: виброакустический, оптический, измерение сил резания, применение технического зрения, измерение крутящего момента, измерение износа с помощью радиоактивных изотопов, измерение термо-ЭДС, измерение мощности резания и другие.

Отметим основные недостатки данных методов:

- большая стоимость регистрирующей аппаратуры (техническое зрение, датчики касания),
- сложность крепления регистрирующего датчика (измерение сил резания, измерение вибрации, измерение термо-ЭДС),
- небезопасность измерения для человека (метод радиоактивных изотопов),
- малая точность метода (измерение крутящего момента),

- невозможность работы в производственных условиях из-за наличия смазочно-охлаждающих жидкостей, попадание стружки, пыли при обработке хрупких материалов (техническое зрение),
- сложность тарировки уровня допустимого и предельного значения сигнала или измеряемого параметра (измерение сил резания, пневматический метод, измерение вибросигнала),
- снижение производительности за счёт дополнительного времени для измерения износа (контактный метод).

Большинства указанных недостатков лишён метод измерения мощности резания. Метод не требует дополнительных материальных затрат, так как на большинстве современных станков с ЧПУ встроены ваттметры для измерения мощности, потребляемой станком. Измерение мощности происходит вдали от зоны резания, т.е. производственные условия не влияют на точность измерения. Измерение происходит непрерывно в процессе резания – не требуется остановка работы станка для осуществления измерений. Существенным недостатком метода является определение предельного уровня превышения допустимого сигнала, измеряемого в процентах.

За допустимый (базовый) уровень сигнала можно принять уровень мощности, потребляемый станком в первые секунды работы новым, неизношенным инструментом. Данная мощность запоминается системой управления станка как допустимая для каждого инструмента при определённых режимах резания. Мощность потребляемая станком (Nст) и измеряемая ваттметром складывается из мощности холостого хода (Nхх) и мощности резания (Nрез).

$$Nст = Nхх + Nрез \qquad (3)$$

По мере затупления инструмента возрастают составляющие силы резания, см. (1). Мощность резания и сила резания связаны следующей зависимостью

$$Nрез = P \times V, \qquad (4)$$

где V – скорость резания, задаётся по техпроцессу и в процессе технологического перехода не меняется.

По мере увеличения Nст за счёт увеличения составляющей Nрез может наступить такой критический уровень мощности, соответствующий предельно допустимому уровню износа инструмента, при котором возможны либо увеличенная скорость износа инструмента, либо появление брака детали, либо поломка инструмента. Анализ литературных данных, в частности [1], показал, что существует большой разброс уровня превышения силы резания от 10 до 30% от первоначального уровня,

говорящий о наступлении предельного уровня износа инструмента. Работ по определению предельного уровня мощности, допускаемого при резании конкретным инструментом, очень мало.

Таким образом, перед нами стояла задача исследования по определению предельно допустимого превышения потребляемой мощности привода главного движения станка, соответствующего наступлению допустимого износа инструмента. Испытания проводились в производственных условиях на токарном станке с ЧПУ модели MAZAK QTN 250. Мощность максимальная составляет 26 кВт. Обрабатывались следующие материалы: сталь 45, инструментальная сталь ХВГ, нержавеющая 08Х18Н10Т и другие. Материал режущих пластин был твёрдый сплав и кубический нитрид бора. Результаты испытаний приведены в таблице 1.

Анализ экспериментальных данных позволяет сделать следующие выводы:

- превышение первоначальной (базовой) мощности на 15% не приводит к критическому износу или поломке инструмента,
- поломки инструмента сопровождаются повышением мощности от 87 и более процентов,
- первоначальный уровень мощности при одинаковых режимах резания (подача, глубина резания, скорость резания) зависит от вида инструментального материала и геометрии инструмента,
- в отдельных случаях при черновой обработке повышение потребляемой мощности даже на 100% не приводило к поломке инструмента,
- понижение мощности до уровня холостого хода говорит о поломке инструмента.

В связи с вышеизложенным предлагается вести дальнейшие испытания в следующих направлениях:

- при первоначальном пуске станка фиксировать мощность холостого хода как один из критических уровней, говорящих о поломке инструмента,
- набрать большую статистику об уровне превышения потребляемой мощности, соответствующей критическому износу инструмента,
- произвести расчёты, показывающие превышение уровня именно мощности резания Nрез при наступлении критического износа, исключив из расчёта мощность холостого хода Nхх.

Заключение

Проведённые производственные эксперименты позволяют сделать следующие выводы:

- данный метод диагностики состояния инструмента пригоден в производственных условиях и рекомендуется к внедрению на промышленных предприятиях,
- необходимо устанавливать для каждого инструмента базовый безопасный уровень потребляемой мощности при первоначальном резании новым неизношенным инструментом с автоматическим сохранением этого уровня в базе данных станка,
- превышение базового уровня потребляемой мощности до 15% не является критической и служит в большинстве случаев критерием работоспособности инструмента,
- при превышении уровня в 15% необходимо остановить работу станка с ЧПУ для выяснения работоспособности инструмента,
- необходимо продолжать испытания с точки зрения определения допустимого уровня превышения потребляемой мощности для диагностики состояния инструмента, особенно на черновых операциях,
- разработать таблицы порогового уровня превышения мощности для типичных инструментов, аналогично таблицам режимов резания.

Таблица 1 Результаты измерений потребляемой мощности при резании. * - скол инструмента.

№ опыта	Материал инструмента	Покры-тие	Материал заготовки	V м/мин	S мм/об	t мм	T мин	Износ по задней грани, мм	N в нача-ле испы-тания, кВт	N в конце испы-тания, кВт	Превыше ние мощ-ности, %
1	VHS10	PVD	Сталь 45	220	0,2	1.5	17	0,085	3.64	3.9	7,1
2	VHS11	-	ХН77ТЮР	25	0.2	1.5	5.17	0,19	3.12	3.64	16,6
3	VHS8	-	ХН77ТЮР	25	0.2	1.5	5	0,19	3.64	4.16	14,3
4	VHS8′	-	ХН77ТЮР	25	0.2	1.5	5	0,14	3.38	3.64	7,7
5	VHS6/20	-	ХН77ТЮР	25	0.2	1.5	5	0,75*	2.08	3.9	87,5
6	VHS6/22′	-	ХН77ТЮР	25	0.2	1.5	5	0,19	2.6	3.38	30
7	VHS11	PVD	ХН77ТЮР	25	0.2	1.5	5	0,15	2.6	2.86	10
8	VHS11	CVD	40Х13	180	0.2	1.5	5.42	1,74	3.38	5.72	69,3
9	VHS10	PVD	08Х18Н10Т	180	0.15	1	5	0,15	2.08	2.34	12,5
10	VHS10	PVD	08Х18Н10Т	120	0.25	3	5	0,2	2.6	5.46	110
11	VHS10	PVD	08Х18Н10Т	120	0.25	3	15.08	0.23	2.6	6.5	150
12	VB07	-	ХВГ (60 HRC)	110	0.1	0.5	3.05	0,2*	0.52	1.04	100

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

[1] Вульф А.М. Резание металлов. Л., Машиностроение, 1973. 496 с.,ил.

[2] Латыпов Р.Р. Методы диагностики состояния режущего инструмента в станочных системах. Уфимс.гос. авиац. Техн. Ун-т.-Уфа. УГАТУ, 2009.96с.

[3] Педь Е.И. Активный контроль в машиностроении. М.: Машиностроение,1978.352с.

[4] Синопальников В.А., Григорьев С.Н. Надёжность и диагностика технологических систем. М.: ИЦ МГТУ «СТАНКИН»,Янус-К,2003,331с.

[5] Терехов Н.В., Бражкин Ю.А., Гавриков Е.П. Вибродиагностика зубонарезания конических колёс .Автомобильная промышленность,1994.№5.

[6] Кабалдин Ю.Г. Контроль износа вращающегося инструмента при механической обработке в автоматизированном производстве. Вестник Комсомольского-на-Амуре государственного технического университета. Выпуск 4.2004 С.9-13.

[7] Хвостиков А.С. Применение вейвлет-анализа для диагностики методом акустической эмиссии при сильном зашумлении сигнала. Научное обозрение.2007. №6. С. 63-65.

[8] Мельник Е.Е. Метод и средство контроля состояния и оценки стойкости твёрдосплавного режущего инструмента. Автореферат на соискание учёной степени к.т.н. Орёл.2003.

[9] Кряжев Ю.А., Огневенко Е.С. Исследование колебательных процессов, возникающих при работе спирального сверла, с применением анализа акустического сигнала. Технология машиностроения.-2008. №1. С.28-30.

[10] Коробко А.В. Контроль состояния инструмента на многоцелевых станках. Станки и инструмент.-1992.-№2.- С.20-23.

[11] Тимофеев В.Ю. Неразрушающая диагностика металлорежущего инструмента методом измерения сигнала термо-ЭДС. Сборник научных трудов ЛГТУ.-Липецк,2008.-105с.

A.M.Admakin[1], O.E.Anisimov[2]

THE DEFINITION OF THE MAXIMUM LEVEL OF CUTTING POWER FOR DIAGNOSIS OF CUTTING TOOL CONDITION IN CNC MACHINES

Peter the Great St.-Petersburg Polytechnic University, Russia

Abstract

The paper considers the existing methods of diagnostics of the state of the cutting tool in machine tools. The most universal and suitable method in production conditions is the method of measuring cutting power during operation. A series of experiments to determine the excess of the initial level of cutting power at the onset of critical tool wear. Results recommended for use on machine tools with numerical control (CNC).

Keywords: CNC machine, ultimate wear, diagnosis of wear, cutting forces, cutting power.

REFERENCES

[1] Wolfe, A. M., Cutting of metals. L., Mechanical Engineering, 1973. 496 p., Il.
[2] Latypov R. R. methods of diagnostics of a condition of the cutting tool in machine systems. Upims.state aviation. Tech. UN-T. Ufa. UGATU, 2009.96 p.
[3] E. I. PED Active control in mechanical engineering. M.: Mashinostroenie, 1978. 352
[4] Sinopal'nikov, V. A., Grigoriev S. N. Reliability and diagnostics of technological systems. M.: IC MSTU "STANKIN", Janus-K, 2003, 331 p.
[5] N. Terekhov.In. Brazhkin Yu. a. Gavrikov, E. P. ubonratana Vibration analysis of conical wheels .Automotive industry, 1994.No. 5.
[6] Y. G. Kabaldin control of wear of the rotary tool when machining in automated manufacturing. Bulletin of Komsomolsk-on-Amur state technical University. Release 4.2004 P. 9-13.
[7] Tails A. C. Application of wavelet analysis for the diagnosis by acoustic emission method with a strong noisy signal. The scientific review.2007. No. 6. C. 63-65.
[8] Melnik E. E. Method and means of monitoring the condition and evaluation of the resistance of carbide cutting tools. Author's abstract on competition of a scientific degree K. the so-called eagle.2003.
[9] A. Kryazhev Yu., Ognovenko E. S. the Study of oscillatory processes that arise when working twist drills, use of the analysis of the acoustic signal. Engineering technology.-2008. No. 1. C. 28-30.
[10] A. V. Korobko Monitoring tool for multi-task machines. The machines and tools.-1992.-No. 2.- Pp. 20-23.
[11] Timofeev, V. Y. non-destructive diagnostics of metal-cutting tools by the method of signal measurement of thermo-EMF. Collection of scientific works of lstu.- Lipetsk, 2008.- 105c.

ISSN 2223-0807
Современное машиностроение: Наука и образование :
материалы 7-й международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н.Евграфова и А.А. Поповича.- СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2018.

DOI 10.1872/MMF-2018-40
УДК 621.822.172

М.С. Бундур[1], Н.А. Пелевин[2], В.А. Прокопенко[3]

СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ СПОСОБОВ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ПАРАМЕТРОВ *RC*-КОРРЕКЦИИ ГИДРОСТАТИЧЕСКОГО ПОДШИПНИКА ПО ДИНАМИЧЕСКИМ КРИТЕРИЯМ

[1]Михаил Семенович Бундур, к.т.н., доцент
Санкт-Петербургский политехнический университет
Петра Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812)534-1388, E-mail: bundurms@mail.ru

[2]Никита Александрович Пелевин, аспирант
Санкт-Петербургский политехнический университет
Петра Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812)534-1388, E-mail: twic@inbox.ru

[3]Вячеслав Алексеевич Прокопенко, к.т.н., доцент
Санкт-Петербургский политехнический университет
Петра Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812)534-1388, E-mail: mmfgak@mail.ru

Аннотация

Рассмотрены способы определения корректирующих параметров шпиндельного гидростатического подшипника на основе моделирования динамических характеристик его системы автоматического регулирования. Способы основываются на количественном анализе совокупности известных динамических критериев. Приведено описание каждого способа. Отмечены их возможности, достоинства и недостатки. Выполнено сравнительное их исследование при выборе комбинаций параметров коррекции. Сделан качественный анализ соответствующих переходных процессов для подтверждения соответствия отмеченных параметров.

Ключевые слова: гидростатический подшипник, коррекция, частотные характеристики, энергетический расчет, динамическое качество, запас

устойчивости по фазе, логарифмический декремент колебаний, показатель колебательности.

Существующие программные продукты, такие как ПК МВТУ, Siam, Vissim, Mathcad, MATLAB и др. позволяют рассчитывать и моделировать динамические характеристики сложных систем автоматического регулирования (САР). При этом интерпретация таких систем может быть различна, и представлена в виде: передаточной функции $W(s)$ незамкнутой САР, линейной модели, соответствующей структуры САР, а также нелинейной модели, которая представляет собой либо систему дифференциальных физико-математических уравнений объекта, либо блочную структуру и т.п.

Одной из наиболее важных задач при проектировании любой механической и гидравлической системы является обеспечение ее виброустойчивости, а также отсутствие вынужденных и собственных колебаний. Моделирование последних возможно производить при расчете и построении переходных процессов (ПП) для САР.

При проектировании гидростатических подшипников (ГСП), с учетом статических и энергетических характеристик – параметры опор ГСП, как правило, не соответствуют требованиям нормали станкостроения Н20-6, что в конечном итоге сказывается на динамическом качестве (ДК) ГСП. Поэтому при анализе логарифмических частотных характеристик (ЛЧХ) по критерию запаса устойчивости по фазе ($\Delta\varphi$) [1] системы САР ДК получается низким, ввиду достаточно узких дросселирующих перемычек опор. Кроме того, на максимальной частоте вращения (n_{max}) шпинделя металлорежущего станка (МРС) $\Delta\varphi$ может иметь отрицательное значение и ПП в этом случае - неустойчивый.

Как установлено ранее, наиболее эффективным средством повышения качества САР является введение в схему управления (СУ) ГСП корректирующей *RC*-цепи [2] с параметрами C_A − гидравлическая емкость и R_A – гидравлическое сопротивление. Реализация схемы выполняется в виде последовательно соединенных металлического сильфона и дросселя «сопло-заслонка» [3]. Подбор параметров C_A и R_A представляет определенные сложности. В работе исследованы и обоснованы различные способы определения этих параметров.

Существующие различные приемы определения параметров коррекции требуют использования современных программных продуктов и возможностей компьютерного моделирования, а также освоения различных навыков, как теоретического, так и практического характера. При этом описание инженерных и научных методик при построении частотных характеристик САР и выборе подходящих динамических критериев для их оценки, а также представление этих критериев в виде

определенных зависимостей рассмотрены в известных источниках недостаточно. Все разработанные методики имеют различия в использовании определенных интерпретаций моделей САР, применении критериев оценки ДК, построении требуемых частотных характеристик, а также некоторых несоответствиях определяемых комбинаций величин параметров коррекции. Решением при этом является сравнительный анализ и совершенствование способов определения параметров коррекции СУ ГСП для упрощения выполняемой процедуры повышения качества САР применительно к инженерным объектам как в области станкостроения, так и машиностроения в целом.

За объект исследований принят ГСП серийного гибкого тяжелого производственного модуля ЛР520ПМФ-4.

Исследование ГСП и определение параметров коррекции выполнено для следующих данных исходного варианта МРС (без коррекции – вариант 0): приведенная масса ШУ M=85 *кг*; n_{max}=3150 об/мин; диаметр выдвижного шпинделя D=160 мм; наибольшая радиальная нагрузка R_{hmax}=10 кН; рабочая жидкость ИГП-18; радиальный зазор $h_0=45\cdot10^{-6}$ м; модуль объемной сжимаемости масла $E_m=1{,}15\cdot10^{-6}$ Н/м^2; давление питания $p_п=10\cdot10^6$ МПа; рабочая точка на статической характеристике m_0=0,5 [4]; СУ ГСП − дроссельная.

Определение значений C_A и R_A **с использованием ЛЧХ и критерия запаса устойчивости по фазе** является относительно простым способом их определения. Он состоит в расчете матрицы значений Δφ стандартными для исследуемого диапазона параметров C_A и R_A программными средствами.

Реализовать такой способ I возможно различными вариантами:

➢ в пакете Mathcad ввести в программу GSP3DYN [5] передаточную функцию $W(s)$ САР для корректированного варианта ГСП. Например, $W(s)$ для дроссельной СУ представлена следующим приближенным выражением [6]:

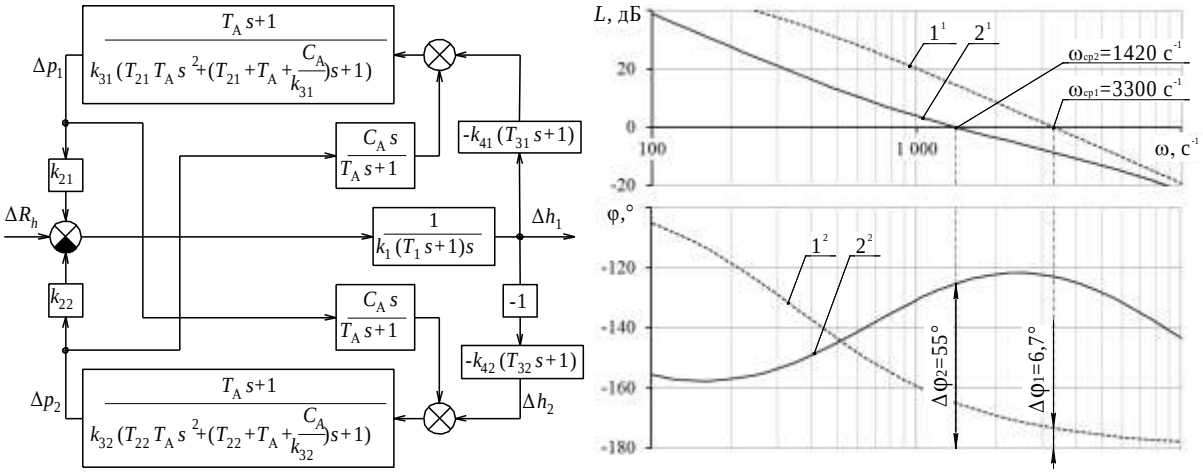
$$W(s)=k_0\frac{(T_{31}s+1)(T_As+1)}{(T_1s+1)(T_{1k}s+1)(T_{2k}s+1)s},$$

где $T_{1k}\approx\frac{2C_A}{k_3}, T_{2k}\approx\frac{R_A\cdot k_3\cdot T_2}{2}, T_A=C_A\cdot R_A$ − постоянные времени, в которые входят параметры коррекции.

➢ в одном из динамических пакетов моделирования, например, МВТУ [7], среде моделирования Simulink (встроенную в пакет MATLAB) и др. построить соответствующую разомкнутую структуру из типовых динамических звеньев по схеме САР (рис. 1, а). Характерной особенностью при использовании в качестве объекта исследования модели САР, является необходимость указания для ее структуры входа и выхода

[8], требуемых для построения ЛЧХ (рис. 1, б) исходного (1) и корректированного (2) вариантов ГСП.

Далее необходимо выполнить расчет динамических параметров (постоянных времени и коэффициентов) САР и соответствующими программами инструментами ввести их в модель или $W(s)$. Расчет параметров можно производить как для фиксированного значения C_A, так и для фиксированного значения R_A. Предварительно на первом этапе назначается шаг при расчете $\Delta\varphi$ (например, для R_A − выбрать $5\cdot10^9$, Па·с/м^3, а для C_A − $5\cdot10^{-14}$, м^3/Па).



а) б)

Рис. 1. Структурная схема САР ГСП (а); ЛЧХ для исходного (1) и корректированного (2) вариантов ГСП (б)

Значение частоты среза ($\omega_{ср}$) и соответствующее ей значение запаса устойчивости по фазе $\Delta\varphi$ полученных ЛЧХ (рис. 1, б) определяется встроенными средствами в графическом поле пакета или по программе, например в Mathcad [9] . При этом рассчитываемые результаты по моделям и $W(s)$ имеют некоторое отличие [10]. Это связано с приближенностью выражений некоторых коэффициентов в $W(s)$. В таблице 1 приведен расчитанный пример значений параметров *RC*-цепи.

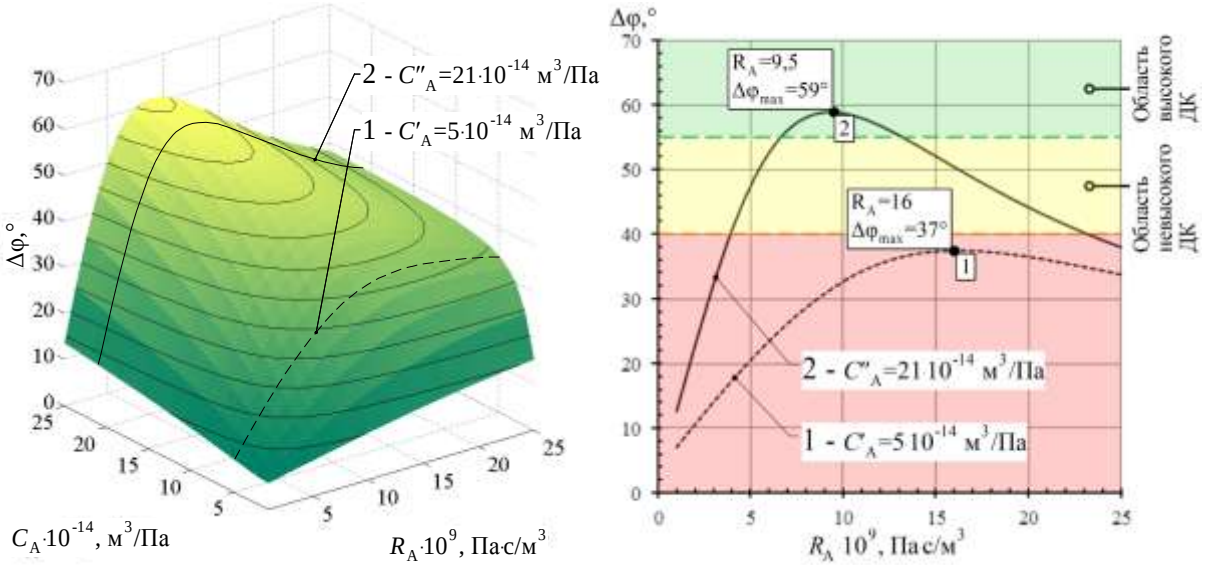
В ней выделены две величины емкости C'_A=5,0·10^{-14}, м^3/Па и C''_A=21,0·10^{-14}, м^3/Па, которые соответствуют фактическим емкостям стандартных металлических сильфонов по ГОСТ 21482-76 – 11х10х0,12 и 18х10х0,25 из сплава 36НХТЮ и удовлетворяют требованиям прочности по перепаду давлений в карманах опор ГСП (с учетом давления $p_п$). Анализ данных таблицы позволяет определить направления изменения крутизны поверхности для установления расчетного значения $\Delta\varphi$. Критерию $\Delta\varphi$ соответствуют области ДК [1] САР: 40°≤$\Delta\varphi$<55° − невысокое, $\Delta\varphi$≥55° − высокое. Для комбинации параметров C_A и R_A необходимо установить наибольшее достижимое значение $\Delta\varphi_{max}$ в области высокого ДК. При *RC* с сильфоном C'_A − $\Delta\varphi_{max}$=37°, а при C''_A − $\Delta\varphi_{max}$=59°.

Табл. 1

Зависимость $\Delta\varphi = f(C_A; R_A)$

$C_A \cdot 10^{-14}$, м^3/Па \ $R_A \cdot 10^9$, Па·с/м^3	5	10	15	20	25
5 (C'_A)	21	33	**37**	37	34
10	32	48	47	42	37
15	41	55	51	44	38
20	47	59	52	44	38
21 (C''_A)	48	**59**	52	45	38
25	52	61	53	45	38

Наиболее удобным видом представления данных табл. 1 является построение трехмерной поверхности запаса устойчивости по фазе $\Delta\varphi=f(C_A; R_A)$ приведенной на рис. 2, а. Данную процедуру позволяют стандартными функциями реализовать различные программные продукты, такие как MATLAB, Mathcad, Excel и др.



а) б)

Рис. 2. Расчетные зависимости для определения значений R_A и C_A: трехмерная поверхность $\Delta\varphi=f(C_A; R_A)$ (а); зависимости $\Delta\varphi=f(R_A)$ для фиксированных C_A (б)

По полученной поверхности можно оценить тенденции увеличения или уменьшения запаса по фазе в рассматриваемых диапазонах параметров коррекции. В качестве примера на поверхности рис. 2, а отмечены кривые для упомянутых значений C_A. При этом определить искомые координаты

точки на поверхности, в некоторых случаях (например, в Mathcad), из-за отсутствия встроенных программных средств не представляется возможным.

Уточнение значения R_A удобнее выполнять построением графика $\Delta\varphi=f(R_A)$ (рис. 2, б) для установленных величин фактических емкостей C_A. Такая уточненная максимальная величина $\Delta\varphi_{max}$ на соответствующей кривой 1 и 2 определяет значение R_A: для $C'_A=5\cdot10^{-14}$, м^3/Па – гидросопротивление $R_A=16\cdot10^9$, Па·с/м^3 (вариант 5), а для $C''_A=21\cdot10^{-14}$, м^3/Па – $R_A=9{,}5\cdot10^9$, Па·с/м^3 (вариант 2). Для второй комбинации параметров – $\Delta\varphi_{max}>55°$, что указывает на высокое ДК САР и ее можно рекомендовать для *RC*-коррекции СУ ГСП исходного варианта.

При достаточной простоте способа (требуется один динамический критерий) он весьма трудоемкий. Существенно упростить процедуру можно за счет автоматизации процесса вычислений при разработке соответствующей программы, например в Mathcad [9] или MATLAB [11]. Значительным его недостатком является возможность оценки наибольшего ДК только полученными значениями запаса по фазе (рис. 2, б), что не всегда в полной мере соответствует действительности. Причем построение соответствующего ПП не проясняет ситуацию ввиду эффекта устранения колебательности *RC*-цепью.

Определение параметров коррекции возможно также **по асимптотическим логарифмическим амплитудно-частотным характеристикам (АЛАЧХ) с использованием показателя колебательности (*M*)**, который заключается в расчете показателя *M* для исследуемого диапазона параметров C_A и R_A.

Устойчивость и отсутствие колебаний САР для некоторых случаев могут быть обеспечены пересечением АЛАЧХ оси частот с наклоном -20 дБ/дек на частоте среза $\omega_{ср}$ [1]. Такие характеристики средствами коррекции можно синтезировать различными вариантами:

- в программе GSP3DYN пакета Mathcad [5] выбрать упомянутую выше передаточную функцию $W(s)$ для САР по варианту 0. Далее в программе помимо других расчетных процедур выполняется построение нужной характеристики.
- в Simulink по разомкнутой модели (рис. 1, а) ввести преобразованную разомкнутую структурную схему САР [11], после чего с использованием встроенных средств линеаризации [12] и разработанной функции ***lams.m*** [13] производится построение АЛАЧХ в графическом поле MATLAB.

На рис. 3, а представлены АЛАЧХ, полученные по передаточной функции $W(s)$ [14]. Для рассматриваемого некорректированного ГСП ломаная соответствует варианту – 0^1. Она пересекает ось частот с наклоном -40 дБ/дек, что соответствует, ранее полученным [15]

результатам, то есть низкому ДК САР с запасом устойчивости Δφ=6,7° (рис. 3, б) по соответствующей логарифмической фазо-частотной характеристике (ЛФЧХ) 0^2.

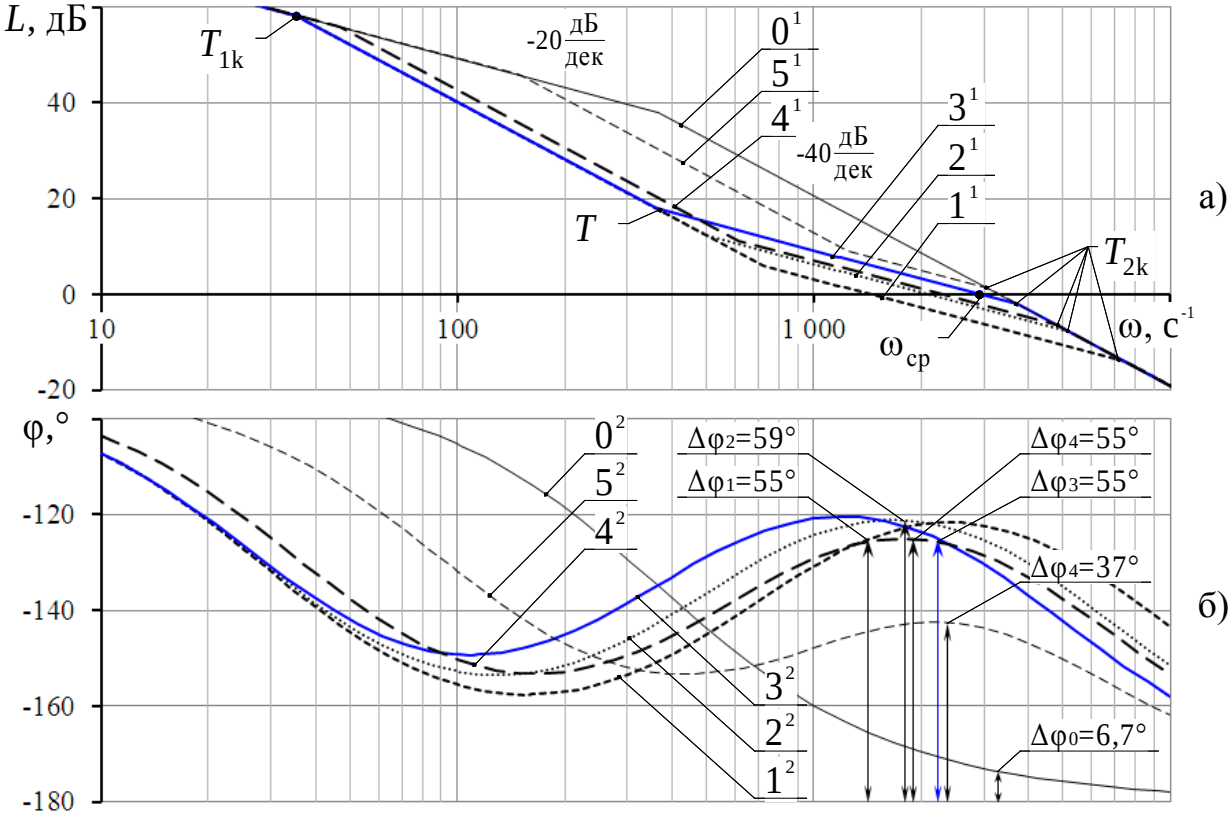


Рис. 3. Характеристики: АЛАЧХ (а) и ЛФЧХ (б)

Дальнейшая последовательность определения параметров C_A и R_A по такому способу II выглядит следующим образом:

1. Назначается величина гидроемкости C_A, соответствующая стандартному однослойному металлическому сильфону (подобно описанному в предыдущем способе I), таким образом, чтобы изменение наклона АЛАЧХ в точке T_{1k} (обозначена на рис. 3, а для варианта 3^1) произошло до первой сопряженной частоты относительно исходного варианта 0^1.

2. Последовательным перебором задаваемых значений R_A (и соответствующей величины T_{2k}), определяются условия, при которых обеспечивается пересечение отрезком ломаной с наклоном -20 дБ/дек оси частот (рис. 3, а), с учетом обеспечения по ЛФЧХ для всех комбинаций Δφ≥55°, что соответствует высокому ДК. При этом Δφ для различных комбинаций C_A и R_A может быть и одинаковым, например для Δφ≈55° (рис. 3, б).

3. С учетом отмеченного выше замечания необходима дополнительная оценка и выбор варианта коррекции при использовании показателя колебательности M [16], для чего следует обеспечить

показатель M=1,1-1,3, который соответствует САР с высоким демпфированием. При расчете показателя M используется зависимость

$$T \geq \frac{M}{\omega_{\text{ср}}(M-1)},$$

где, T (рис. 3, а) – постоянная времени соответствующая сопряженной частоте участка АЛАЧХ с наклоном -20 дБ/дек до $\omega_{\text{ср}}$. Откуда следует, что

$$M = \frac{T\omega_{\text{ср}}}{T\omega_{\text{ср}} - 1}.$$

На рис. 3, а представлены АЛАЧХ для пяти (1^1 – 5^1) корректированных вариантов с различными вариациями параметров коррекции, приведенными в табл. 2. Ломаные 1^1, 2^1 и 3^1 пересекают исходную АЛАЧХ в одной точке T_{1k}, т.к. ее положение определяется одной выбранной величиной емкости $C''_{\text{А}}$. Ломаной 4^1 соответствует наименьшая теоретическая емкость $C_{\text{А}}$=15,8·10^{-14}, м^3/Па при которой по ЛФЧХ (рис. 3, б) для 4^2 – Δφ=55°, ломаной 5^1 – емкость $C'_{\text{А}}$.

Табл. 2

Параметры оценки ДК по различным критериям

Номер варианта	0		1		2		3		4		5	
Параметры коррекции	—		$C''_{\text{А}}$	21	$C''_{\text{А}}$	21	$C''_{\text{А}}$	21	$C_{\text{А}}$	15,8	$C'_{\text{А}}$	5
	—		$R_{\text{А}}$	6,6	$R_{\text{А}}$	9,5	$R_{\text{А}}$	13,2	$R_{\text{А}}$	10,3	$R_{\text{А}}$	16
$n_{\text{шп}}$ / Динам. параметры	$n_{\min}$	$n_{\max}$	$n_{\min}$	$n_{\max}$	$n_{\min}$	$n_{\max}$	$n_{\min}$	$n_{\max}$	$n_{\min}$	$n_{\max}$	$n_{\min}$	$n_{\max}$
Δφ,°	7	-4	55	38	59	42	55	39	55	39	37	24
λ	0,4	0,2	3,7	2,7	5,1	3,9	7,3	4,8	4,8	3,5	3,4	1,8
L, дБ/дек	-40	-40	-20	-40	-20	-20	-20	-20	-20	-20	-40	-40
M	—	—	2,3	—	1,4	6,3	1,2	2,7	1,5	4,9	—	—

Анализ результатов показывает, что для всех вариантов, кроме варианта 5, обеспечивается наклон АЛАЧХ -20 дБ/дек на $\omega_{\text{ср}}$. При этом протяженность отрезков с таким наклоном у них разная. Величины показателя колебательности M, полученные для корректированных вариантов, приведены в табл. 2. При анализе данных таблицы установлено, что только для варианта 3 ($C''_{\text{А}}$; $R_{\text{А}}$=13,2·10^9, Па·с/м^3) показатель M попадает в упомянутый диапазон высокого ДК. Также можно отметить, что для этого варианта участок с наклоном -20 дБ/дек имеет наибольшую протяженность до $\omega_{\text{ср}}$, т.е. САР обладает для этого случая наилучшими

динамическими характеристиками. Таким образом, рассмотренным способом II определяется коррекция по варианту 3 с параметрами C''_A и R_A=13,2·10^9, Па·с/м^3. Следует отметить, что определенные параметры коррекции по первому способу соответствуют варианту 2 (табл. 2) с худшим значением критерия M. Отличие выбранных параметров R_A для емкости C''_A составляет примерно 28% и указывает на отмеченный выше недостаток способа I при использовании только динамического критерия Δφ.

Оценивая способ II выбора параметров коррекции ГСП, можно отметить, что он в некоторой степени дополнительно усложняет процедуру определения параметров C_A и R_A, обеспечивающих наилучший вариант САР высокого ДК, но при условии автоматизированного расчета и построения АЛАЧХ и ЛФЧХ, его трудоемкость снижается. Он является наиболее доступным с инженерной точки зрения. Основным его недостатком является невозможность вычисления показателя колебательности M при пересечении АЛАЧХ оси частот наклоном -40 дБ/дек, например, как для варианта 5.

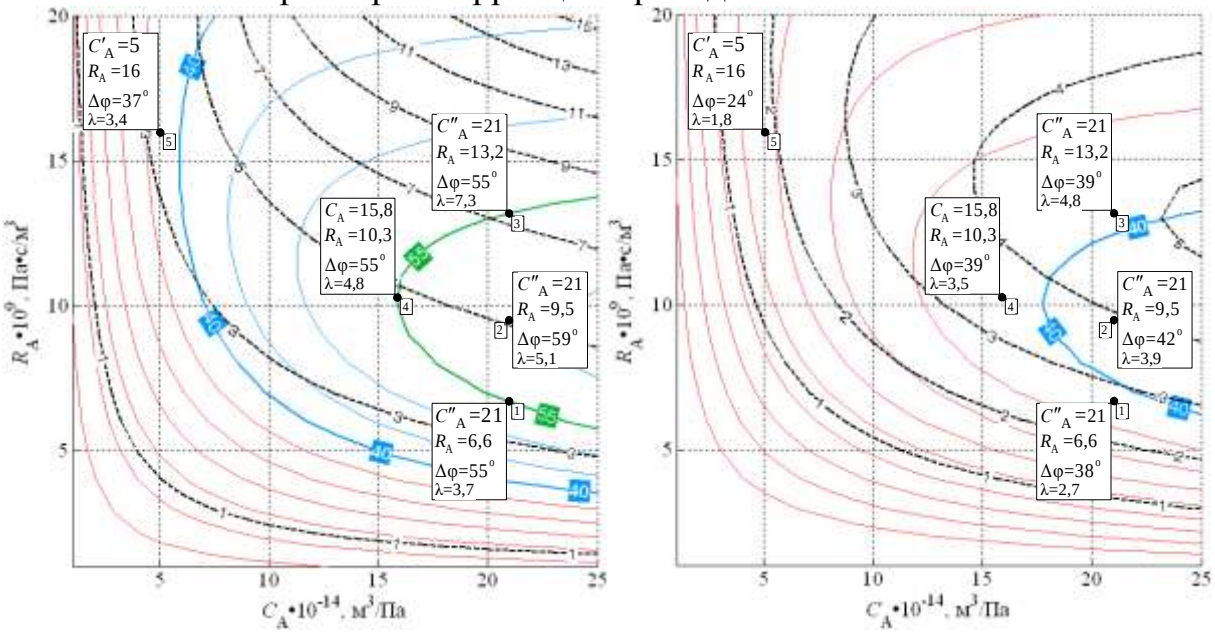
Определение параметров коррекции **по совмещенным градиентам Δφ=*grad*(C_A; R_A) и λ=*grad*(C_A; R_A)** является наиболее наглядным и при условии автоматизации процесса вычислений, симуляции моделей и построения градиентов наименее трудоемким способом III. Для этих целей наибольшим потенциалом при компьютерных исследованиях САР обладает пакет MATLAB со встроенной в него средой Simulink.

В условиях неоднозначности определения параметров *RC*-цепей с помощью критерия запаса устойчивости по фазе и с учетом невозможности расчета показателя колебательности M по АЛАЧХ для всех вариантов САР, необходимо рассмотреть возможность использования дополнительных динамических критериев. В качестве такого критерия количественной оценки ДК САР предложен логарифмический декремент колебаний (λ). Особенностью при этом является определение λ по амплитудно-частотной характеристике (АЧХ) САР, так как по ПП его рассчитать невозможно в случаях отсутствия периодического колебательного процесса. Для расчета λ используется разработанная в пакете MATLAB программа ***pd_ACH***. Ее алгоритм предусматривает построение АЧХ, определение амплитудного пика (A_{max}) и расчет λ в соответствии с известной зависимостью [17] $\lambda=\pi(\omega_2-\omega_1)/\omega_{max}$, где ω_{max} – частота, соответствующая A_{max}; ω_1, ω_2 – частоты по уровню $A=A_{max}/\sqrt{2}$ [16].

Для построения и графического объединения градиентов Δφ=*grad*(C_A; R_A), λ=*grad*(C_A; R_A) разработана программа ***p_GFL***. Алгоритм программы представляет собой циклический расчет по C_A и R_A значений параметров λ и Δφ при помощи соответствующих входящих в цикл алгоритма программ ***pd_ACH*** и ***pd_LH***. Значения λ фиксируются в матрице **LL** рабочего

пространства ***Workspace***, Δφ – в **FF**. Построение совмещенных градиентов осуществляется с помощью функций ***hold on***, ***contour*(CA, RA, LL)** и ***contour*(CA, RA, FF)** с дополнительной программной графической обработкой: толщины кривых, типа кривых, количества, цвета, наличия или отсутствия подписей к линиям уровня.

Для рассматриваемого корректированного ГСП полученные зависимости приведены на рис. 4, а. На них штриховыми линиями обозначены кривые уровня для λ, утолщенными кривыми отмечены уровни Δφ=40° и Δφ=55°. Сопоставление критериев Δφ и λ в совокупности со значениями параметров коррекции приведено в табл. 2.



а) б)

Рис. 4. Совмещенные градиенты Δφ=*grad*(C_A; R_A) и λ=*grad*(C_A; R_A) для:

а) n_{min}=100..500 об/мин; б) n_{max}=3150 об/мин

Из анализа характеристик, приведенных на рис. 4, а для n_{min}, следует, что при одинаковой емкости C''_A варианты коррекции 1, 2, 3 (табл. 2) имеют разные значения λ. Тоже характерно и для условий неоднозначности при вариантах 1, 3, 4, для которых Δφ=55°. Установлено, что для обеспечения лучшего качества САР необходимо обеспечить максимальное значение λ. Для варианта 3 – λ_{max}=7,3, что существенно больше, чем у остальных вариантов коррекции. Следует отметить, что для варианта 2 при, котором $\Delta\varphi_{max}$=59°, декремент λ составляет 5,1. Емкости C'_A соответствует вариант 5, для которого установленная величина λ наименьшая и составляет λ=3,4. Таким образом, при определении параметров коррекции способом III для известной емкости C''_A соответствующее значение R_A=13,2·10^9, Па·с/м^3 (САР по варианту 3).

Точно такая же комбинация параметров получена и способом II, что подтверждает соответствие выбранных C_A и R_A.

Для оценки ДК при вращении шпинделя на n_{max} также следует использовать градиент. После исполнения энергетического расчета [18] совмещенный градиент, полученный по соответствующей программе ***pd_GFL***, приведен на рис. 4, б. Из его анализа следует, что при n_{max} для всех комбинаций $\Delta\varphi$ и λ уменьшается примерно на 30%. Тогда в дальнейшем для таких случаев требуется проверка достаточности ДК по ПП.

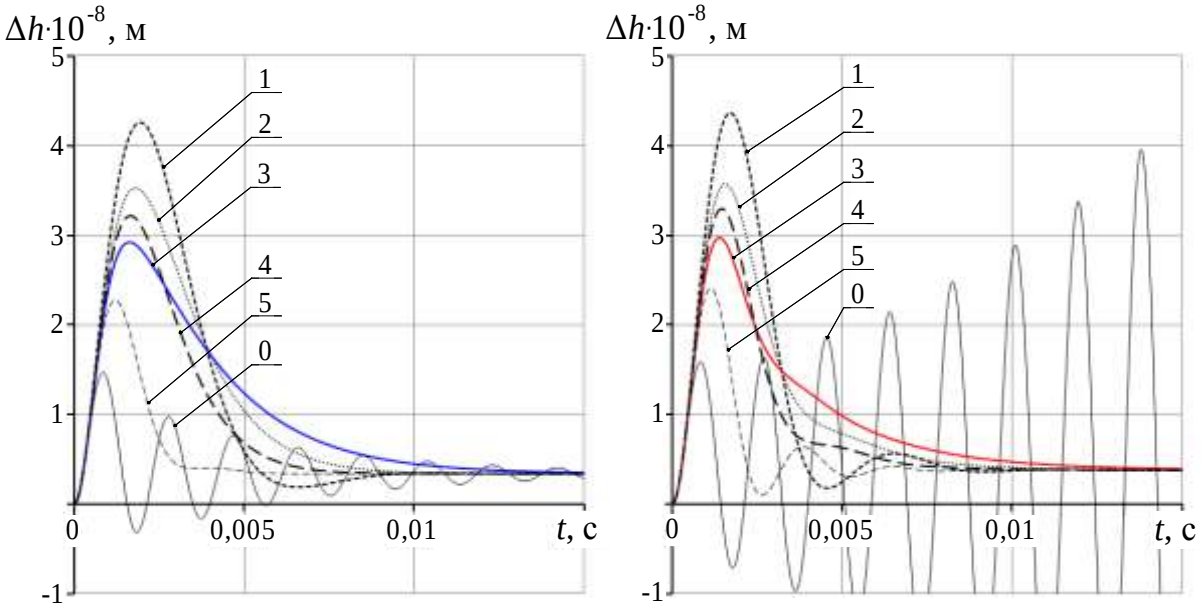
Разработанный способ III определения параметров достаточно упрощает процедуру определения параметров *RC*-цепей, однако для него требуется наличие специализированных программ, моделей, скриптов и навыков владения MATLAB. При этом определение дополнительного критерия ДК λ также как и в способе II критерия колебательности *M*, возможно не для всех вариантов САР. Однако определение пика A_{max} и расчет λ не всегда возможен, например, в случаях появления на АЧХ второго пика характерного в некоторых случаях для вариантов САР с большими величинами сопротивления (более $R_A=25\cdot10^9$, Па·с/м^3), либо при отсутствии двойного пересечения АЧХ линией амплитуды равной $A_{max}/\sqrt{2}$ и др. Совместный анализ градиентов $\Delta\varphi=grad(C_A;\ R_A)$ и $\lambda=grad(C_A;\ R_A)$ дает возможность однозначно и количественно определить параметры *RC*-коррекции.

Подтверждение эффективности назначения параметров коррекции C_A и R_A возможно производить расчетом и построением ПП с последующей их качественной оценкой. В пакете MATLAB по программе ***pd_PP*** получены ПП для линейной модели при малой нагрузке (рис. 5) для всех рассмотренных вариантов коррекции. Для определенных вариантов 2 (способ I) и 3 (способы II, III) отсутствуют признаки колебательности, в отличие от исходного варианта 0. Также следует отметить, что для варианта 5 (при C'_A) при n_{min} имеются некоторые признаки колебательности. Ее появление заметно только при n_{max} (рис. 5, б), а для варианта 0 некорректированная САР теряет устойчивость.

Для всех вариантов коррекции дополнительно по программе ***pd_PP*** построены ПП (рис. 6) для нелинейной модели САР при возможной максимальной нагрузке на частоте n_{min} (при n_{max} на VHC выполняются только чистовые операции). На ПП для варианта 2 заметно ухудшение ДК, тем не менее, колебательность не проявляется. Для варианта 3 колебательность отсутствует, а для варианта 5 имеются только ее признаки.

Результаты качественной оценки в целом для всех ПП представлены в табл. 3. Для комбинации по варианту 3 обеспечивается отсутствие колебаний для всех случаев полученных ПП, что подтверждает совпадение

рассмотренных способов II и III определения параметров C_A и R_A. Для комбинации по варианту 2 имеются только некоторые признаки колебательности. Поэтому для более точного определения параметров коррекции рекомендуется использовать не только один критерий оценки качества САР $\Delta\varphi$ (способ I), но и дополнительные критерии такие, как λ и M, то есть применять комбинированные способы II и III.



а) б)

Рис. 5. Переходные процессы для вариантов САР ГСП при R_h=100 Н: а) n_{min}=100..500 об/мин; б) n_{max}=3150 об/мин

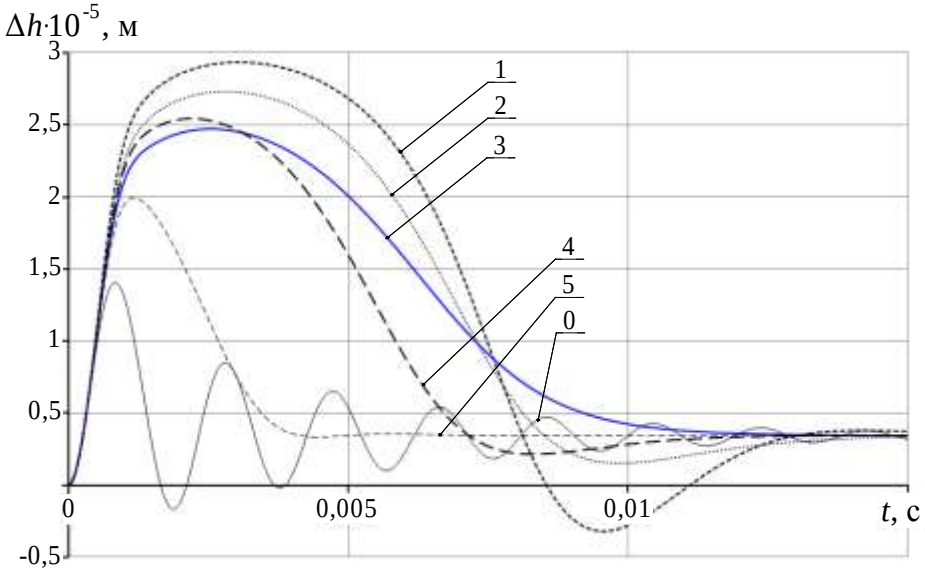


Рис. 6. Переходные процессы для вариантов САР ГСП при R_h=10 кН и n_{min}=100..500 об/мин

При проектировании ГСП важным является проверка их динамики с учетом изменения приведенной массы при осевом выдвижении шпинделя

и использование инструментов различного веса [19]. Так, для рассматриваемого МРС при полном выдвижении шпинделя и без инструмента в случае n_{min} САР ГСП становится неустойчивый ($\Delta\varphi$=-18°), т.е. ШУ без коррекции фактически является не работоспособным. Введение коррекции с приведенными параметрами хотя и сопровождается уменьшением $\Delta\varphi$ до 18° при n_{min} и до 5° при n_{max}, тем не менее обеспечивает устойчивость ГСП. Такую проверку следует выполнять по соответствующей методике [19] с учетом всех технологически возможных условий использования МРС.

Табл. 3

Качественная оценка переходных процессов по характеристике колебательности

Номер варианта	0		1		2		3		4		5	
Способ опред. параметров	—		—		I		II, III		—		—	
Парам коррекции	C_A	—	C''_A	21	C''_A	21	C''_A	21	C_A	15,8	C'_A	5
	R_A	—	R_A	6,6	R_A	9,5	R_A	13,2	R_A	10,3	R_A	16
$n_{шп}$ / ПП	n_{min}	n_{max}	n_{min}	n_{max}	n_{min}	n_{max}	n_{min}	n_{max}	n_{min}	n_{max}	n_{min}	n_{max}
при R_h=10 кН	П	—	П	—	ПК	—	О	—	ПК	—	ПК	—
при R_h=100 Н	П	Н	ПК	П	О	О	О	О	О	ПК	ПК	П
ПРИМЕЧАНИЕ: Н – неустойчивый процесс; О – колебания отсутствуют; П – колебания присутствуют; ПК – признаки колебательности												

Рассмотренные способы определения гидравлических параметров *RC*-цепей сопоставимы по результатам с точки зрения использования ГСП в ШУ МРС.

Наиболее простым способом для инженерных расчетов является способ I, подразумевающий в качестве оценки САР использовать только один динамический критерий запас устойчивости по фазе. Однако, как установлено ранее для наибольшей стандартной емкости определяемое значение сопротивления по такому способу отличается от двух последующих способов на 28%. При этом, можно отметить, что по комбинированным способам II и III для упомянутой выше емкости (C''_A) определяемые значения R_A одинаковые.

Способ II с точки зрения использования в инженерной практике наиболее понятен и пригоден, не требует значительных знаний программирования и моделирования. Построение характеристик и расчет параметров выполняется по известным методикам теории автоматического

управления. Основной его недостаток - невыполнимость вычисления показателя колебательности для всех вероятных вариаций САР.

Способ III требует значительной первоначальной подготовки: создания моделей, разработки программ и подпрограмм. Однако обладая их подготовленным пакетом и методикой – определять параметры коррекции по совокупности критериев $\Delta\varphi$ и λ в области высокого динамического качества САР не представляет особых трудностей за исключением случаев невозможности расчета λ.

Отмеченные отличия динамических проявлений для других случаев исследований систем и устройств могут иметь более существенное значение и тогда актуальность представленных подходов возрастает в большей степени.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

[1] Иващенко Н.Н. Автоматическое регулирование. Теория и элементы систем. М: Машиностроение, 1983. 608 с.

[2] Прокопенко В.А., Яцкевич А.А. Динамические характеристики гидростатических подшипников тяжелых металлорежущих станков // в кн. Прогрессивные технологические процессы в машиностроении. - Л: ЛГТУ, 1990. С. 7-14.

[3] Пелевин Н.А., Прокопенко В.А., Бундур М.С. Особенности конструктивного исполнения управляющих устройств опор гидростатического подшипника // Неделя науки СПбПУ: материалы научной конференции с международным участием. Институт металлургии, машиностроения и транспорта. Ч.2. СПб.: Изд-во Политехи, ун-та, 2016. С. 255-257.

[4] Бундур М.С., Прокопенко В.А., Чернов И.А. Металлорежущие станки. Проектирование гидростатических направляющих металлорежущих станков и станочных комплексов. Метод. указания. Сост.: Бундур М.С., Прокопенко В.А., Чернов И.А. СПб: Изд-во Политехн. ун-та, 2009. 28 с.

[5] М.С. Бундур, Н.А. Пелевин, П.П. Петков, В.А. Прокопенко. Расчет, моделирование и конструирование оборудования с компьютерным управлением : практикум. СПб.: Изд-во Политехн., 2016. 56 с.

[6] Проектирование и исследование гидростатических несущих систем с помощью пакета Matcad: Методические указания / Бурлучкий В.С., Прокопенко В.А. Чернов И.А., Яцкевич А.А. СПб.: СПбГТУ, 1997. 22 с.

[7] Козлов О.С., Скворцов Л.М. Программный комплекс "МВТУ" в научных исследованиях и прикладных разработках // Математическое моделирование, Т. 27, № 11, 2015. С. 32–46.

[8] Бундур М.С., Пелевин Н.А., Прокопенко В.А. Совершенствование расчетно-вычислительной базы для повышения уровня подготовки специалистов-станкостроителей // Материалы 3-й Международной научно практической конференции «Современное машиностроение. Наука и образование».–СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2013. С. 896 - 904.
[9] Пелевин Н.А., Прокопенко В.А. Автоматизированный расчет параметров RC-цепи для гидростатического подшипника // XLII Неделя науки СПбГПУ: материалы научно-практической конференции с международным участием. Институт металлургии, машиностроения и транспорта СПбГПУ. СПб.: Изд-во Политехн. ун-та. 2014. Т. 1. С. 49-51.
[10] Пелевин Н.А., Петков П.П., Прокопенко В.А., Чернов И.А. Особенности моделирования динамики гидростатических подшипников при использовании различных программных пакетов // Интегрированные, виброволновые технологии в машиностроении, металлообработке: сборник трудов по материалам международного научного симпозиума технологов-машиностроителей (Ростов-на-Дону, 30 сентября - 3 октября 2015г.). - Ростов н/Д: ДГТУ, 2015. С. 285-289.
[11] Пелевин Н.А., Прокопенко В.А., Чернов И.А. Графо-аналитический метод выбора параметров коррекции гидростатических подшипников с помощью среды MATLAB // Теория механизмов и машин, № 2, 2015. С. 13-22.
[12] Борисевич А. В. Теория автоматического управления: элементарное введение с применением MATLAB [Электронный ресурс] ISBN 978-5-16-101828-6. М: Инфра-М, 2014. 200 с.
[13] Бороденко В.А. Построение асимптотической ЛАЧХ в MATLAB // Вестник ПГУ. Энергетическая серия, № 1, 2014. С. 8.
[14] Пелевин Н.А., Бундур М.С. Применение системы «MATLAB Simulink» для проведения исследований гидростатических подшипников // XLI Неделя науки СПбГПУ: материалы международной научно-практической конференции. Ч.IV. СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2012. С. 27-29.
[15] Бундур М.С., Прокопенко В.А., Чернов И.А.. Моделирование шпиндельных гидростатических подшипников и исследование возможностей повышения их динамического качества // Научно-технический вестник СПбГУ ИТМО, Т. 64, № 6, 2009. С. 32-37.
[16] Бесекерский В.А., Попов Е. Н. Теория систем автоматического управления. Изд. 4-е, пере раб. и доп. СПб: Изд-во «Профессия», 2003. 752 с.

[17] Определение динамических характеристик горизонтально-расточных станков (Тема 148-72). Отчет №528. Ленинград: ОКБС, 1972. 33 с.
[18] Бундур М.С., Пелевин Н.А., Прокопенко В.А. Компьютерные исследования энергетической модели жидкостного подшипника в MATLAB // Материалы международной конференции «Теория и практика современной науки» 7-11 сентября 2015. Зальцбург, Австрия, 2015. С. 22-26.
[19] Бундур М.С., Пелевин Н.А., Прокопенко В.А. Динамика шпиндельного гидростатического подшипника с учетом изменения приведенной массы // Современное машиностроение: Наука и образование: материалы 5-й Международной научно-практической конференции – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2016. С. 1028-1039.

M.S.Bundur[1], N. A.Pelevin[2], V.A.Prokopenko[3]

FORMATION OF INFORMATION CULTURE OF STUDENTS IN THE STUDY OF PROFESSIONAL DISCIPLINES

[1, 2, 3] Peter the Great St.-Petersburg Polytechnic University, Russia

Abstract

Methods of determination of correcting parameters of spindle hydrostatic bearing on the basis of modeling of dynamic characteristics of its system of automatic control are considered. The methods are based on the quantitative analysis of the aggregate of known dynamic criteria. The description of each method is given. Their capabilities, advantages and disadvantages are noted. Their comparative research is carried out at the choice of combinations of parameters of correction. A qualitative analysis of the relevant transients is made to confirm the compliance of the mentioned parameters..

Key words: hydrostatic bearing, correction, frequency characteristics, power calculation, dynamic quality, phase margin, logarithmic decrement, oscillation index

REFERENCES

[1] Ivaschenko H.H. Automatic control. Theory and elements of systems. M: Mashinostroenie, 1983. 608 p. (rus.)

[2] Prokopenko V.A., Jackevich A.A. Dynamic characteristics of hydrostatic bearings of heavy machine tools // in book Progressive technological processes in mechanical engineering. - L: LGTU, 1990. C. 7-14. (rus.)
[3] Pelevin N.A., Prokopenko V.A., Bundur M.S. Design Features control devices hydrostatic bearing supports // science Week of SPbSPU: proceedings of the scientific conference with international participation. Institute of metallurgy, mechanical engineering and transport. Part 2. SPb.: Publishing House of the Polytechnic University, 2016. pp. 255-257. (rus.)
[4] Bundur M.S., Prokopenko V.A., Chernov I.A. A metal-cutting machines. Design of hydrostatic guides of metal cutting machines and machine complexes. Method. instructions. Comp.: Bundur M.S., Prokopenko V.A., Chernov I.A. SPb.: Publishing House of the Polytechnic University, 2009. 28 p. (rus.)
[5] Calculation, modeling and design of computer-controlled equipment: workshop / Bundur M.S., Pelevin N.A., Petkov P.P., Prokopenko V.A. SPb.: Publishing House of the Polytechnic University, 2016. 56 p. (rus.)
[6] Design and study of hydrostatic bearing systems with using Mathcad: guidelines / Burlutskiy V.S., Prokopenko, V.A., Chernov I.A., Jackevich A.A., SPb.: SPbSTU, 1997. 22 p. (rus.)
[7] Kozlov O. S., Skvortsov L. M. the Software package "MVTU" in scientific research and applied development // Mathematical modeling, Vol. 27, No. 11, 2015. pp. 32-46. (rus.)
[8] Bundur M.S., Pelevin N.A., Prokopenko V.A. Improvement of the computational base for increasing the level of training of machine tool builders // Proceedings of the 3rd international scientific practical conference "Modern mechanical engineering. Science and education". SPb.: Publishing House of the Polytechnic University, 2013. pp. 896-904. (rus.)
[9] Pelevin N.A., Prokopenko V.A. Automated calculation of the parameters of RC-chain for the hydrostatic bearing // XLII Week of science SPbSPU: proceedings of scientific-practical conference with international participation. Institute of metallurgy, mechanical engineering and transport of SPbSPU. SPb.: Publishing House of the Polytechnic University, 2014. Vol.1. pp. 49-51. (rus.)
[10] Pelevin N.A., Petkov P.P., Prokopenko V.A., Chernov I.A. peculiarities of modeling of dynamics of the hydrostatic bearing by using different software packages // Integrated vibrowave technologies in machine building, metal processing: proceedings of the international scientific Symposium of technologists and mechanicians (Rostov-on-don, September 30 - October 3, 2015). - Rostov n/D: DGTU, 2015. pp. 285-289. (rus.)
[11] Pelevin N.A., Prokopenko V.A., Chernov A.I., Graph-analytic method of sampling of correction parameters at research of hydrostatic bearings by

means of MAT LAB environment // Theory of mechanisms and machines, No. 2, 2015. pp. 13-22. (rus.)
[12] Borisevich A.V. Automatic control theory: an elementary introduction with MATLAB [Electronic resource] ISBN 978-5-16-101828-6. M: Infra-M, 2014. 200 p. (rus.)
[13] Borodenko V.A. The construction of asymptotic LAFR in MATLAB // Vestnik PGU. Energy series, № 1, 2014. p. 8. (rus.)
[14] Pelevin N.A., Bundur M.S. Application of the system of "MATLAB Simulink" to conduct research of hydrostatic bearings // XLI Week of science SPbSPU: proceedings of the international scientific-practical conference. Part IV. SPb.: Publishing House of the Polytechnic University, 2012. C. 27-29. (rus.)
[15] Bundur M.S., Prokopenko V.A., Chernov I.A. Modeling of spindle hydrostatic bearings and investigation of opportunities to improve their dynamic quality // Scientific and technical Bulletin of SPbSU ITMO, Vol. 64, No. 6, 2009. pp. 32-37. (rus.)
[16] Besekersky V.A., Popov E.N. The theory of automatic control systems. Ed. 4-e, Rev. and additional SPb: Publishing house "Profession", 2003. 752 p. (rus.)
[17] Determination of dynamic characteristics of horizontal boring mills (Topic 148-72). Report No. 528. Leningrad: OCBS, 1972. 33 p. (rus.)
[18] Bundur M.S., Pelevin N.A., Prokopenko V.A. Computer studies of the energy model of the hydrostatic bearing in MATLAB // proceedings of the international conference "Theory and practice of modern science" from 7 to 11 September 2015. Salzburg, Austria, 2015. pp. 22-26. (rus.)
[19] Bundur M.S., Pelevin N.A., Prokopenko V.A. The dynamic of spindle hydrostatic bearing taking into account change of the equivalent mass // A modern engineering: Science and education: proceedings of the 5th International scientific-practical conference, SPb.: Publishing House of the Polytechnic University, 2016. pp. 1028-1039. (rus.)

ISSN 2223-0807
Современное машиностроение: Наука и образование :
материалы 7-й международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н.Евграфова и А.А. Поповича.- СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2018.

DOI 10.1872/MMF-2018-41
УДК 669.295.5.018:621.91.02

Ю.Б. Егорова[1], Л.В. Давыденко[2], Е.Н. Егоров[3], Е.В.Чибисова [4], И.Ю.Старчикова [5]

ИССЛЕДОВАНИЕ СТАБИЛЬНОСТИ ХИМИЧЕСКОГО СОСТАВА И ХАРАКТЕРИСТИК ОБРАБАТЫВАЕМОСТИ РЕЗАНИЕМ ТИТАНОВЫХ СПЛАВОВ СИСТЕМ Ti-Al-V И Ti-Al-Mo-V-Cr-Fe

[1]Юлия Борисовна Егорова, д.т.н., профессор
Ступинский филиал МАИ,
Россия, г. Ступино,
Тел.: (496)641-10-92, e-mail: egorova_mati@mail.ru.

[2]Людмила Васильевна Давыденко, к.т.н., доцент
Московский политехнический университет,
Россия , г. Москва
Тел.: (926)116-7666, e-mail: mami-davidenko@mail.ru.

[3]Евгений Николаевич Егоров, к.т.н., доцент
Ступинский филиал МАИ,
Россия, г. Ступино,
Тел.: (496)641-10-92, e-mail: aravir_ene@mail.ru.

[4]Евгения ВалерьевнаЧибисова
Ступинский филиал МАИ,
Россия, г. Ступино,
Тел.: (916)4286131, e-mail: echibisova@mail.ru.

[5]Ирина Юрьевна Старчикова
Ступинский филиал МАИ,
Россия, г. Ступино,
Тел.: (496)641-10-92, e-mail: irina.star4@gmail.com.

Аннотация

Обобщены литературные данные и результаты собственных исследований по влиянию марочного разброса на структуру, фазовый

состав, твердость и характеристики обрабатываемости резанием титановых сплавов систем Ti-Al-V и Ti-Al-Mo-V-Cr-Fe после различной термической обработки. Показано, что колебания марочного состава и режимов термической обработки могут обеспечить разный уровень механических свойств сплавов и обрабатываемости резанием.

Ключевые слова: титановые сплавы, Ti-Al-V, Ti-Al-Mo-V-Cr-Fe, химический состав, термическая обработка, структура, механические свойства, обрабатываемость резанием.

Введение

К системе Ti-Al-V относятся одни из самых распространенных в мире титановых сплавов – сплавы типа Ti-6Al-4V, разработанные в США еще в 1950-х гг. В нашей стране используется несколько разновидностей этих сплавов, которые отличаются друг от друга содержанием алюминия, ванадия и примесей: ВТ6, ВТ6С, ВТ6ч, ВТ6к, ВТ6кт [1, 2] В настоящее время в РФ производят большую номенклатуру деформированных полуфабрикатов из различных модификаций сплава Ti-6Al-4V, выпускаемых как по отечественным, так и зарубежным стандартам (прутки, трубы, профили, поковки, штамповки, плиты, листы). Сплав ВТ6 (табл. 1) и его модификации являются среднелегированными α+β-сплавами мартенситного класса (коэффициент β-стабилизации $k_\beta \approx 0{,}3$), которые используются в отожженном (при 750-900^{0}С) и в термически упрочненном состоянии (закалка с 880-950^{0}С, старение при 450-550^{0}С, 2-4 часа [1, 2].

К системе Ti-Al-Mo-V-Cr-Fe относятся отечественные титановые сплавы ВТ23, ВТ22, ВТ22И, ВТ32,VST2 (табл. 1). Сплавы ВТ22, ВТ23, ВТ32 были разработаны в ВИАМе в 1965, 1969 и 1975 гг. соответственно и предназначены изготовления изделий авиационного назначения [1, 2]. Сплав ВТ23 является среднелегированным высокопрочным α+β-сплавом универсального применения, который используется в монолитных, сварных и паяных конструкциях (лонжероны, шпангоуты, балки, обшивка корпуса, емкости высокого давления, сотоблоки и др.), работающих при температурах до 500^{0}С [1, 2]. В зависимости от конкретного химического состава k_β может изменяться от 0,7 до 1,0, поэтому если сплав легирован по верхнему пределу, то он может быть отнесен к сплавам переходного класса, так как после закалки имеет структуру, состоящую из метастабильной β-фазы и мартенсита α″ [2]. В других случаях сплав ВТ23 после закалки из β-области приобретает структуру α″ и относится к сплавам мартенситного класса. Сплав ВТ23 легко обрабатывается давлением и поставляется в виде прутков, листов, поковок, труб, профилей в отожженном (при 740-760^{0}С) и термически упрочненном состоянии (закалка с 780-850^{0}С, старение при 450-520^{0}С, 6-10 ч) [2].

Сплав ВТ22 - высокопрочный, высоколегированный α+β-титановый сплав переходного класса, предназначенный для изготовления крупногабаритных силовых деталей фюзеляжа, крыла, штамповок, деталей

систем управления, крепежных деталей типа ушковых болтов, деталей ГТД и др., работающих при температурах до 350^0С [1, 2]. Позднее были предложены его модификации – сплавы ВТ22И; ВТ22ч; ВТ22М. По содержанию β-стабилизаторов сплавы типа ВТ22 близки ко второй критической концентрации ($k_\beta \approx 1{,}1$). Фазовый состав отожженного сплава ВТ22 представлен примерно равными количествами α и β-фаз, поэтому он относится к самым прочным титановым сплавам в отожженном состоянии. Структура и свойства сплавов типа ВТ22 сильно зависят от колебаний химического состава в пределах, установленных техническими условиями, так что его структура после закалки из β-области может быть представлена или одной β-фазой, или β-фазой и мартенситом α´´.

Таблица 1

Химический состав (% масс.) промышленных сплавов систем Ti-Al-V и Ti-Al-Mo-V-Cr-Fe по НД*

Сплав	Al	Mo	V	Fe	Cr	C	O	N	H	Прочие примеси
						не более				
ВТ6	5,3-6,8	-	3,5-5,3	≤0,6	-	0,1	0,2	0,05	0,015	0,3
ВТ23	4,0-6,3	1,5-2,0	4,0-5,0	0,4-0,8	0,8-1,4	0,10	0,15	0,05	0,015	0,3
ВТ22	4,4-5,7	4,0-5,5	4,0-5,5	0,5-1,5	0,5-1,5	0,10	0,18	0,05	0,015	0,3
ВТ22И	2,6-3,8	4,0-5,5	4,0-5,5	0,5-1,5	0,5-1,5	0,10	0,18	0,05	0,015	0,3
ВТ32	2,0-4,0	7,0-9,0	7,0-9,0	0,5-2,0	0,5-2,0	0,10	0,15	0,05	0,015	0,3
VST2	0,01-6,5	0,05-2,0	0,01-5,5	0,10-2,5	0,01-1,5	0,10	0,30	0,07	-	-

Примечание: * - ОСТ1 90013-81 для ВТ6, ВТ23, ВТ22, ВТ22И; паспорт №1536 на сплав ВТ32; патент № RU 2425164 на сплав VST2.

В зависимости от химического состава, вида полуфабриката, режима термической обработки и структуры механические свойства сплавов ВТ6, ВТ22, ВТ23 могут изменяться в довольно широких пределах. Так, для прутков, плит, листов, поковок сплава ВТ6 (одинакового химического состава) отжиг по различным режимам и тип полуфабриката позволяют изменять временное сопротивление разрыву от 710 до 1030 МПа, условный предел текучести – от 690 до 990 МПа, относительное удлинение от 2,5 до 25%, поперечное сужение от 24 до 59% [3]. Прутки сплава ВТ23 одной плавки могут иметь следующие механические свойства: HRC=33-46, $\sigma_в$=1000-1590 МПа, $\sigma_{0,2}$=340-1470 МПа, δ=1-15%, ψ=2-38% в зависимости от режима отжига, температур нагрева под закалку и режимов старения [4].

Сплав VST2 был разработан в 2000-х годах на ВСМПО (г. Верхняя Салда) и предназначен для изготовления изделий гражданского назначения [5, 6]. Это вторичный экономнолегированный α+β-титановый сплав мартенситного класса. Из него изготавливают листы, предназначенные для

изготовления деталей сверхпластической штамповкой при пониженных температурах (VST2L); листы и плиты конструкционного назначения (VST2); листы и плиты броневого назначения (VST-2B); экономнолегированые плиты для замены сплава ВТ6 (VST2K) [5, 6]. Так как при производстве сплава используется вторичное сырье, разные плавки могут иметь достаточно сильно отличающийся химический состав и, соответственно, разную структуру и свойства деформированных полуфабрикатов. В работе [7] было показано, что с увеличением количества β-стабилизаторов в сплаве VST2K при однотипной структуре и твердости наблюдается значительное увеличение температуры в зоне резания, а наилучшая обрабатываемость обнаружена для сплава с глобулярной структурой и определенным размером частиц первичной α-фазы.

В наших работах [4, 8-12] было установлено, что характеристики обрабатываемости резанием сплавов ВТ3-1, ВТ6 и ВТ23 существенно зависят от режимов термической обработки, типа и параметров структуры. Вместе с тем влияние химического состава может быть сопоставимо с влиянием термической обработки и структуры [13, 14].

Цель исследования состояла в статистической оценке колебаний марочного состава промышленных полуфабрикатов сплава Ti-6Al-4V и сплавов системы Ti-Al-Mo-V-Cr-Fe и сравнении фазового состава, твердости, характеристик обрабатываемости резанием сплавов ВТ6, ВТ23 и VST2K разных плавок.

Исходные материалы и методика проведения исследований

В работе была проведена статистическая обработка собственных исследований и литературных данных [7] с помощью программы Stadia [15]. В качестве объектов для исследования химического состава использовали слитки сплавов ВТ6, ВТ22, ВТ23, VST2K промышленного производства СМК, СТК, ВСМПО (табл. 2). Для изучения обрабатываемости резанием (ОР) использовали прутки сплавов ВТ6 одной плавки, ВТ23 двух плавок и плиты сплава VST2K трех плавок (табл. 3). Режимы резания при точении образцов сплавов ВТ6 и ВТ23 резцами ВТ6ОМ: скорость резания V=25-100 м/мин, подача S=0,078-0,2 мм/об, глубина t=0,5-1,0 мм. Режимы фрезерования образцов сплава VST2K фрезой Helical: скорость резания 61 и 122 м/мин, подача на зуб 0,15 и 0,076 мм, радиальная глубина резания 1,3 и 0,51 мм [7]. Исследуемыми факторами послужили: содержание легирующих элементов и примесей, температура полиморфного превращения (ТПП), параметры структуры (количество β-фазы n_β, количество первичной α-фазы $n_{\alpha 1}$, размер β-зерна $D_з$, толщина b_α и длина l_α α-пластин, размер α-колоний d_α), твердость, характеристики ОР при точении (усилие резания P_z, температура в зоне резания $\theta_р$, стойкость резца Т при износе по задней грани 0,3 мм) и

фрезеровании (усилие резания P, температура в зоне резания θ_p).

Таблица 2

Объекты исследования

Сплав	Вид полуфабриката	Количество плавок	Термическая обработка*
ВТ6	Слитки	56	-
	Кованый пруток Ø60 мм	1	Отжиг 800^{0}С, , 2 ч, воздух Закалка 800-1050^{0}С +старение 400-600^{0}С, 1-6 ч
ВТ22	Слитки	24	-
ВТ23	Слитки	32	-
	Кованые прутки Ø60 мм	2	Отжиг при 750-850^{0}С, 2-3 ч, воздух Закалка 700-900^{0}С, 2 ч + старение 300-600^{0}С, 1-14 ч
VST2К**	Слитки	11	-
	Плиты	3	Отжиг 850-940^{0}С, воздух ; отжиг 850-940^{0}С, печь Закалка с 880-940^{0}С + старение 550^{0}С, 7 ч

Примечания: * - закалка в воду, охлаждение после старения на воздухе; ** - по данным [7].

Для оценки степени легирования различных плавок использовали структурные эквиваленты по алюминию $[Al]_{экв}^{стр}$ и молибдену $[Mo]_{экв}^{стр}$, которые оценивали по соотношениям, приведенным в [2].

Таблица 3

Химический состав (% масс.) образцов для исследования обрабатываемости резанием

Сплав	Al	Mo	V	Fe	Cr	O	C	N	$[Al]_{экв}^{стр}$	$[Mo]_{экв}^{стр}$
ВТ6	6,10	0,01	4,50	0,10	0,19	0,11	0,012	0,022	7,70	3,60
ВТ23	6,10	1,70	4,20	0,50	0,90	0,10	0,014	0,020	7,60	7,45
	5,50	1,90	3,70	0,98	1,00	0,15	0,016	0,020	7,50	8,71
VST2К	5,67	0,15	4,22	0,46	0,11	0,10	0,015	0,016	7,14	4,27
	5,68	0,81	4,28	0,48	0,45	0,10	0,020	0,021	7,30	5,44
	5,68	0,80	4,27	0,51	1,49	0,10	0,023	0,015	7,21	6,80

Результаты исследований и их обсуждение

На первом этапе был исследован технологический разброс химического состава и ТПП слитков сплавов ВТ6, ВТ22, ВТ23, VST2К. Статистический диапазон легирования основными компонентами (трехсигмовый интервал) 6S может изменяться от 0,6 до 3,7% в зависимости от марки сплава и легирующего элемента (табл. 4). Было обнаружено, что для всех исследованных сплавов фактический диапазон содержаний алюминия и кислорода сдвинут к верхней границе поля допуска. Суммарное содержание легирующих элементов и примесей, выраженное через эквиваленты по алюминию и молибдену, изменяется в более широком диапазоне. Абсолютная разница между максимальными и минимальными значениями может достигать ~ 1,0-4,5%, а статистический (трехсигмовый) интервал 6S=1,5-10,0%. Для сплавов ВТ6 и VST2К были

обнаружены слитки с суммарным содержанием α-стабилизаторов, превышающем $[Al]_{экв}^{стр}$ =9%, что может привести к образованию фазы α_2, резко снижающей пластичность [2, 13].

Таблица 4

Статистические характеристики химического состава (% масс.) и ТПП (^{0}C) исследованных полуфабрикатов

Статистические характеристики	Al	Mo	V	Fe	Cr	O	C	N	$[Al]_{экв}^{стр}$	$[Mo]_{экв}^{стр}$	ТПП
Слитки сплава ВТ6											
Диапазон значений по факту	6,0-6,8	0,01-0,012	3,8-4,8	0,09-0,28	0,16-0,19	0,06-0,18	0,020 0,030	0,010-0,020	7,0 - 9,2	3,0-3,7	960-1010
Выборочное среднее	6,38	0,011	4,14	0,18	0,017	0,14	0,023	0,012	7,90	3,40	986
Стандартное отклонение	0,2		0,21	0,05	0,001	0,04	0,004	0,007	0,49	0,16	14
Слитки сплава ВТ22											
Диапазон значений по факту	5,10-5,70	4,70-5,50	4,60-5,10	0,60-1,10	0,70-1,00	0,05-0,13	0,020 0,040	0,010 0,011	6,10-6,95	11,43-13,04	860-900
Выборочное среднее	5,37	5,06	4,90	0,90	0,93	0,06	0,031	0,01	6,47	12,35	870
Стандартное отклонение	0,16	0,19	0,13	0,14	0,10	0,02	0,007	-	0,22	0,46	20
Слитки сплава ВТ23											
Диапазон значений по факту	4,45-6,10	1,70-2,30	3,30-4,60	0,42-1,50	0,70-1,10	0,06-0,14	0,02-0,05	0,010 0,030	5,95-7,6	6,6-11,1	900-930
Выборочное среднее	5,37	1,94	4,17	0,67	0,94	0,08	0,032	0,015	6,90	8,20	914
Стандартное отклонение	0,56	0,19	0,42	0,39	0,12	0,05	0,009	0,009	0,56	1,3	15
Слитки сплава VST2K											
Диапазон значений по факту	5,00-6,53	0,01-1,64	3,50-4,74	0,09-0,80	0,04-1,49	0,098 -0,24	0,015 0,053	0,001 0,031	7,14-9,49	3,14-7,6	970-1050
Выборочное среднее	5,8	0,53	4,06	0,47	0,38	0,17	0,033	0,014	8,06	5,24	1003
Стандартное отклонение	0,45	0,61	0,34	0,26	0,46	0,06	0,015	0,009	0,74	1,69	27

Абсолютный разброс ТПП составляет 30-80^{o}C, трехсигмовый интервал 90-162^{o}C. Проведенные статистические исследования показали, что суммарное содержание легирующих элементов, примесей и ТПП исследованных плавок могут изменяться в довольно широких пределах. В работах [13, 14] было установлено, что изменение содержания каждого элемента по отдельности или не влияет, или слабо влияет на свойства. Однако их совместное действие, которое оценивали через $[Al]_{экв}^{стр}$ и $[Mo]_{экв}^{стр}$, оказывает более существенное влияние на свойства, особенно на характеристики прочности.

На втором этапе было исследован фазовый состав, твердость и ОР сплавов ВТ6, ВТ23 и VST2K разных плавок после термической обработки (табл. 5-8). Образцы сплавов ВТ6 и ВТ23 имели преимущественно пластинчатую α+β-структуру, состоящую из пластин α-фазы и β-прослоек. Размер β-зерна изменялся от 250 до 450 мкм, длина и толщина α-пластин 1,3-35,0 мкм и 0,5-2,0 мкм, твердость 30-39 HRC зависимости от режимов отжига, закалки и старения. Структура сплава VST2K представлена частицами (пластинчатыми и глобулярными) первичной α-фазы, между которыми расположены более мелкие пластины вторичной α-фазы и β-прослойка. Твердость изменялась от 31 до 42 HRC.

Полученные результаты показывают, что химический состав оказывает существенное влияние на формирование фазового состава и

количества фаз после закалки, особенно для сплава VST2K (табл. 5). Так, после закалки с температуры 880^0C увеличение количества β-стабилизаторов, выраженного через $[Mo]_{экв}^{стр}$, с 4,27 до 6,8% привело к формированию «мягкого» мартенсита α″ вместо «твердого» α′ и уменьшению объемной доли первичной α-фазы с 46 до 30%. В сплаве ВТ23 количество метастабильной β-фазы после закалки с критической температуры увеличилось с 55 до 64 % при повышении $[Mo]_{экв}^{стр}$ с 7,45 до 8,71 %.

Таблица 5

Фазовый состав и твердость сплавов ВТ6, ВТ23 и VST2K в состоянии поставки и после закалки

Сплав	$[Al]_{экв}^{стр}$, %	$[Mo]_{экв}^{стр}$, %	ТПП, °С	$t_{кр}$,* ^{0}C	$t_з$, ^{0}C	Фазовый состав	n_β, %	$n_{\alpha 1}$, %	HRC
ВТ6	7,70	3,60	1000	875	-	α+β	9	91	30
					800	$\alpha_1+\beta_м$	12	88	31
					875	$\alpha_1+\beta_м$	25	75	30
					930	$\alpha_1+\alpha''+\beta_м$	10	-	31
					1050	α′	0	-	35
ВТ23	7,6	7,45	930	860	-	α+β	24	76	36
					700	$\alpha_1+\beta_м$	50	50	35
					790	$\alpha_1+\beta_м$	45	55	36
					860	$\alpha_1+\beta_м$	55	45	31
					900	$\alpha_1+\alpha''+\beta_м$	8	12	33
	7,5	8,71	910	850	-	α+β	31	69	37
					800	$\alpha_1+\beta_м$	47	53	35
					850	$\alpha_1+\beta_м$	64	36	33
					880	$\alpha_1+\alpha''+\beta_м$	16	-	34
VST2	7,14	4,27	990	870	-	$\alpha_1+\alpha_{II}+\beta$	-	45	32
					880	$\alpha_1+\alpha'+\beta_м$	-	46	-
	7,30	5,44	980	860	-	$\alpha_1+\alpha_{II}+\beta$	-	35	-
					880	$\alpha_1+\alpha''+\beta_м$	-	35	-
	7,21	6,80	970	850	-	$\alpha_1+\alpha_{II}+\beta$	-	20	38
					880	$\alpha_1+\alpha''+\beta_м$	-	30	-

Примечание: * - критическая температура закалки.

Сравнение характеристик ОР сплавов ВТ6 и ВТ23 показало (табл. 6, табл. 7), что в состоянии поставки обрабатываемость резанием ухудшается с увеличением содержания β-стабилизаторов, количества β-фазы и твердости. Существенное улучшение ОР сплавов ВТ6 и ВТ23 обнаружено после закалки с критических температур, когда в структуре формируется максимальное количество метастабильной β-фазы.

Таблица 6

Параметры обрабатываемости резанием сплавов ВТ6 и ВТ23 в состоянии поставки

Сплав	$[Al]_{экв}^{стр}$, %	$[Mo]_{экв}^{стр}$, %	n_β, %	HRC	P_z, Н	$\theta_р$, ^{0}C	T*, мин
ВТ6	7,7	3,60	9	30	309	514	12
ВТ23	7,6	7,45	24	36	291	710	8
	7,5	8,71	31	37	540	850	6,5

Примечание: V=60 м/мин; S=0,2 мм/об; t=1,0 мм.

Таблица 7

Стойкость резцов при точении* сплавов ВТ6 и ВТ23

Сплав	$[Al]_{экв}^{стр}$ %	$[Mo]_{экв}^{стр}$ %	После отжига		После закалки с $t_{кр}$		После старения на высокую твердость	
			HRC	T, мин	HRC	T, мин	HRC	T, мин
ВТ6	7,7	3,6	30	14	30	19	38**	9
ВТ23	7,6	7,45	36	9	31	16	45***	6
	7,5	8,71	36	7	33	15	46****	4

Примечание:*- V=60 м/мин; S=0,21 мм/об; t=1,0 мм; ** - $T_з$=930°С, $T_{ст}$=400°С, τ=1ч; *** - $T_з$=900°С, $T_{ст}$=300°С, τ=4ч; **** - $T_з$=880°С, $T_{ст}$=450°С, τ=10ч.

Для сплава ВТ6 после закалки с критической температуры 875^0С стойкость резцов возрастает в 1,3-1,6 раза, а для сплава ВТ23 после закалки с 850^0С - в 2,2-2,5 раза по сравнению с деформированным и отожженным состояниями. При этом наблюдается сильная корреляционная зависимость стойкости резца от количества метастабильной β-фазы, твердости и параметров структуры сплавов (табл. 8).

Таблица 8

Коэффициенты корреляции стойкости резцов Т с различными факторами

Сплав	$[Mo]_{экв}^{стр}$ %	Факторы				
		$n_β$	HRC	$D_з$	$b_α$	$b_{от}$
после закалки с различных температур						
ВТ6	3,6	0,72	-0,55	-0,66	-0,54	-0,56
ВТ23	7,45	0,69	- 0,49	-0,56	-0,43	-0,41
	8,71	0,86	-0,63	-0,71	-0,52	-0,51
после закалки и старения						
ВТ6	3,6	-0,35	0,50	-0,70	-0,44	-0,46
ВТ23	7,45	-0,30	-0,65	-0,78	-0,56	-0,53
	8,71	-0,28	-0,63	-	-	-

В результате закалки в титановых сплавах может образоваться метастабильная β-фаза, мартенсит α′ и α″. Образование после закалки мартенсита α′ приводит к повышению прочности сплава и ухудшению обрабатываемости резанием [10, 11]. Мартенсит α″ менее прочная фаза по сравнению с α′ и β-фазами, и ее образование повышает стойкость инструмента. Метастабильная β-фаза, сформировавшаяся после закалки, обеднена легирующими элементами, что приводит к снижению степени ее растворного упрочнения по сравнению со стабильной β-фазой. В результате, чем больше метастабильных фаз образуется после закалки, тем ниже прочностные свойства сплава и лучше его обрабатываемость резанием.

После закалки и старения обрабатываемость сплавов ВТ6 и ВТ23 хуже, чем в состоянии поставки, после отжига и закалки, при этом для сплава ВТ6 наблюдается незначительное улучшение обрабатываемости резанием с увеличением твердости с 33 до 37 HRC, в то время как для сплава ВТ23 повышение твердости с 32 до 39 приводит к снижению стойкости резцов в ~2,5раза. Количество стабильной β-фазы, сформировавшейся в процессе старения, слабо влияет на обрабатываемость резанием исследованных сплавов. После закалки и старения для сплавов ВТ6 и ВТ23 основное влияние на обрабатываемость резанием оказывает структурный фактор, особенно размер β-зерна (табл. 8). Так, в сплаве ВТ23 увеличение $D_з$ в два раза (с 200 до 400 мкм) приводит к снижению стойкость в ~1,5 раза (с 21 до 14 мин при V=40 м/мин; S=0,15 мм/об; t=0,5 мм).

Аналогичные результаты были получены при фрезеровании сплава VST2K трех плавок после различной термической обработки, в результате которой количество первичной α-фазы изменялось от 30 до 95%, ее толщина и длина от 2,0 до 9,0 мкм и от 5,0 до 12,0 мкм соответственно, твердость от 31 до 42 HRC [7]. Статистический анализ этих данных показал, что количество β-стабилизаторов и параметры структуры вносят основной вклад в формирование уровня обрабатываемости резанием сплава VST2K, в то время, как влияние твердости незначимо (табл. 9).

Таблица 9

Коэффициенты линейной корреляции усилия резания P и температуры в зоне резания с различными факторами при фрезеровании сплава VST2K

Характеристика ОР	Факторы				
	$[Mo]_{экв}^{стр}$	$n_{\alpha 1}$	l_α	b_α	HRC
P	0,67	0,13	0,50	0,50	-0,30
θ_p	0,68	0,30	0,54	0,58	-0,44

Существует несколько причин, которые могли бы объяснить улучшение обрабатываемости резанием с уменьшением размера структурных составляющих. В процессе резания при внедрении вершины резца в обрабатываемый материал в этой зоне появляются микротрещины, которые затем сливаются в общую макротрещину критической длины. В соответствии с теорией вязкости разрушения критическую длину трещины, свыше которой начинается разрушение и образование стружки, можно определить по формуле [16]:

$$l_{\max} = \sqrt{\frac{R^2 \cos^2 \alpha \cdot D^2}{b^2 E \cdot c_{эф}}},$$

где R – равнодействующая сил резания; D – размер зерна; b – ширина срезаемого слоя; E – модуль Юнга; $c_{эф}$ – эффективная поверхностная энергия: $c_{эф} \approx 1{,}08 \cdot 10^4 \ln(G/\pi\sigma_т)$, где G – модуль сдвига; $\sigma_т$ – предел текучести исследуемого материала. Рассчитанная критическая длина

трещины при резании сплава ВТ6 составила 0,15 мм при размере зерна D=300 мкм, а при D=200 мкм - l_{max}= 0,069 мм. Полученные данные показывают, что при прочих равных условиях уменьшение размера зерна обрабатываемого материала сопровождается снижением критической длины трещины. Это приводит к тому, что стружкообразование начинается при меньших размерах трещины, а для ее роста требуется меньшая работа разрушения при тех же напряжениях.

Сравнение стойкостных характеристик резцов при точении образцов сплавов ВТ6 и ВТ23 разных плавок показало, что повышение содержания β-стабилизаторов $[Mo]_{экв}^{стр}$ с 3,6 до 8,71 % приводит к снижению стойкости в 1,2 раза (после закалки) и в 2,3 раза (после упрочняющей термической обработки). Необходимо отметить, что содержание α-стабилизаторов в исследованных плавках было приблизительно одинаковым $[Al]_{экв}^{стр}$ = 7,5-7,7%. Вместе с тем, их суммарный разброс может быть не менее существенным, что приводит к еще большей нестабильности марочного состава [13].

Заключение

Проведенные исследования показали, что изменение суммарного содержания легирующих элементов и примесей в пределах марочного состава сплавов может приводить к существенным колебаниям ТПП, механических свойств сплавов и, соответственно, обрабатываемости резанием, что необходимо учитывать при назначении не только режимов обработки давлением и термической обработки, но и режимов резания.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

[1] Авиационные материалы: Справочник в 12-ти томах – 7-е изд., перераб. и доп. / под общ. ред. Е.Н. Каблова. – М.: ВИАМ, 2010. т. 6. Титановые сплавы. – 96 с.

[2] Ильин А.А., Колачев Б.А., Полькин И.С. Титановые сплавы. Состав, структура, свойства. М.: ВИЛС – МАТИ, 2009. – 520 с.

[3] Колачев Б.А., Бецофен СЯ., Бунин Л.А., Володин В.А. Физико-механические свойства легких конструкционных сплавов. М.: Металлургия, 1995.- 288 с.

[4] Egorova Y.B., Mamonova F.S., Davidenko L.V. The substantiation of quenching and aging conditions of VT23 alloy ensuring enhanced machining //Titanium'99. Science and Technology. Proceedings of 9th World Conf. On Titanium, Saint-Petersburg, 7-11 June. - 1999. - V.3. - P.1675-1678.

[5] Сафиуллин Р.В., Галлеев Р.М., Мухаметрахимов М.Х., Хазгалиев Р.Г., Малышева С.П., Мулюков Р.Р., Козлов А.Н., Берестов А.В., Ледер М.О. Новый листовой титановый сплав VST2K для

низкотемпературного процесса сверхпластической формовки и диффузионной сварки // Титан.- 2016.- № 3.- С. 47-54.
[6] Пастухов Д.С. Взаимосвязь структуры и механических свойств сплава VST2K // XV Международная конференция «Ti-2017 в СНГ», г. Екатеринбург, 26.03 - 29.03.2017. http://www.titan-association.com/home
[7] Митропольская Н.Г. Влияния химического состава и структуры на обрабатываемость резанием титановых сплавов ВСТ2К и ВТ6. Диссертация на соискание уч.ст. к.т.н. М.: МАИ, 2017. - 181 с.
[8] Effect of the Structure on the Cutability of Titanium Alloys / Egorova Yu.B., Il´in A.A., Kolachev B.A., Nosov V.K., Mamonov A.M. // Metal Science and Heat Treatment. - 2003. - V.45. - №3-4. - P.134-139.
[9] Methods of increasing efficiency of machinability of titanium and titanium alloys/ Egorova Yu.B. [and other]//Inorganic Materials: Applied Research. - 2013. - Vol. 4 - N. 1. - P. 46-51.
[10] Y. B. Egorova, L. V. Davydenko, E. N. Egorov, S. B. Belova. Influence of Heat Treatment on the Machinability of α+β- and near β-Titanium Alloys // International Review of Mechanical Engineering (IREME).- 2017.- V.11.- N. 5.- P.320-325.
[11] Егорова Ю.Б., Давыденко Л.В., Егоров Е.Н., Белова С.Б. Влияние термической обработки на обрабатываемость резанием α+β- и псевдо β-титановых сплавов // Современное машиностроение: наука и образование: материалы 5-й Международной научно - практической конференции, СПб.: Изд-во Политехн. ун-та.- 2016. – с.1052-1061.
[12] Егорова Ю.Б., Давыденко Л.В., Егоров Е.Н., Белова С.Б., Чибисова Е.В. Разработка рекомендаций по обработке резанием титанового сплава Ti-6Al-4V путем оптимизации режимов термической обработки // Современное машиностроение: наука и образование: материалы 6-й Международной научно-практической конференции, СПб.: Изд-во Политехн. ун-та.- 2017. -№6.- С. 560-571.
[13] Егорова Ю.Б., Давыденко Л.В, Мамонов И.М., Чибисова Е.В., Белова С.Б. Повышение стабильности механических свойств деформированных полуфабрикатов из титанового сплава Ti-6Al-4V // Титан.- 2017.- №2.- С. 30-36.
[14] Егорова Ю.Б., Давыденко Л.В., Белова С.Б., Чибисова Е.В. Прогнозирование механических свойств поковок из титановых сплавов ВТ6 и ВТ3-2 в зависимости от химического состава и структуры // Изв. Вузов. Цв.металлургия.- 2018.- № 1.- С. 12-21.
[15] Кулаичев А.П. Методы и средства комплексного анализа данных. М: ФОРУМ: ИНФРА-М, 2006. - 512 с.
[16] Резание труднообрабатываемых материалов. Под ред. П.Г.Петрухи. М.: Машиностроение, 1972. - 175 с.

Yu.B.Egorova[1], L.V.Davidenko[2], E.N.Egorov[3] , E.V.Chibisova [4], I.Yu.Starchikova[5]

STUDY OF STABILITY OF CHEMICAL COMPOSITION AND CHARACTERISTICS OF PROCESSING BY CUTTING OF TITANIUM ALLOYS OF SYSTEMS Ti-Al-V and Ti-Al-Mo-V-Cr-Fe

[1,3,4,5]MAI Stupinsky branch, Russia;
[2]Moscow Polytechnic University, Russia.

Abstract

The literature data and the results of our own studies on the effect of brand spread on the structure, phase composition, hardness, and machinability characteristics of the cutting of titanium alloys of Ti-Al-V and Ti-Al-Mo-V-Cr-Fe systems after different heat treatment are generalized. It is shown that the vibrations of the brand composition and heat treatment regimes can provide different levels of mechanical properties of alloys and workability by cutting.

Key words: titanium alloys, Ti-Al-V, Ti-Al-Mo-V-Cr-Fe, chemical composition, heat treatment, structure, mechanical properties, machinability.

REFERENCES

[1] Aviation materials: Handbook in 12 volumes - 7 th ed., revised and enlarged/ under the general editorship of E.N. Kablova– M.: VИАМ, 2010. т. 6. Titanium alloys. – 96 p. (rus.)
[2] Il'in A.A., Kolachev B.A., Polkin I.S. Titanium alloys. Composition, structure, properties. M .: VILS-MATI, 2009. - 520 p. (rus.)
[3] Kolachev B.A., Betsofen S.Y., Bunin L.A., Volodin V.A. Physical and mechanical properties of light structural alloys. M .: Metallurgy, 1995.- 288 p. (rus.)
[4] Egorova Y.B., Mamonova F.S., Davidenko L.V. The substantiation of quenching and aging conditions of VT23 alloy ensuring enhanced machining //Titanium'99. Science and Technology. Proceedings of 9th World Conf. On Titanium, Saint-Petersburg, 7-11 June. - 1999. - V.3. - P.1675-1678.
[5] Safiullin R.V., Galleev R.M., Mukhametrakhimov M.Kh., Khazgaliev R.G., Malysheva S.P., Mulyukov R.R., Kozlov A.N., Berestov A.V. , Leder M.O. New VST2K sheet titanium alloy for low-temperature superplastic forming and diffusion welding//Titan.- 2016.- N. 3.- C. 47-54. (rus.)
[6] Pastukhov D.S. Interrelation of structure and mechanical properties of alloy VST2K// XV International Conference «Ti-2017 in SIG», Yekaterinburg city, 26.03 - 29.03.2017. http://www.titan-association.com/home/(rus.)

[7] Mitropolskaya N.G. Effects of the chemical composition and structure on machinability by cutting titanium alloys VST2K and VT6. Thesis for a scientific degree of candidate of technical sciences. M.: MAI, 2017. - 181 p. (rus.)
[8] Effect of the Structure on the Cutability of Titanium Alloys / Egorova Yu.B., Il´in A.A., Kolachev B.A., Nosov V.K., Mamonov A.M. // Metal Science and Heat Treatment. - 2003. - V.45. – N. 3-4. - P.134-139.
[9] Methods of increasing efficiency of machinability of titanium and titanium alloys/ Egorova Yu.B. [and other]//Inorganic Materials: Applied Research. - 2013. - Vol. 4 - N. 1. - P. 46-51.
[10] Y. B. Egorova, L. V. Davydenko, E. N. Egorov, S. B. Belova. Influence of Heat Treatment on the Machinability of α+β- and near β-Titanium Alloys // International Review of Mechanical Engineering (IREME).- 2017.- v.11.- N. 5.- P.320-325.
[11] Egorova Yu.B., Davydenko L.V., Egorov E.N., Belova S.B. Influence of heat treatment on workability by cutting of α+ β and pseudo-β-titanium alloys// Modern machine building: science and education: materials of the 5th International scientific - practical conference. St. Petersburg.: Publishing house Polytechnic. un-t.- 2016. – P.1052-1061. (rus.)
[12] Egorova Yu.B., Davydenko L.V., Egorov E.N., Belova S.B., Chibisova E.V. Development of recommendations for cutting Ti-6Al-4V titanium alloy by optimizing heat treatment conditions// Modern machine building: science and education: materials of the 6th International scientific - practical conference. St. Petersburg.: Publishing house Polytechnic. un-t.- 2017. –N.6.- P.560-571. (rus.)
[13] Egorova Yu.B., Davydenko L.V., Mamonov I.M., Chibisova E.V., Belova S.B. Increase of stability of mechanical properties of deformed semi-finished products from titanium alloy Ti-6Al-4V// Titan.- 2017.- N. 2.- C. 30-36. (rus.)
[14] Egorova Yu.B., Davydenko L.V., Belova S.B., Chibisova E.V. Prediction of mechanical properties of forgings from titanium alloys VT6 and VT3-2 depending on the chemical composition and structure// News High schools. Non-ferrous metallurgy.- 2018.- N. 1.- P. 12-21. (rus.)
[15] Kulaychev A.P. Methods and means of complex data analysis. M: FORUM: INFRA-M, 2006. - 512 p. (rus.)
[16] Cutting hard-to-work materials. Ed. P.G. Petruhi. M .: Mechanical Engineering, 1972. - 175 p.

ISSN 2223-0807
Современное машиностроение: Наука и образование :
материалы 7-й международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н.Евграфова и А.А. Поповича.- СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2018.

DOI 10.1872/MMF-2018-42
УДК 004.9:004.421:658.512

А.П. Загоскин[1], К.П. Помпеев[2], Д.Д. Куликов[3]

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПЛАНОВ ОБРАБОТКИ ПОВЕРХНОСТЕЙ ПРИ АВТОМАТИЗИРОВАННОМ СИНТЕЗЕ ПРИНЦИПИАЛЬНОЙ СХЕМЫ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ПРОЦЕССА

[1]Александр Павлович Загоскин,
Университет ИТМО
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: +79118308357, E-mail: zaleksandrne@gmail.com

[2]Кирилл Павлович Помпеев,
Университет ИТМО
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: +79110108265, E-mail: kir-pom@mail.ru

[3]Дмитрий Дмитриевич Куликов,
Университет ИТМО
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: +79219224986, E-mail: ddkulikov@mail.ru

Аннотация

В работе рассмотрен один из подходов к автоматизации синтезирования принципиальной схемы технологического процесса, разработан и реализован алгоритм автоматизированного выбора плана обработки элемента вращения в табличном процессоре «TisTab».

Ключевые слова: принципиальная схема технологического процесса, план обработки, табличный процессор «TisTab».

В современных условиях наблюдается постоянное повышение требований к качеству проектных решений при автоматизации технологической подготовки производства изделий. Поэтому решение задачи формализации и алгоритмизации процесса проектирования ТП механической обработки становится особенно актуальным, что

способствует дальнейшему развитию теории и методологии проектирования, базы технических знаний и их совершенствованию [1,2,3].

Одной из основных задач современных САПР ТП является проектирование надежных технологий, гарантирующих уже на стадии их проектирования обеспечение точностных параметров изготавливаемых изделий. Для этого с целью учета индивидуальных особенностей деталей методом автоматизированного проектирования таких технологий должен быть синтез их структуры с последующим размерно-точностным анализом [4,6,7].

Проектирование маршрутных технологических процессов изготовления деталей типа тел вращения с использованием САПР ТП целесообразно рассматривать как многоуровневый, итерационный процесс, на первом уровне синтезируется принципиальная схема ТП изготовления детали на основе определения планов обработки ее элементов [4,5,6]. Принципиальная схема ТП определяет необходимые этапы обработки заготовки и их последовательность. В один этап объединяются элементы по общности метода обработки (получения) с близкими характеристиками точности и шероховатости. Остальные уровни проектирования здесь не рассматриваются.

Структуру детали типа тело вращения согласно [2,5] можно представить объединением элементов вращения и ограничивающих их плоскостных (реальных и мнимых) элементов. В конструкции детали данного типа различают элементы вращения первого, второго и третьего уровней. На рисунке 1 представлен эскиз осесимметричной детали «Корпус» с разбиением ее конструкции на элементы. Элементы вращения первого уровня обозначены номерами в кружках, элементы второго и третьего уровней – номерами в овалах, а плоскостные элементы – номерами в прямоугольниках со скругленными углами.

К элементам вращения первого уровня относятся цилиндрические и конические (значительной протяженности) наружные и внутренние поверхности, открытые с одной или двух сторон, находящиеся на основной оси вращения детали и обрабатываемые на станках токарной (иногда сверлильной и расточной), шлифовальной и протяжной групп. Пример элемента вращения первого уровня представлен на рисунке 2.

Поверхности, которые топологически пересекаются или объединяются с элементами первого уровня, имеют с ними общую ось вращения и обрабатываются на том же оборудовании, или на специальных станках (фаски, канавки, резьбы, накатки, центровые отверстия, зубчатые венцы, шлицы и шлицевые пазы, скругления между поверхностями вращения первого уровня и ограничивающими их плоскостями), относятся

к элементам вращения второго уровня. Пример элемента вращения второго уровня (прямоугольная канавка) представлен на рисунке 3.

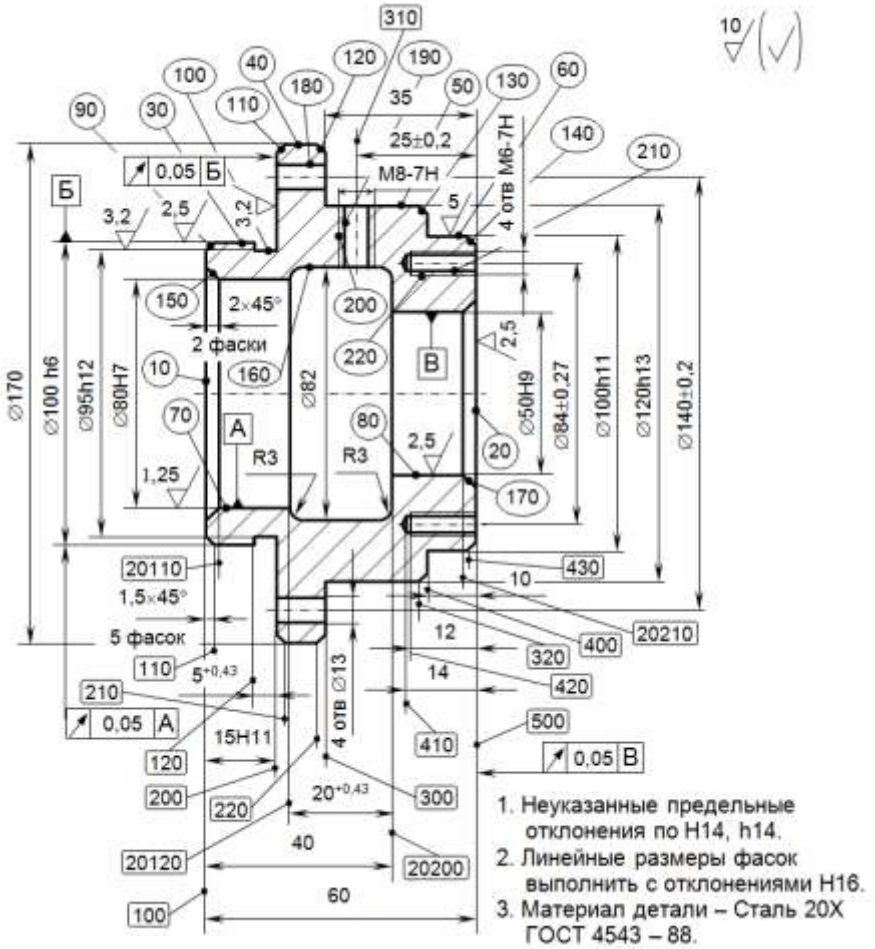


Рисунок 1 – Эскиз осесимметричной детали «Корпус» с разбиением ее на элементы

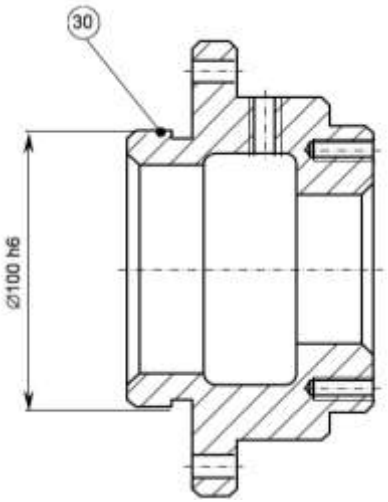


Рисунок 2 – Пример элемента вращения 1-го уровня (цилиндрическая наружная поверхность, открытая с одной стороны)

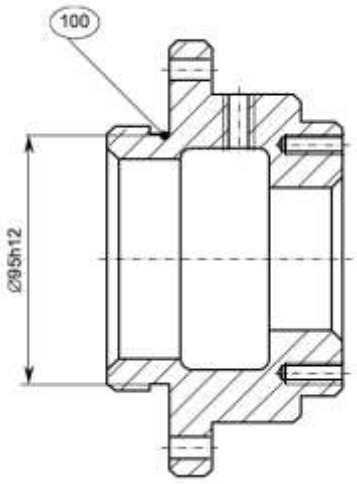


Рисунок 3 – Пример элемента вращения 2-го уровня (прямоугольная канавка, находящаяся на цилиндрической наружной поверхности)

Остальные поверхности, топологически пересекающиеся с элементами первого уровня, расположенные параллельно,

перпендикулярно или под углом к основной оси вращения детали (отверстия, фаски, резьбы, канавки и скругления в них, пазы, уступы, лыски, прорези, окна, выборки и т.п.) и обрабатываемые на станках сверлильной и фрезерной групп, являются элементами третьего уровня. Пример элемента вращения третьего уровня (группа сквозных отверстий) представлен на рисунке 4.

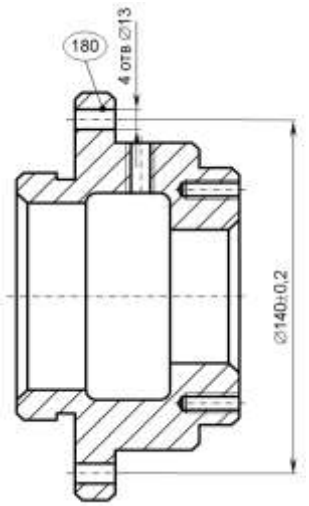


Рисунок 4 – Пример элемента вращения 3-го уровня

С учетом принятого метода проектирования и решаемых в системе задач разработка единичной маршрутной технологии должна основываться на использовании локальных типовых решений в виде планов обработки поверхностей, отражающих последовательное достижение заданной точности поверхностей и требуемого качества поверхностного слоя.

Подход, основанный на определении планов обработки поверхностей для последующего синтеза маршрута обработки детали, был в свое время предложен В.Д. Цветковым [12]. Однако он не нашел своего применения из-за сложности извлечения информации о поверхностях из модели детали.

Для каждого конструктивного элемента сначала определяется его типовой план обработки с учетом рекомендаций, представленных в [8], и следующих условий:

- не рассматривается наличие или отсутствие элемента в исходной заготовке;

- по умолчанию исходим из того, что современные станки с ЧПУ позволяют совмещать черновую и получистовую обработку.

При этом системой должна обеспечиваться возможность корректировки типовых планов обработки элементов при ее настройке под конкретные условия производства или при ее работе с учетом конкретных решений технолога, принятых им при вводе исходной технологической информации (например, проводить окончательную обработку определенным методом, который может отличаться от типового и т.п.).

Таким образом, типовой план обработки элемента корректируется с учетом:

- наличия элемента в исходной заготовке;
- возможного разделения чистовой и получистовой обработки;
- типа станка, выбранного технологом для окончательной обработки элемента.

В итоге сформированный план обработки элемента представляется в виде одно-, двух-, трех- или четырехзначного кода, каждое число которого будет характеризовать конкретный этап ТП. При этом число старшего разряда кода связано с обеспечением окончательного состояния элемента на одном из заключительных этапов, а числа младших разрядов характеризуют предварительные состояния элемента, получаемые им на предшествующих этапах или в исходной заготовке. Тем самым на основе полученных планов обработки элементов детали формируется принципиальная схема ТП ее изготовления, состоящая из определенных этапов ТП, выполняемых до или после термообработки заготовки.

В качестве примера в таблице 1 показан фрагмент результата проектирования принципиальной схемы ТП изготовления детали «Корпус», полученный на основе планов обработки ее элементов, сформированных системой, с учетом следующих решений принятых технологом:

1) этапы черновой и получистовой обработки не совмещаются;
2) в качестве исходной заготовки используется штамповка ГКМ по которой предварительно выполняются элементы вращения 1-го уровня наружной и внутренней конфигурации.

Таблица 1 – Пример принципиальной схемы ТП

Наименование этапа					
Штамповка ГКМ (наличие в заготовке – код 1)	Черновой токарный (код 1)	Полу-чистовой токарный (код 1)	Чистовой токарный (код 1)	Сверлильный (код 2)	Шлифо-вальный (код 3)
(33) $^{+1,0}_{-0,6}$; R_a100	(32) h12; R_a20		(31) h9; R_a10		(30) h6; R_a2,5
(41) $^{+1,3}_{-0,7}$; R_a100	(40) h14; R_a10				
...					
(62) $^{+1,0}_{-0,6}$; R_a100	(61) h14; R_a20	(60) h11; R_a5			
(73) $^{+0,6}_{-1,0}$; R_a100	(72) H13; R_a20		(71) H10; R_a10		(70) H7; R_a1,25
(83) $^{+0,5}_{-1,0}$; R_a100	(82) H14; R_a20	(81) H12; R_a10	(80) H9; R_a2,5		
	(120) h14; R_a10	(130) h14; R_a10	(90) h14; R_a10 (100) h12; R_a10	(180) H14; R_a10; 4 отв. (190) H13,5; R_a10	

Из таблицы видно, что, например, для элемента 30 план его обработки записывается кодом 3111 (запись кода идет справа налево), который обозначает следующее: параметры и размеры элемента 30 с точностью по h6 и шероховатостью Ra2,5 обеспечиваются шлифованием (код 3), которому предшествует этап чистовой токарный (код 1), которому предшествуют этапы черновой токарный (код 1) и штамповка ГКМ (тоже код 1) соответственно. При этом номер каждого предшествующего состояния элемента на единицу больше последующего. Для рассматриваемого примера число 30 обозначает элемент №3 в окончательном состоянии, полученном на шлифовальном этапе; 31 – этот же элемент в предварительном состоянии, получаемом на чистовом токарном этапе; 32 – он же в предварительном состоянии, получаемом на черновом токарном этапе; 33 – он же в исходном предварительном состоянии, формируемом на этапе штамповки. Аналогичным образом представляются планы обработки других элементов. Итак, каждый этап имеет код, выделяемый из кода плана обработки каждого элемента.

Определение того, на каком этапе элемент получает то или иное состояние, проводится не только с использованием информации о методе его обработки, но и с учетом достигаемых при этом его точности и шероховатости. Окончательная последовательность этапов ТП формируется (синтезируется) технологом в интерактивном режиме работы с системой.

С учетом сказанного для определения планов обработки поверхностей осесимметричных деталей был разработан алгоритм. Фрагмент алгоритма изображен на рисунке 5. При работе алгоритма используются следующие параметры: конфигурация элемента вращения (внутренняя или наружная), вид металла, диаметр элемента вращения, твердость, квалитет, шероховатость, параметры термообработки.

Для программной реализации алгоритма с учетом рекомендаций, представленных в [9,10,11], была построена таблица соответствий (см. таблицу 2), используемая для принятия решения о плане обработки элемента. Для построения таблицы по каждому из параметров, от которого зависит выбор плана обработки, были определены входные условия. Так, например, параметр конфигурация элемента вращения имеет два условия: внутренний и наружный. Из таблицы видно, что соблюдение ряда входных условий определяет тот или иной план обработки поверхности. Пронумеровав набор соблюдаемых входных условий, получим соответствующие правила выбора решений. Всего таблица имеет 117 решений.

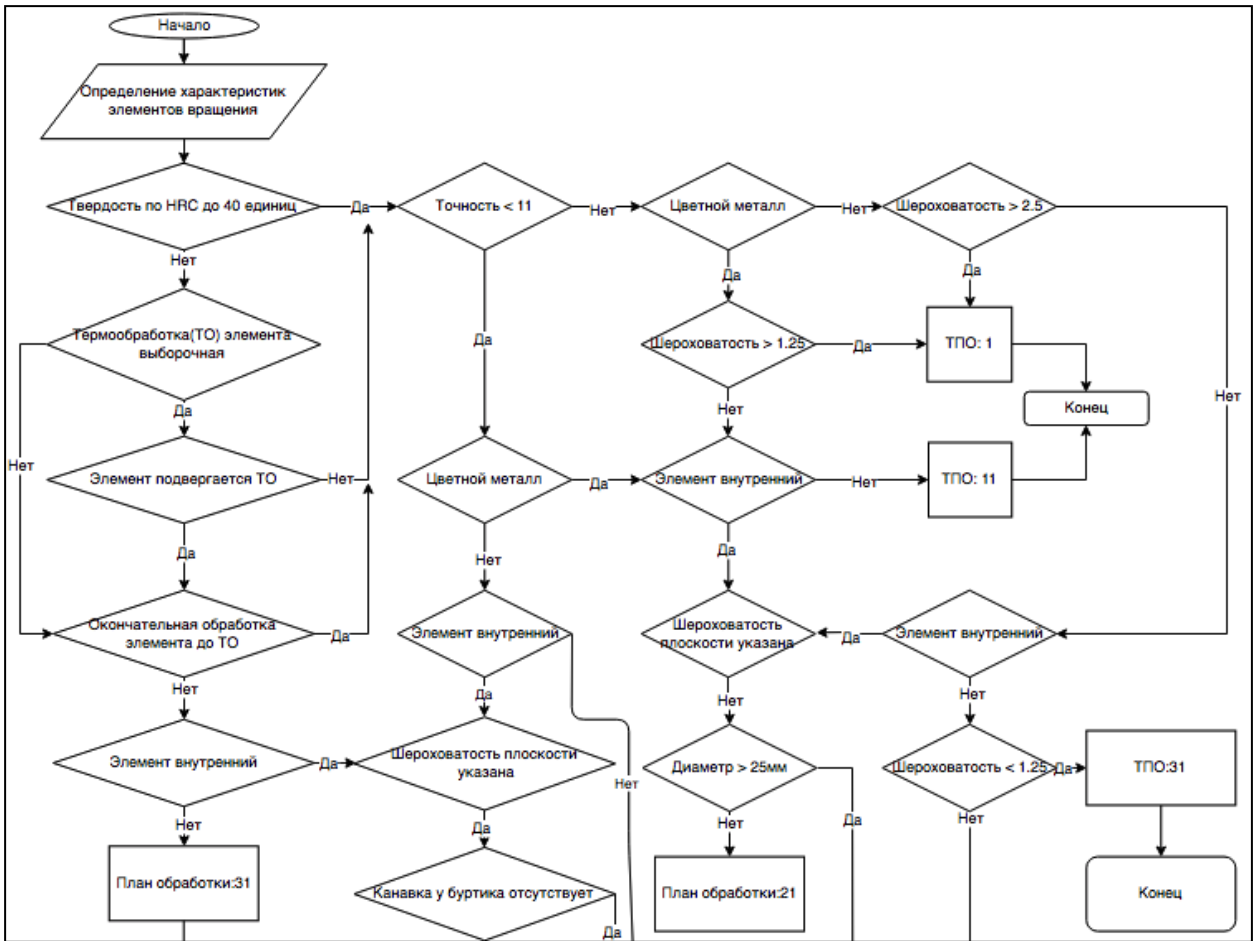


Рисунок 5 – Фрагмент алгоритма определения плана обработки поверхности детали

Для автоматизации поиска и выбора решений был использован табличный процессор «TisTab» [10,11]. Записав входные условия и правила выбора из таблицы в табличный процессор, получаем интерфейс для автоматизированного выбора решений. На рисунке 6 приведен пример работы программы.

Таким образом, результатом работы стала реализация алгоритма определения планов обработки с помощью табличного процессора. Разработанный алгоритм и его реализация в табличном процессоре «TisTab» позволяют осуществить автоматизированный выбор плана обработки поверхности детали. Это оказывает влияние на время проектирования технологического процесса.

Применение табличного процессора позволяет сократить время определения плана обработки поверхностей. План обработки автоматически загружается в файл результатов. Просмотр технологом этого файла позволяет принять дальнейшие решения по определению структуры технологического процесса.

Таблица 2 – Фрагмент таблицы принятия решений

№	Конфигурация элемента вращения		Диаметр, мм			Шероховатость, Ra			Твердость по HRC		Точность (квалитет)			Вид ХТО у заготовки			Наличие ХТО у элемента		Шероховатость плоскости		Канавка у буртика		Материал		Место окончательной обработки		План обработки
	Внутренний	Наружный	0<x<15	15<x<25	>25	0<x<1,25	1,25<x<2,5	>2,5	До 40 единиц	От 40 единиц	<8	7<x<11	>11	Выборочная	Полная		Нет	Есть	Не указана	Указана	Имеется	Отсутствует	Цв.металл	Черн.металл	До термообр-и	После термообр-и	
1	+								+		+									+			+				11
2	+								+			+								+			+				11
3	+				+				+		+								+				+				11
4	+				+				+			+							+				+				11
5	+		+						+		+								+				+				21
6	+			+					+		+								+				+				21
7	+		+						+			+							+				+				21
8	+			+					+			+							+				+				21
9		+							+		+									+			+				11
10		+							+			+											+				11
11	+								+		+									+		+		+			11
12	+								+			+								+		+		+			11
13	+					+			+		+									+	+			+			31
14	+					+			+		+									+	+			+			31
15	+			+		+			+			+								+	+			+			31
16	+				+	+			+			+								+	+			+			31
17	+			+			+		+			+								+	+			+			11
18	+				+		+		+			+								+	+			+			11
19	+			+				+	+			+								+	+			+			11
20	+				+			+	+			+								+	+			+			11
21	+			+			+		+		+									+	+			+			31
22	+				+		+		+		+									+	+			+			31
23	+			+				+	+		+									+	+			+			31
24	+				+			+	+		+									+	+			+			31
25	+		+						+		+									+	+			+			11
26	+		+						+			+								+				+			11
27	+		+						+		+								+					+			21

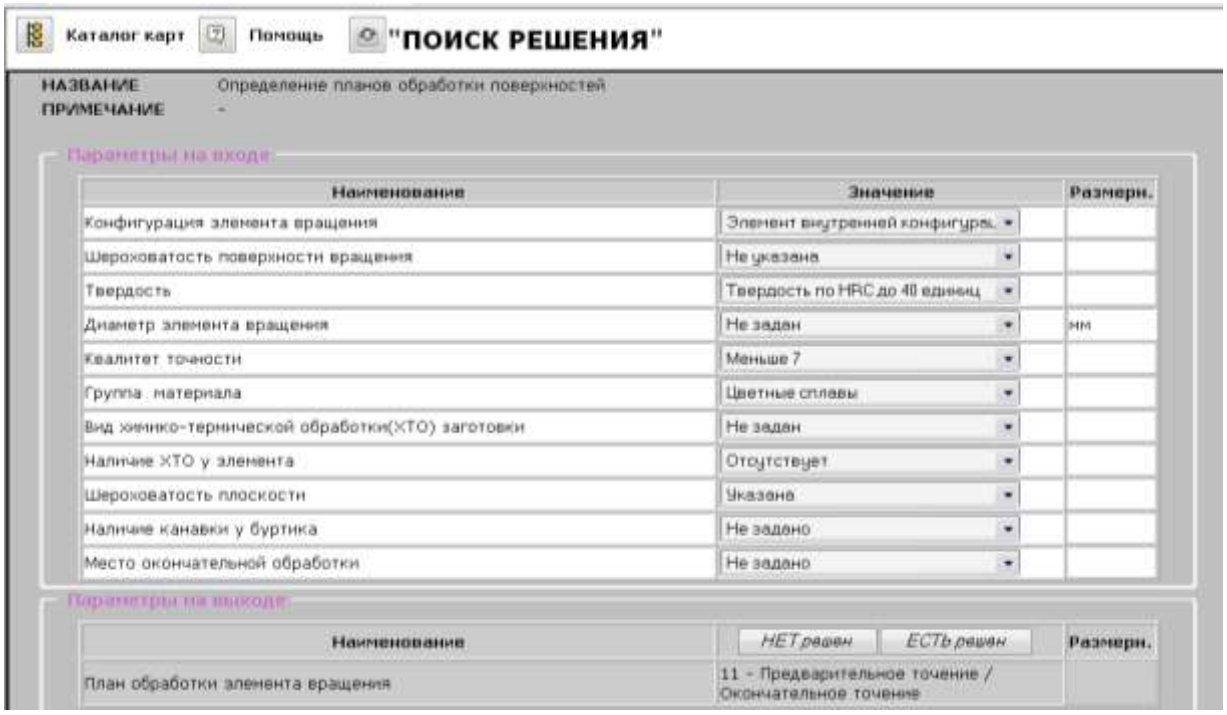


Рисунок 6 – Пример поиска решения в «TisTab»

Предложенный подход позволяет формировать базу знаний для планов обработки поверхностей, отражающую конкретные условия предприятия и которую технологи могут легко дополнять и корректировать применительно к изменившимся условиям. Табличный процессор разработан как веб-сервис и доступ к нему возможен с любого подразделения предприятия.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

[1] Клевцов, В.А. О роли методологии в развитии технических знаний и обучении // В.А. Клевцов, В.В. Максаров. Материалы 3-ей Международной научно-практической конференции «Современное машиностроение. Наука и образование». – СПб.: Изд-во Политехнического Университета, 2013. – С. 109-117. – 1205 с.

[2] САПР изделий и технологических процессов в машиностроении / Р.А. Аллик, [и др.]; под общ. ред. Р.А. Аллика. – Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1986. – 319 с.

[3] Клевцов, В.А., Одинцова, Л.В., Помпеев, К.П. Системный анализ при проектировании технологических объектов и процессов // Труды XI Международной научно-практической конференции молодых ученых, студентов и аспирантов «Анализ и прогнозирование систем управления». – Ч.I. – СПб: СЗТУ, 2010. – С. 193-197.

[4] Размерный синтез и анализ в САПР ТП тел вращения / К.П. Помпеев // Конструкторско-технологическая информатика – 2000: Труды конгресса. В 2-х т. Т.2. IV международный конгресс. – М.: Изд-во «Станкин», 2000. – С. 108-111. – 308 с.
[5] Аверченков, В.И. Проектирование единичных маршрутных технологических процессов изготовления деталей типа тел вращения в среде CAD- и PDM-систем / В.И. Аверченков, К.П. Помпеев // Вестник Брянского государственного технического университета – Брянск: Изд-во Брянский гос. тех. ун-т, 2005. – №3. – С. 45-55.
[6] Помпеев, К.П. Размерно-точностной анализ при автоматизированном проектировании надежных технологий // Материалы 3-ей Международной научно-практической конференции «Современное машиностроение. Наука и образование». – СПб.: Изд-во Политехнического Университета, 2013. – С. 600-609. – 1205 с.
[7] Клевцов, В.А. Автоматизация процесса проектирования технологий на основе структурного синтеза размерных связей / В.А. Клевцов, К.П. Помпеев // Известия высших учебных заведений приборостроения. – СПб.: НИУ ИТМО, 2014. – Т.57. – №8. – С. 37-40.
[8] Справочник технолога – машиностроителя. В 2-х т. Т.1 / Под ред. А.М. Дальского, А.Г. Косиловой, Р.К. Мещерякова, А.Г. Суслова. – 5-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение-1, 2001. – 912 с.
[9] Носов, С.О. Организация семантического единства параметров таблиц соответствий в САПР технологических процессов / С.О. Носов // Международный научно-исследовательский журнал. – Екатеринбург, 2016. – № 8 (50). – Ч. 3. – С. 73-76.
[10] Носов, С.О. Метод адаптации базы знаний на основе справочных нормативов в САПР технологических процессов / С.О. Носов // Современная наука: актуальные проблемы теории и практики. Серия «Естественные и технические науки». – М.: Научные технологии, 2016. – №4. – С. 35-37.
[11] Носов, С.О. Интеграция CAD-системы с системами автоматизированного проектирования / Д.Д. Куликов, А.С. Сагидуллин, С.О. Носов // Известия высших учебных заведений. Приборостроение. – СПб.: НИУ ИТМО, 2014. – Т. 57. – №8. – С. 18-20.
[12] Цветков, В.Д. Системно-структурное моделирование и автоматизация проектирования технологических процессов. – Минск: Наука и техника, 1979 – 240 с.

A.P.Zagoskin[1], K.P.Pompeev[2], D.D.Kulikov[3]

DETERMINATION OF SURFACE PROCESSING PLANS WITH AUTOMATED SYNTHESIS OF THE PRINCIPAL SCHEME OF THE TECHNOLOGICAL PROCESS

[1,2,3] ITMO University, Saint Petersburg, Russia.

Abstract

The article is devoted one of the approaches to automating the synthesis of the principal scheme of the technological process, algorithm for the automated selection of the rotation element processing plan in the table processor "TisTab" is developed and implemented.

Key words: principal scheme of the technological process, processing plan, table processor «TisTab».

REFERENCES

[1] Klevtsov, V.A. On the Role of Methodology in the Development of Technical Knowledge and Training, V.A. Klevtsov, V.V. Maxarov. Materials of the 3rd International Scientific and Practical Conference "Modern Machine Building. Science and education". SPb.: Publishing house of Polytechnic University, 2013. Pp. 109-117. 1205 p. (rus.)

[2] CAD of products and technological processes in mechanical engineering / R.A. Allik, [and others]; under the Society. Ed. R.A. Allik. L.: Machine building, Leningr. Otd-tion, 1986. 319 p. (rus.)

[3] Klevtsov, VA, Odintsova, LV, Pompeev, K.P. System analysis in the design of process facilities and processes. Proceedings of the XI International Scientific and Practical Conference of Young Scientists, Students and PhD Students "Analysis and prediction of control systems". C.I. SPb: SZTU, 2010. Pp. 193-197. (rus.)

[4] Dimensional synthesis and analysis in the CAD of TP bodies of rotation / K.P. Pompeev // Design and Technology Informatics – 2000: Proceedings of the Congress. In two vol. Vol.2. IV International Congress. M.: Publishing house "Stankin", 2000. Pp. 108-111. 308 p. (rus.)

[5] Averchenkov, V.I. Design of single routing technological processes for manufacturing parts such as bodies of revolution in the environment of CAD- and PDM-systems / V.I. Averchenkov, K.P. Pompeev // Bulletin of the Bryansk State Technical University. Bryansk: Izd-vo Bryansky gos. those. University, 2005. №3. Pp. 45-55. (rus.)

[6] Pompeev, K.P. Dimensional-precision analysis in the automated design of reliable technologies // Proceedings of the 3rd International Scientific and Practical Conference "Modern Machine Building. Science and education". SPb.: Publishing house of Polytechnic University, 2013. Pp. 600-609. 1205 p. (rus.)
[7] Klevtsov, V.A. Automation of the process of designing technologies on the basis of structural synthesis of dimensional relationships / V.A. Klevtsov, K.P. Pompeev // Proceedings of higher educational institutions of instrument making. SPb.: NIU ITMO, 2014. Vol.57. №8. Pp. 37-40. (rus.)
[8] Handbook of the technologist-machine builder. In 2 vol. T.1 / Ed. A.M. Dalsky, A.G. Kosilova, R.K. Meshcheryakova, A.G. Suslova. 5 th ed., Pererab. and additional. Moscow: Mashinostroenie-1, 2001. 912 p. (rus.)
[9] Nosov, S.O. Organization of Semantic Unity of Parameters of Correspondence Tables in CAD of Technological Processes / S.O. Nosov // International Scientific and Research Journal. Ekaterinburg, 2016. № 8 (50). Part 3. Pp. 73-76. (rus.)
[10] Nosov, S.O. The method of adapting the knowledge base on the basis of reference standards in the CAD of technological processes / S.O. Nosov // Modern Science: Actual Problems of Theory and Practice. Series "Natural and technical sciences." M.: Scientific technologies, 2016. №4. Pp. 35-37. (rus.)
[11] Nosov, SO Integration of the CAD system with CAD systems / D.D. Kulikov, A.S. Sagidullin, S.O. Nosov // Izvestiya Vysshikh Uchebnykh Zavedenii. Instrument making. SPb.: NIU ITMO, 2014. Vol. 57. № 8. Pp. 18-20. (rus.)
[12] Tsvetkov, V.D. System-structural modeling and automation of design of technological processes. Minsk: Science and Technology, 1979. 240 p. (rus.)

ISSN 2223-0807
Современное машиностроение: Наука и образование :
материалы 7-й международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н.Евграфова и А.А. Поповича.- СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2018.

DOI 10.1872/MMF-2018-43
УДК 621.373.826:621.375.826:621.7.09:621.914

А.Д.Николаев[1], А.П.Пьяе[2], К.П.Помпеев[3], О.С.Васильев[4]

МОДЕРНИЗАЦИЯ ОБРАБАТЫВАЮЩИХ ЦЕНТРОВ ПОСРЕДСТВОМ ИНТЕГРАЦИИ В ИХ СОСТАВ ЛАЗЕРНЫХ СИСТЕМ

[1]Алексей Дмитриевич Николаев,
Университет ИТМО
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: +79992075027, E-mail: senatorfirst1@gmail.com

[2]Пьяе Пьое Ай,
Университет ИТМО
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: +79602658741, E-mail: northernstar.phyo@gmail.com

[3]Кирилл Павлович Помпеев,
Университет ИТМО
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: +79110108265, E-mail: kir-pom@mail.ru

[4]Олег Сергеевич Васильев,
ООО «Лазерный центр»
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: +79500419019, E-mail: tesla_90@mail.ru

Аннотация

В работе рассматривается проблема расширения технологических возможностей металлообрабатывающих станков с числовым программным управлением, в частности вертикальных обрабатывающих центров, за счет интеграции в их состав волоконных лазерных систем. Интеграция лазеров в станки с ЧПУ позволяет дополнить традиционные процессы резания технологиями микрообработки поверхностей материалов, что является возможным благодаря использованию сконцентрированных на малых

площадях потоков энергии в качестве дополнительного рабочего инструмента.

Ключевые слова: металлообработка, станок с ЧПУ, обрабатывающий центр, интеграция, лазерная обработка, волоконный лазер

Введение

При сложившихся в последние десятилетия темпах развития производства, в условиях расширения номенклатуры изготавливаемых изделий и обеспечения их конкурентоспособности у промышленных предприятий появляется необходимость замены устаревшего оборудования на современные высокопроизводительные станки с ЧПУ, что позволяется повысить темпы производства и качество выпускаемой продукции. Однако, простое переоснащение производственных цепочек в механических цехах, в ряде случаев, является недостаточным. Появляется необходимость дополнения производственного процесса инновационным и комплексным оборудованием и соответствующей технологией обработки материалов. Развитие и внедрение различного рода интегральных систем позволяет не только расширить функциональные возможности оборудования и сократить время изготовления продукции, но и улучшить технологические, точностные и функциональные характеристики производимого изделия, например, уменьшить шероховатость обработанных поверхностей, обеспечить их требуемую макро- и микроструктуру и т.п.

Одним из наиболее ярких примеров интегрального оборудования являются волоконные лазерные системы. Применение лазеров позволяет эффективно производить дополнительную микро- и нанообработку поверхности материалов непосредственно в процессе изготовления деталей и осуществить доводку их поверхности до необходимых технологических норм. Таким образом, внедрение интегральных лазерных систем непосредственно в обрабатывающий центр (ОЦ) и, как следствие, в технологический процесс производства является актуальной и перспективной задачей на сегодняшний день.

К вопросу о расширении технологических возможностей ОЦ

Известно, что одним из инструментов обработки поверхности металла является лазерное излучение. В то же время металлорежущие станки с ЧПУ, в частности многооперационные обрабатывающие центры, так же как и лазерные установки, не являются универсальным оборудованием для обработки материалов. Это связано с тем, что обрабатывающие центры ограничены собственными техническими характеристиками, то есть скоростью перемещения фрезерного стола, скоростью вращения шпинделя и т.п., а также геометрическими параметрами инструмента, например,

диаметром используемой для гравирования фрезы (как правило, ≥ 0,3 мм). При этом расширить технологические возможности станков с ЧПУ можно как за счет совершенствования их систем управления [1], так и посредством ввода в состав станков с ЧПУ новых технологических блоков, узлов и целых систем, например, лазерных. В свою очередь, лазерная обработка носит строго локальный характер, что требует больших временных затрат при обработке больших площадей. Однако, размеры перетяжки лазерного излучения, которые составляют в среднем 30-50 мкм, способны дополнить традиционный технологический процесс обработки заготовок резанием на станках с ЧПУ процессом микрообработки поверхностей этих заготовок.

По сути на одном и том же ОЦ, наряду с традиционными способами обработки заготовок резанием, станут доступными такие виды лазерной обработки как маркирование, гравирование и создание трехмерных регулярных макро- и микрорельефов, полирование поверхностей заготовок из металла с низким коэффициентом отражения, макро- и микроструктурирование поверхностного слоя, получение цветных изображений на металле методом локального оксидирования поверхности (декорирование) [2,3,4,5], а также обеспечение хранения информации на поверхности заготовок за счет нанесения штрих- и QR-кодов [2], используемых в информационных технологиях и цифровом производстве.

Таким образом, в случае интеграции лазерной установки в ОЦ его функциональные возможности заметно расширятся, что является целью данной работы. Объединение лазерных систем и станков с ЧПУ будет способствовать получению одноэтапного технологического процесса. При этом потребуется решить ряд конструкторских, технических, технологических и организационно-экономических задач:

- разработать эффективную схему внедрения и крепления лазерной сканирующей системы в рабочее пространство станка с ЧПУ при помощи модернизации системы наведения луча и изменения габаритов лазерной головки (ЛГ);
- осуществить технологический процесс обработки материала на станке с ЧПУ с последующей обработкой поверхности лазерным излучением при помощи единого центра управления;
- определить реальную производственную и экономическую выгоду от объединения обрабатывающих центров и волоконных лазерных систем.

Наряду с твердотельными, полупроводниковыми, газовыми и др. лазерными установками волоконные лазеры имеют большое преимущество, которое в первую очередь заключается в их малогабаритных размерах и способе доставки активного излучения непосредственно в зону обработки. Доставка излучения по волокну

позволяет сократить количество оптических элементов (линз и зеркал) на оптической оси излучения.

На сегодняшний день существует ряд, как зарубежных, так и российских производителей лазерных систем с использованием различных волоконных лазеров, которые отличаются как своими габаритными размерами, так и индивидуальным набором характеристик излучения [6,7,8]. Ниже представлена сводная таблица по трем производителям волоконных лазеров, которые имеют близкую длину волны и могут быть использованы для обработки металлов.

Таблица – Характеристики модулей лазерной маркировки

Параметры лазерной системы	Производитель лазерной системы		
	IPG-Photonics	SPI Lasers	TOPTICA Photonics
Длина волны, нм	1064	1060	1064
Режим работы	Импульсный	Импульсный	Импульсный
Средняя выходная мощность, Вт	10…150	20…200	3…8
Энергия импульса, мДж	1	0,6…5	0,6…5
Длительность импульса, нс	4…200	3…2000	2…100
Частота повторения импульсов, кГц	40…200	1…4000	80000
Диаметр пучка, мкм	30…50	30…50	30…50
Размеры ЛГ (В×Ш×Г), мм	130×130×150	170×140×200	93×97×115

В данную таблицу сведены волоконные лазеры различных производителей, обладающие наиболее оптимальными характеристиками излучения для обработки как металлических, так некоторых неметаллических материалов. Однако в рамках поставленной цели работы основным и наиболее важным параметром из представленных в таблице являются габаритные размеры оптической системы, в частности, размеры выходного коллиматора и системы наведения и фокусировки лазерного излучения. Это связано с тем, что большинство производителей способны регулировать параметры волоконных лазеров, не меняя при этом их габаритные размеры. При интеграции ЛГ в обрабатывающий центр с ЧПУ также будет иметь огромное значение размер системы наведения и фокусировки излучения, включая потенциальную возможность изменения их габаритов.

Наиболее подходящим образцом лазерной системы для внедрения в состав обрабатывающего центра является лазерная головка производства российской компании ООО «Лазерный центр», оснащенная системой сканирующего наведения луча. В качестве источника излучения в данной системе используется серийный волоконный лазер фирмы IPG-Photonics, обладающий высокой стабильностью параметров и широким спектром регулируемых характеристик. Данная система состоит из двух приводов, с установленными на них зеркалами, позволяющими отклонять излучение в

необходимую точку рабочей плоскости [9]. Лазерная головка требует обязательного использования объективов с плоским полем, которые позволяют сфокусировать излучение на плоскости в любой зоне рабочего поля на поверхности металла. На данный момент разработаны и существуют четыре объектива для этого типа ЛГ, имеющие поле обработки 50×50 мм, 100×100 мм, 160×160 мм и 250×250 мм [10].

Для осуществления интеграции волоконной лазерной системы в ОЦ предпочтительным является вертикально-фрезерный станок с ЧПУ, например, ОЦ Extron модели L422 [11,12], так как система управления лазерным лучом рассчитана на вертикальное позиционирование. Схема интеграции ЛГ в ОЦ, разработанная с использованием принципиальной схемы волоконной лазерной установки, представленной в [4], показана ниже на рисунке. При этом для реализации возможности использования ЛГ на станке с ЧПУ, в первую очередь необходимо частично или полностью модернизировать корпус ЛГ и адаптировать его под установку в шпиндель станка. Возможны два способа установки ЛГ:

- установка ЛГ при помощи инструментального конуса;
- установка ЛГ при помощи цангового патрона.

Не зависимо от выбранного варианта установки, корпус ЛГ практически не изменится.

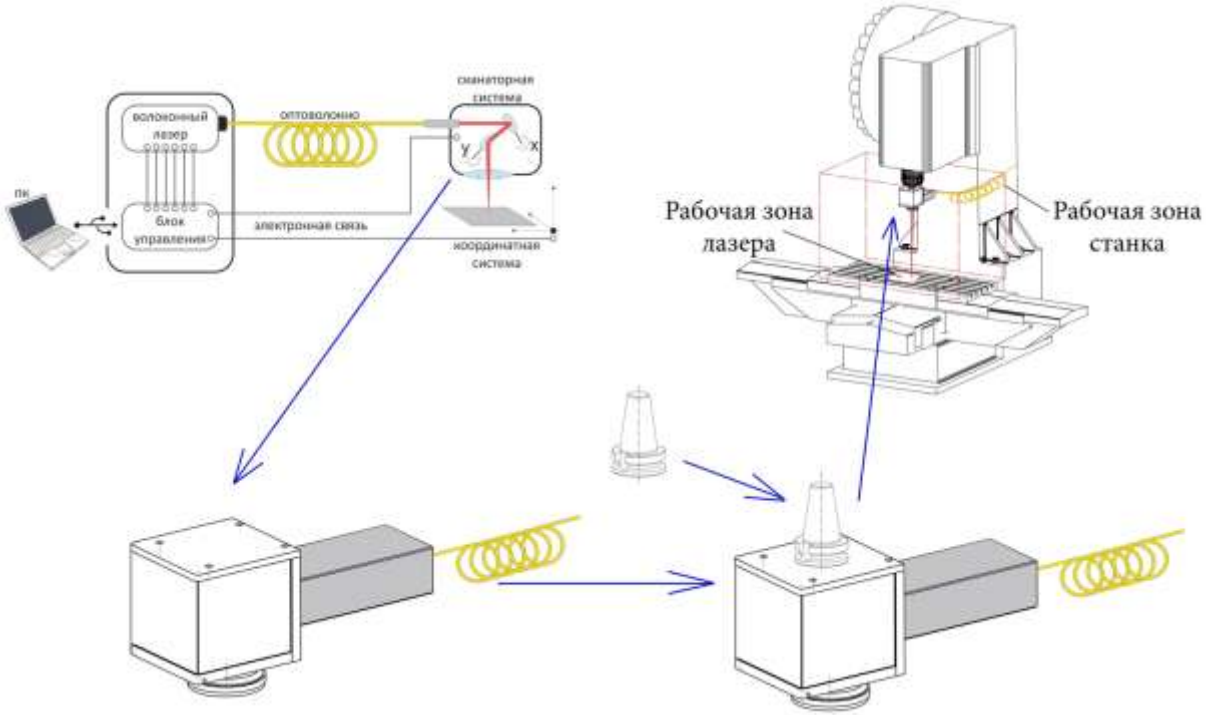


Рисунок – Схема интеграции ЛГ в ОЦ

В ходе решения задачи интеграции ЛГ в ОЦ необходимо определить место установки основного блока системы. Так как блок управления лазерной системой обладает большим количеством компонентов, чувствительных к электромагнитному воздействию, то его невозможно

установить непосредственно в шкаф управления системы ЧПУ. Поместить его можно только непосредственно рядом со шкафом ЧПУ.

В свою очередь ЛГ должна быть перепроектирована таким образом, чтобы ее можно было легко отсоединить от коллиматора после завершения работы. На сегодняшний день из-за своей конструкции и габаритных размеров ЛГ не может быть убрана в общий инструментальный магазин на станке с ЧПУ даже при условии, что коллиматор будет отсоединен. Для хранения ЛГ ее необходимо снять вручную, защитными крышками закрыть объектив и отверстие для коллиматора во избежание попадания внутрь головки и на линзы объектива производственной пыли и СОЖ. Далее ее необходимо убрать в отведенное для этого место.

Разделив всю лазерную систему на две основные составляющие (блок управления и ЛГ) можно не только интегрировать ее в большинство обрабатывающих центров, но и повысить ее ремонтопригодность. Для того, что бы заменить какой-то элемент системы, ее не нужно будет полностью разбирать. Например, при выходе из строя ЛГ, можно легко установить аналогичную головку без разборки коллиматора.

Корпус ЛГ может быть изготовлен как из металла с применением традиционных методов обработки, так и из пластика с использованием технологии быстрого прототипирования. Каждый вариант имеет свои особенности в изготовлении, но изготовление корпуса из пластика требует более тщательной проработки его конструкции. Например, изготавливая корпус из металла, основной трудностью является правильное и надежное крепление всех внутренних элементов, в то время как для изготовления корпуса с использованием технологии быстрого прототипирования, необходимо не только правильно подобрать пластик, но и тщательно спроектировать все элементы крепления лазерной системы внутри корпуса. Для этого можно использовать как дополнительные пластиковые опоры с резьбовыми отверстиями, так и специальные закладные элементы. Спроектированные корпусы необходимо так же проверить на термические и вибрационные воздействия в программном продукте Patran.

Для максимально удобного использования лазерной установки в обрабатывающем центре, необходимо полностью изменить систему крепления коллиматора к лазерной головке, так как использование системы с существующим креплением сильно затруднено. Разработка нового крепления будет произведена непосредственно с модернизацией корпуса лазерной головки.

После завершения этапов проектирования и изготовления корпуса в него будет установлена система управления лазерным лучом, которая работает от внешнего блока управления. Для последовательной работы двух систем (системы управления лазером и системы управления станком с ЧПУ) необходимо будет объединить их путем применения

дополнительной программной оболочки. Таким образом, система управления лазером будет находиться в стадии ожидания команды на запуск от системы ЧПУ станка в то время, пока станок выполняет работу по перемещению заготовки в другую позицию для лазерной обработки следующего участка ее поверхности. Когда команда на запуск будет передана системе управления лазером, система ЧПУ будет находиться в ожидании обратной команды от лазера о завершении его работы.

Одной из важных задач является выверка и позиционирование ЛГ непосредственно на станке перед началом работы. Без осуществления выверки ЛГ по оси Z невозможно будет точно сфокусировать лазерный луч в зоне обработки, а при неверном положении ЛГ (системы зеркал, отклоняющих луч по координатам X и Y лазерной системы) вокруг оси Z станка невозможно будет обработать необходимый участок металла в направлении координат X и Y станка. Поэтому при проведении дальнейших исследований одной из важных задач будет разработка технологии выверки ЛГ на станке с учетом ее позиционирования и фиксации шпинделя станка перед каждым ее использованием.

Далее необходимо будет произвести пробные запуски и исследовать, например, возможность нанесения маркировки на конические и цилиндрические поверхности, а также на поверхности сложной формы.

Заключение

Таким образом, интеграция лазерной системы в обрабатывающий центр по предлагаемой схеме позволит: существенно расширить его функциональные возможности, дополнив их указанными ранее лазерными технологиями; сократить общее количество оборудования на участке, в цехе или на производстве; уменьшить общие энергетические затраты на работу оборудования; снизить время и расходы на межоперационное транспортирование; повысить общую производительность труда. В работе определены задачи для проведения дальнейших исследований, связанные с модернизацией корпуса ЛГ, снижением его материалоемкости, уменьшением габаритов ЛГ, проверкой работоспособности модернизированной ЛГ в условиях термических и вибрационных воздействий на нее, согласованием между собой работы системы ЧПУ станка и системы управления перемещением луча лазера по поверхности заготовки, разработкой технологии выверки и позиционирования ЛГ на ОЦ, отработкой технологий нанесения маркировки или осуществления лазерного воздействия на поверхности различной формы.

Благодарность: Авторы выражают благодарность компании ООО «Лазерный центр» за предоставленные консультации и дополнительную информацию.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

[1] Картавцев, И.С. Расширение функциональных возможностей у ЧПУ токарного станка по расчету параметров процесса текущего контроля и подналадки оборудования // Современное машиностроение. Наука и образование: материалы 3-й Международной научно-практической конференции. / Под ред. М.М. Радкевича и А.Н. Евграфова. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2013. – С.905-914. – 1205 с.

[2] Петкова, А.П., Ганзуленко, О.Ю. Технологические аспекты маркировки изделий машиностроения прецизионным импульсным лазером // Современное машиностроение. Наука и образование: материалы 4-й Международной научно-практической конференции. / Под ред. М.М. Радкевича и А.Н. Евграфова. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2014. – С.1177-1187. – 1308 с.

[3] Лазерное формирование микрогеометрии поверхности металлов импульсами наносекундной длительности [Электронный ресурс]: – Режим доступа: http://fppo.ifmo.ru/?page1=16&page2=52&page_d=1&page_d2=145551

[4] Васильев, О.С., Вейко, В.П., Горный, С.Г., Рузанкина, Ю.С. Лазерная установка для микроструктурирования поверхности металла с использованием волоконного лазера // Оптический журнал. – 2015. – Т. 82. – № 12. – С. 70–77, ISSN 0030–4042.

[5] Васильев, О.С., Горный, С.Г. Технология создания поверхностных микроструктур на листовых материалах с использованием волоконного лазера // Металлообработка, Издательство «Политехника». – 2016. – № 3 (93)/2016. – С. 20–25. – ISSN 1684–6702.

[6] IPG IRE-POLUS. Наносекундные лазеры. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http://www.ipgphotonics.com/ru/products/lasers/nanosekundnye-lazery

[7] SPI Lsers. redENERGY G4 20W – 200W Pulsed Fiber Lasers. SPI Lasers UK Ltd. SM-S00219 Rev J 10/17. Catalog. 2017 [Электронный ресурс]: – Режим доступа: http://www.spilasers.com/wp-content/uploads/2016/10/SM-S00219-Rev-J-G4-Datasheet_1017.pdf

[8] Ultrafast Fiber Lasers. The Next Generation – Reliable, Robust, Flexible. BR-Ultrafast Fiber Lasers 2017-02. Catalog. 2017 [Электронный ресурс]: – Режим доступа: – https://www.toptica.com/fileadmin/Editors_English/11_brochures_datasheets/toptica_BR_Ultrafast_Fiber_Lasers.pdf

[9] Система прецизионной лазерной маркировки СПЛМ МиниМаркер2-М20А4. Руководство по эксплуатации. [СПб: Лазерный центр], 2014. – 29 с.

[10] Лазерный центр. МиниМаркер 2-M20A4 [Электронный ресурс]: – Режим доступа: https://www.newlaser.ru/laser/lc/minimarker2-20a4.php
[11] Компания Велес. Промышленное оборудование. Фрезерный вертикальный обрабатывающий центр Extron мод. L422 [Электронный ресурс]: – Режим доступа: http://velesperm.ru/2016-06-15-18-55-44/stanki-partnerov-dzfs-sovmestnoe-proizvodstvo/frezernyj-vertikalnyj-obrabatyvayushchij-tsentr-extron-mod-l422-detail.html
[12] The Excellent Machine EXTRON. YIH CHUAN MACHINERY Industry CO., LTD. Catalog. 2006.

A.D.Nikolaev[1], A.P.Phyo[2], K.P.Pompeev[3], O.S. Vasilyev[4]

MODERNIZATION OF MACHINING CENTERS THROUGH INTEGRATION OF LASER SYSTEMS INTO THEIR COMPOSITION

[1, 2, 3] ITMO University, St. Petersburg, Russia;
[4] Laser Centre LLC, St. Petersburg, Russia.

Abstract

The paper considers the problem of technological possibilities expansion of cutting machines with numerical program control, in particular vertical machining centers, due to integration into their structure of fiber laser systems. The integration of lasers into CNC machines allows to supplement the traditional cutting processes with the technology of microprocessing of materials surfaces, which is possible due to the use of concentrated on small areas of energy flows as additional working tool.

Key words: metalworking, CNC machine, integration, cutting machine, laser processing, fiber laser

REFERENCES

[1] Kartavtsev, I.S. Expanding the functionality of the CNC lathe for calculating the parameters of the monitoring process and adjusting the equipment // Modern machine building. Science and Education: materials of the 3rd International Scientific and Practical Conference. Ed. M.M. Radkevich and A.N. Evgrafova. SPb.: Publishing house of Polytechnic. Univ., 2013. Pp .905-914. 1205 p. (rus.)
[2] Petkova, A.P., Ganzulenko, O.Yu. Technological aspects of marking of engineering products with precision pulsed laser // Modern machine building. Science and Education: materials of the 4th International Scientific and Practical Conference. Ed. M.M. Radkevich and A.N.

Evgrafova. SPb.: Publishing house of Polytechnic. University, 2014. Pp.1177-1187. 1308 p. (rus.)
[3] Laser formation of microgeometry of metal surfaces by pulses of nanosecond duration [Electronic resource]: Access mode: http://fppo.ifmo.ru/?page1=16&page2=52&page_d=1&page_d2=145551. (rus.)
[4] Vasiliev, O.S., Veiko, V.P., Gorny, S.G., Ruzankina, Yu.S. The laser machine for microstructuring a metal surface using a fiber laser // Optical Journal. 2015. Vol. 82. No. 12. Pp. 70-77. ISSN 0030-4042. (rus.)
[5] Vasiliev, O.S., Gorny, S.G. The technology of creating surface microstructures on sheet materials using a fiber laser // Metalloobrabotka, Politekhnika Publishing House. 2016. No. 3 (93) / 2016. Pp. 20-25. ISSN 1684-6702. (rus.)
[6] IPG IRE-POLUS. Nanosecond lasers. [Electronic resource]: Access mode: http://www.ipgphotonics.com/ru/products/lasers/nanosekundnye-lazery. (rus.)
[7] SPI Lsers. redENERGY G4 20W – 200W Pulsed Fiber Lasers. SPI Lasers UK Ltd. SM-S00219 Rev J 10/17. Catalog. 2017. [Electronic resource]: Access mode: http://www.spilasers.com/wp-content/uploads/2016/10/SM-S00219-Rev-J-G4-Datasheet_1017.pdf.
[8] Ultrafast Fiber Lasers. The Next Generation – Reliable, Robust, Flexible. BR-Ultrafast Fiber Lasers 2017-02. Catalog. 2017. [Electronic resource]: Access mode: https://www.toptica.com/fileadmin/Editors_English/11_brochures_datasheets/toptica_BR_Ultrafast_Fiber_Lasers.pdf.
[9] Precision laser marking system SPLM MiniMarker2-M20A4. Manual. [SPb: Laser Center], 2014. 29 p. (rus.)
[10] The laser center. MiniMarker 2-M20A4 [Electronic resource]: Access mode: https://www.newlaser.ru/laser/lc/minimarker2-20a4.php. (rus.)
[11] The Veles company. Industrial equipment. Milling vertical machining center Extron mod. L422 [Electronic resource]: Access mode: http://velesperm.ru/2016-06-15-18-55-44/stanki-partnerov-dzfs-sovmestnoe-proizvodstvo/frezernyj-vertikalnyj-obrabatyvayushchij-tsentr-extron-mod-l422-detail.html. (rus.)
[12] The Excellent Machine EXTRON. YIH CHUAN MACHINERY Industry CO., LTD. Catalog. 2006.

ISSN 2223-0807
Современное машиностроение: Наука и образование :
материалы 7-й международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н.Евграфова и А.А. Поповича.- СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2018.

DOI 10.1872/MMF-2018-44
УДК 621.914:534.2:53.096

А.В. Расщупкин[1], К.П. Помпеев[2], В.М. Медунецкий[3]

ЗАВИСИМОСТЬ УРОВНЯ ШУМА НЕНАГРУЖЕННОЙ ФРЕЗЕРНОЙ СИСТЕМЫ ОТ ТЕМПЕРАТУРНОГО СОСТОЯНИЯ РАБОЧЕЙ ЗОНЫ СТАНКА

[1]Артем Вадимович Расщупкин,
Университет ИТМО
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: +79319700731, E-mail: archijoke@mail.ru

[2]Кирилл Павлович Помпеев
Университет ИТМО
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: +79110108265, E-mail: kir-pom@mail.ru

[3]Виктор Михайлович Медунецкий
Университет ИТМО
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: +79657625001, E-mail: vm57med@yandex.ru

Аннотация

В ходе экспериментальных исследований было определено отклонение показаний измерения шума фрезерной системы в режиме холостого хода за период сменной работы оборудования. Отмечено несоответствие прогнозируемых параметров вибрационной активности фрезерной системы с реально возникающими значениями при уменьшении рассматриваемого диапазона частот работы шпиндельного узла в зоне устойчивого резания. На основе анализа полученных данных и проведения дополнительных исследований определена зависимость величины вибрации системы и уровня производимого ей шума от температурного состояния рабочей зоны станка. Выявленную зависимость предлагается использовать для корректировки значения прогнозируемой вибрации

фрезерной наладки посредством соотношения температурных показаний системы и коэффициента шума с учетом периода работы оборудования.

Ключевые слова: биения фрезерной системы, шумовой пик, входной шумовой сигнал, эффективный электрический сигнал, метод холодного источника.

В приборостроении, как отрасли точного машиностроения, основополагающим параметром является качество изготовления деталей. К функциональным свойствам рабочей поверхности узлов и агрегатов, обусловленной структурой ее микрогеометрии, предъявляются особые требования [1]. Одним из направлений развития приборостроения является совершенствование технологии изготовления изделий и их отдельных элементов резанием [2]. Технологам следует находить прогрессивные пути решения задачи обеспечения требуемых качественных характеристик. Поиск этих путей проходит в условиях значительных ограничений, накладываемых на производственный процесс, которые в свою очередь вынуждают специалистов воспринимать рабочую среду в ином ракурсе для более детального понимания термомеханических зависимостей [2].

В условиях снижения затрат на производстве одновременно с увеличением требований к качеству выпускаемой продукции, инженерам и специалистам научно-производственных предприятий необходимо использовать имеющиеся средства и оборудование с высокой производительностью. Одним из способов решения данной проблемы является совершенствование метода звукового анализа вибрационного шума фрезерной системы в режиме холостого хода, внедряемый на приборостроительном предприятии АО «Завод радиотехнического оборудования». В процессе использования данного метода на практике возникла необходимость повышения достоверности прогнозируемых результатов. Решением данной проблемы стало выявление температурной зависимости между величиной регистрируемого шума фрезерной системы в режиме холостого хода и изменением ее амплитудно-частотной характеристики.

Траектория колебательного движения шпиндельного узла и фрезерной системы в целом представляет собой синусоидальные перемещения, в цикличном представлении принимающие вид эллипса [3], что может быть описано выражением:

$$\frac{x^2}{A^2} - \frac{2xz}{AC}\cos\varphi + \frac{z^2}{C^2} = \sin^2\varphi,$$

где A, C и x, z – амплитуда и перемещение шпиндельного узла и фрезерной системы в радиальном и осевом направлении, соответственно; φ – разность фаз колебаний.

Бесконтактный метод измерений радиального и торцового биения фрезерной системы на рабочих режимах в фазе холостого хода (без нагрузки) осуществляется с использованием магнитных датчиков [4]. При этом эффективный зазор датчика горизонтального смещения принимается как величина δ_x, а эффективный вертикальный зазор будет равен δ_z. Изменение величины эффективного зазора датчика непосредственно связано с изменением величины напряжения на его выходе. Напряжение на выходе датчика горизонтального (радиального) смещения станет равным:

$$U_x = U_0 \pm \Delta U_x = U_0 \pm \delta_x = U_0 \pm \kappa \cdot d,$$

где U_0 – напряжение на выходе датчика при отсутствии смещения оси шпинделя; k – коэффициент преобразования датчика; d – номинальный диаметр наружного кольца корпуса шпиндельного узла.

Напряжение на выходе датчика вертикального (торцового) смещения станет равным:

$$U_z = U_0 \pm \Delta U_z = U_0 \pm \delta_z = U_0 \pm \kappa \cdot l$$

где U_0 – напряжение на выходе датчика при отсутствии смещения торца шпинделя; l – вылет торца шпинделя из корпуса шпиндельной головки.

Применение приборов с использованием квадратичного анализатора позволяет получить более достоверные данные величины шума, представленные в пиковой форме (шумовые пики).

В современных устройствах обработки звуковых сигналов спектр шумов значительно превышает пределы звукового диапазона, поэтому показания существенно отличаются от величин в воспринимаемом диапазоне. Измерение уровня шума, источником возмущения которого является именно фрезерная система, необходимо осуществлять путем выделения в исследуемом сигнале соответствующего диапазона частот.

Для этого следует включить в измерительную цепь шумомера фильтр, ограничивающий полосу частот, подаваемых на вольтметр прибора, сигналами звукового диапазона от 20Гц до 20кГц. Для тождественного измерения шума применяется фильтр уровня «А». Различие между изменениями значений шумового сигнала, измеренными в режимах «дБ» и «дБА» зависит от спектра шума, и в общем случае – непредсказуемо. При этом значения шумового сигнала, измеренные в режиме «дБА», как правило, меньше, а диапазон их изменения – шире. Поэтому анализ измерений, проведенных в режиме «дБА», позволит сделать выводы о взаимной зависимости входного и выходного шумовых сигналов, природе их возникновения и достоверности величины эффективного электрического сигнала.

Одним из наиболее важных показателей эффективности сигналов низкого уровня является коэффициент (фактор) шума F, который был предложен Гарольдом Фриизом, представляющий отношение сигнала-

шума источника в рабочем режиме (SNR_i) к сигналу-шуму «холодного источника» (SNR_0):

$$F \equiv \frac{SNR_i}{SNR_0}$$

Достоверное сравнение величин коэффициента шума требует проведения измерения при стандартной температуре с использованием так называемого «метода холодного источника». Фрииз предложил использовать опорную температуру, обозначенную T_0, равную 290К (около 62ºF или 17ºС), то есть температуру, которая значительно ниже температуры воздуха большинства производственных помещений.

Коэффициент F характеризует ухудшение отношения сигнал-шум на входе усилителя звукового анализатора. В реальных производственных условиях он не может быть меньше единицы.

Изменение величины сигнал-шум входного сигнала, то есть изменение коэффициента F позволяет фиксировать источники ошибок уровня шума искомой системы.

Важным фактором при измерении шумовой активности является температура непосредственно самого источника шума и среды измерения. Составляющая температуры оказывает значительное влияние не столько на показания фактических измерений, сколько на расчетные значения коэффициента шума, на основании данных о котором происходит анализ вибрационной активности всей системы. Эту зависимость можно анализировать исходя из условия генерации фиксирующим устройством собственных воздействий, оказывающих влияние на номинальные показания при измерении независимо от температуры источника. Таким образом, измеренный коэффициент шума будет выше в том случае, если источник шумовой активности был более горячим и, следовательно, более шумящим. В профессиональной аппаратуре редко указывается соотношение сигнал-шум, поскольку эта величина зависит от условий реальной работы.

Коэффициент шума является собственной характеристикой анализирующего устройства, в котором возникают собственные возбуждения. Следует отметить, что согласованная мощность шума, появляющегося на выходе анализатора, имеет две составляющие. Одна из них это усиленная согласованная мощность шума источника при температуре T_0=290К, которая имеет значение:

$$N_{0S} = \kappa T_0 B G_{\alpha v},$$

где κ – постоянная Больцмана; B – шумовая полоса частот; G_{av} – согласованный коэффициент шума по мощности испытуемого устройства.

Другой составляющей шума на выходе является шум, имеющий мощность N_a, вносимый самим измерительным устройством, который

необходимо компенсировать при анализе данных, полученных в ходе измерений. Тогда общая согласованная мощность шума на выходе будет определяться:

$$N_1 = \kappa T_0 B G_{\alpha v} + N_\alpha$$

С учетом того, что сигнал-шум (SNR_0, SNR_i) является отношением величины шума (S_0, S_i) к его мощности (N_0, N_i), можно записать:

$$F = \frac{S_i/N_i}{S_0/N_0} = \frac{1}{G_{\alpha v}}\left(\frac{N_0}{N_i}\right) = \frac{1}{G_{\alpha v}}\left(\frac{N_1}{N_i}\right) = \frac{N_1}{N_{0S}} = \frac{\kappa T_0 B G_{\alpha v} + N_\alpha}{\kappa T_0 B G_{av}}$$

Измерение мощности шума проводится при температуре источника, T_h, которая выше опорной температуры на величину T_{ex}, тогда согласованная мощность шума на выходе станет:

$$N_2 = \kappa B G_{\alpha v} T_h + N_\alpha = \kappa B G_{\alpha v}(T_0 + T_{ex}) + N_\alpha$$

Отношение N_2/N_1 в [5] называют «*Y* factor» (коэффициентом шума, измеренным методом двух температур). На рисунке 1 видно, что температура холодного источника равна опорной температуре T_0, но любая температура, отличная от T_h, может быть использована для вычисления углового коэффициента.

Рисунок 1 – Зависимость величины шума шпинделя и биения переднего подшипникового узла в различных температурных состояниях

При достижении источником температуры T_h необходимо учитывать согласованную мощность шума на выходе исходного усилителя. Однако в реальных условиях температура T_0, входящая в T_h, будет выше 290К. Обозначим ее как T_e. Чем выше значение T_e, тем большее значение

принимает согласованная мощность (N_a), которая влияет на погрешность получаемых результатов измерения величины шума. При этом величина N_a будет определяться следующим выражением:

$$N_\alpha = \kappa T_e B G_{\alpha v}$$

Угловой коэффициент, определяемый из графика (см. рисунок 1) при температуре T_e, будет тем точнее, чем ближе к единице значение коэффициента шума F [6].

Определим коэффициент шума через температуру следующим образом:

$$F = 1 + \frac{T_e}{290}$$

Результаты расчета коэффициента шума по указанной выше зависимости представлены в Таблице 1.

Таблица 1. Зависимость коэффициента шума от температурных показателей

Фактор шума F	Температура шума Te
1	0K (абсолютный ноль)
1.122	35.4 K
1.148	43.0K
1.175	50.7K
1.202	58.7K
1.230	66.8K
1.259	75.1K
1.288	83.6 K
1.318	92.3K
2.00	290K
10	2610K
100	28710K

Учитывая влияние температурных изменений на величину биения фрезерной системы в процессе измерения шумовой активности, необходимо анализировать показатели коэффициента шума для получения уточненных данных [7,8]. На рисунке 2 представлены диаграммы биения фрезерной наладки в условиях периодичной работы системы и соответствующие им шумовые пики [9,10].

Обоснование влияния температурных изменений на рабочие характеристики системы в процессе резания позволили добиться уточненных данных, используемых для прогнозирования величины биения фрезерной системы [11].

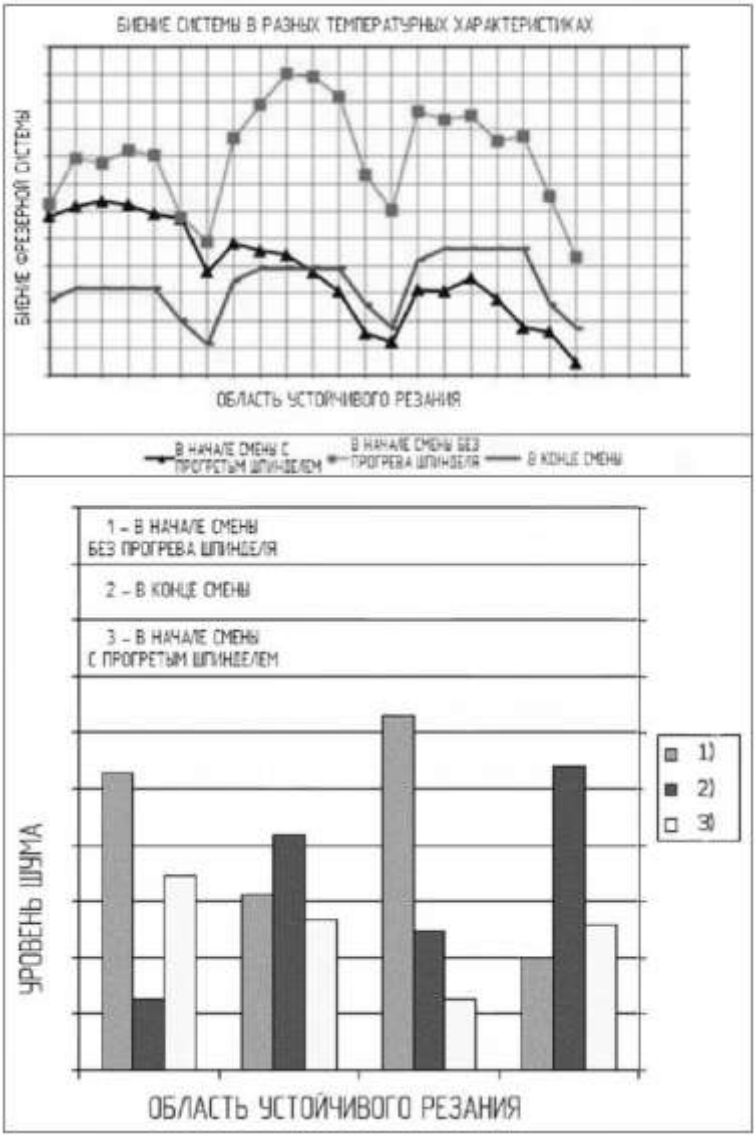


Рисунок 2 – Изменение характеристик фрезерной системы
в течение производственной смены

Таким образом, корректировка прогнозируемых параметров резания при реализации применяемого метода посредством уточнения температурных параметров и введения температурных коэффициентов среды измерения позволили повысить достоверность применяемых параметров и значений. При этом ведение статистических данных позволило создать базу частотных характеристик, которые применяются при реализации предлагаемого метода, а также вести постоянное пополнение и обновление данных для повышения точности и достоверности предлагаемых параметров.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

[1] Ершов Д. Ю. Оценка влияния технологических погрешностей изготовления узлов механической системы на вибрационные характеристики системы при ее эксплуатации // Современное машиностроение. Наука и образование: материалы 3-й Международной научно-практической конференции. / Под ред. М.М. Радкевича и А.Н. Евграфова. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2013. – С.709-717. – 1205 с.

[2] Коротких, М.Т. Конструкционное демпфирование режущих инструментов при прерывистой обработке резанием // Современное машиностроение. Наука и образование: материалы 4-й Международной научно-практической конференции. / Под ред. М.М. Радкевича и А.Н. Евграфова. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2014. – С.1140-1147. – 1308 с.

[3] Трофимова, Т.В. Курс физики / Т.В. Трофимова. – М.: Высшая школа, 1985. − 380 с.

[4] Горячев, В.Я., Гаврина, О.В., Чапчиков, Ю.К., Шатова, Ю.А. Анализ систематической погрешности информационно-измерительной системы на основе датчика биений вала с бегущим магнитным полем // Изв. высших учебных заведений. Поволжский регион. Технические науки. 2013. № 1. С. 46-57.

[5] Agilent. Noise Figure Measurement Accuracy – The Y-Factor Method. Application note 57-2, 2004. Pp.9-10.

[6] D. Vondran, «Vector Corrected Noise Figure Measurements», Microwave Journal, March 1999. Pp. 22-38.

[7] Иванов Н.И. Основы виброакустики /Н.И.Иванов, А.С.Никифоров. – СПб.: Политехника, 2000 – 412 с.

[8] Балыков, И.А. Влияние процессов резания на шум фрезерных станков / И.А. Балыков, А.Н. Чукарин, Д.З. Евсеев // Новое в безопасности жизнедеятельности и экологии: Сб. ст. докл. конф., – Санкт-Петербург 14-16 октября. – СПб., 1996. – С. 222-223.

[9] Балыков, И.А. О расчете шума, излучаемого заготовкой при фрезеровании / Донской гос. техн. ун-т. – Ростов н/Д, 1996. – Деп. в ВИНИТИ 16.08.96, № 2685-В96.

[10] Чукарин, А.Н., Балыков, И.А. Экспериментальные исследования шума и вибрации фрезерных станков / Донской гос. техн. ун-т. – Ростов н/Д, 1996. – Деп. в ВИНИТИ 16.08.96, № 2687-В96.

[11] Жарков И.Г. Вибрации при обработке лезвийным инструментом. / И.Г. Жарков. – Л.: Машиностроение, 1986. – 184 с.

A.V. Rasshchupkin[1], K.P. Pompeev[2], V.M. Medunetskiy[3]

THE DEPENDENCE OF THE NOISE LEVEL NO-LOAD MILLING SYSTEM OF THE MACHINE'S WORKING ZONE FROM THE THERMAL STATE

[1,2,3] ITMO University, St. Petersburg, Russia

Abstract

The deviation of the measurement noise of the milling system in idle for the period of replacement of the equipment in the pilot study was determined. When reducing the range of frequencies of the spindle assembly in the zone of stable cutting, the discrepancy between the predicted parameters of the vibration activity of the milling system with real values was noted. The dependence of the vibration of the system and the level of noise produced by it on the temperature state of the working zone of the machine on the basis of the analysis of the data and additional research is determined. The revealed dependence by means of the ratio of temperature readings of the system and noise factor taking into account the period of operation of the equipment is proposed to be used to adjust the value of the predicted vibration of the milling setup.

Key words: beats of milling system, noise peak, input noise signal, efficient electric signal, the cold source method.

REFERENCES

[1] Ershov, D.U. Assessment of the impact of technological manufacture errors of the nodes of the mechanical system on the vibration characteristics of the system during its operation / Modern mechanical engineering. Science and education: proceedings of the 3rd international scientific and practical conference. / Textbook. St-Petersburg, Publishing House of the Polytechnic University, 2013. Pp.709-717. 1205 p. (rus.)

[2] Korotkich, M.T. Cutting tool’s structural damping by interrupted cutting / Modern mechanical engineering. Science and education: proceedings of the 4th international scientific and practical conference. / Textbook. St-Petersburg, Publishing House of the Polytechnic University, 2014. Pp.1140-1147. 1308 p. (rus.)

[3] Trofimova, T.V. Physics course / T.V. Trofimova. – M.: Higher school, 1985. 380 p. (rus.)

[4] Goryachev, V.Y., Gavrina, O.V., Chapchikov, U.K., Shatova, Y.A. Analysis of the systematic error of the information-measuring system based

on the shaft beat sensor with a running magnetic field // News of higher educational institutions. Volga region. Technical science. 2013. № 1. Pp. 46-57. (rus.)
[5] Agilent. Noise Figure Measurement Accuracy – The Y-Factor Method. Application note 57-2, 2004. Pp.9-10.
[6] D. Vondran, «Vector Corrected Noise Figure Measurements», Microwave Journal, March 1999. Pp. 22-38.
[7] Ivanov, N.I. Basics of vibroacoustics / N.I. Ivanov, A.S. Nikiforov. – SPb.: Polytechnica, 2000. 412 p. (rus.)
[8] Balikov, I.A. The influence of cutting processes on the noise of milling machines / I.A. Balikov, A.N. Chukarin, D.Z. Evceev // What's new in security of life and ecology: A collection of articles report of the conference, – Saint-Petersburg 14-16 october. SPb., 1996. Pp. 222-223. (rus.)
[9] Balikov, I.A. Calculation of the noise emitted by the workpiece during milling / Don St. Tech. Un. – Rostov-on-Don, 1996, № 2685-B96. (rus.)
[10] Chukarin, A.N., Balikov, I.A. Experimental studies of noise and vibration of milling machines / Don St. Tech. Un. – Rostov-on-Don, 1996, № 2687-B96. (rus.)
[11] Zharkov, I.G. Vibrations during processing with a blade tool / I.G. Zharkov. L.: Engineering, 1986. 184 p. (rus.)

ISSN 2223-0807
Современное машиностроение: Наука и образование :
материалы 7-й международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н.Евграфова и А.А. Поповича.- СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2018.

DOI 10.1872/MMF-2018-45
УДК 621

Е.А.Хлопков[1], Т.А.Макарова[1], М.В.Янченко[2],
А.С.Турзаков[3], С.В.Осипенко[4]

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ДИНАМОМЕТРА ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ ДЕФОРМАЦИОННО-СИЛОВЫХ ХАРАКТЕРИСТИК "МЕТАЛЛИЧЕСКИХ МЫШЦ", ДЕЙСТВУЮЩИХ НА ЭФФЕКТЕ ПАМЯТИ ФОРМЫ

[1]Елисей Алексеевич Хлопков
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (911)767-5334 E-mail: hlopkovelisey@mail.ru

[1]Татьяна Алексеевна Макарова
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (904)331-7632 E-mail: makarovata2004@gmail.com

[2]Максим Владимирович Янченко
ООО "Мидетол"
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (996)765-7324
E-mail: max.maks.2015@mail.ru

[3]Андрей Сергеевич Турзаков
АО "ГосНИИхиманалит"
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (960)266-7435

[4]Святослав Вячеславович Осипенко
АО "Аквамарин"
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (953)349-5580
E-mail: tocksoul@gmail.com

Аннотация

В работе рассмотрены вопросы модернизации специального экспериментального оборудования для исследования кольцевых силовых пучковых элементов – приводов конструкций прессов нового поколения ШеР, действующих на эффекте памяти формы. Устранение возможных перекосов индикаторных плит выполняется за счет осуществления перемещения деталей динамометра ЛИНД 3 по направляющей с необходимой точностью. Результаты наблюдения за опытным образцом изделия во время эксперимента показали эффективность предложенных конструкторских решений.

Ключевые слова: кольцевые силовые пучковые элементы, эффект памяти формы, технология машиностроения, деформационно-силовые характеристики, динамометр, никелид титана

Введение

Технологические процессы изготовления слоистых материалов способствовали возникновению специального пресса ШеР, действующего на эффекте памяти формы (ЭПФ). Приводящими механизмами для данного типа устройств являются кольцевые силовые пучковые элементы (КСПЭ, "металлические мышцы") из никелида титана [1].

Особенности деформационных процессов и другие физические характеристики мартенситных превращений сделали необходимым исследование деформационно-силовых параметров конструкций КСПЭ. Для этих целей был изготовлен специальный динамометр ЛИНД (рис.1). Поскольку, в операциях работала пара "металлических мышц", то и в ЛИНДе моделировали именно такую ситуацию [2]. Схема работы нагружения КСПЭ в динамометре показана на рис.2. Силовое взаимодействие «металлических мышц» с контртелом (2, рис.2) – имитатором обрабатываемых изделий (упругой стальной пружиной) – регулировали степенью его предварительного сжатия, которое определялось изменением расстояния между подвижными пластинами (3 и 4, рис.2). При достижении требуемого уровня силового контакта положение нижней пластины 4 на рис.2 жестко фиксировалось. Температурные зависимости деформационно-силовых параметров определялись во время нагрева ЛИНДа в термостате.

В ходе некоторых экспериментов [3] была замечена возможность перекоса подвижной пластины 3 на рис.2, по которой велось наблюдение за деформационными эффектами. Этот факт поставил задачу о проведении модернизации испытательного устройства для обеспечения должной точности проведения исследовательских работ.

В настоящее время существуют следующие стандартные методики для исследования деформационных и силовых свойств конструкций с памятью формы:

1) Традиционные испытания деформационных характеристик простых образцов (проволоки, пластины, ленты) на изгиб, растяжение, сжатие, кручение [4-7];
2) Определение генерации усилий простейшими конструкциями (проволки, пластины, ленты) [8];
3) Исследования деформаций спиралей с ЭПФ [9];
4) Продемонстрированы эффекты памяти формы в конструкциях в результате нагрева с поверхности теплообменом, высокочастотного электрического воздействия, пропускания электрического тока по конструкции, ультразвукового воздействия, нейтронного облучения [10-12].

В результате анализа этих методик и особенностей технологических операций в изготовлении слоистых композиций не найдены способы определения деформационно-силовых свойств КСПЭ непосредственно в технологических установках. Возможности стандартного оборудования оказались также недостаточны. Поэтому, необходимо было проводить разработку и совершенствование специальной методики, учитывающей сложности объекта исследования и конструировать новые испытательные устройства.

Рис.1. Специальный динамометр ЛИНД

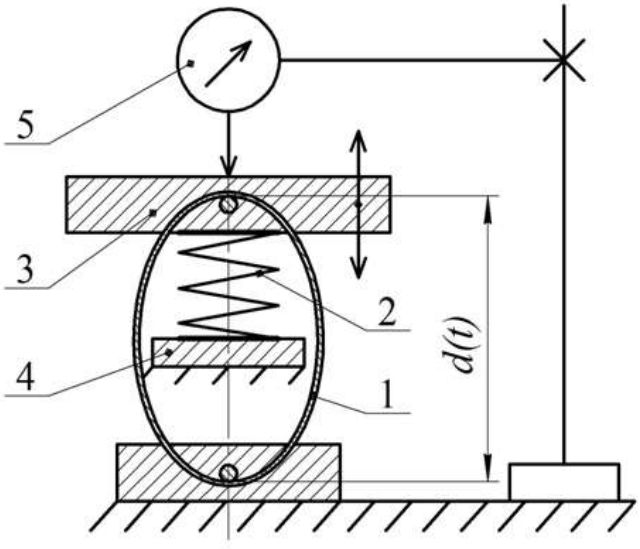


Рис.2. Схема нагружения КСПЭ в динамометре ЛИНД: 1 – КСПЭ, 2 – контртело, 3 – подвижная плита, 4 – регулирующая фиксируемая плита, 5 - измерительная система, *d(t)* – характеристический размер КСПЭ

Обсуждение результатов

Для достижения поставленной цели в новой конструкции динамометра сокращено количество направляющих стоек с 4 (рис.1) до 1 (6), что позволило упростить реализацию перпендикулярного положения подвижной пластины 3 относительно оси конструкции 6 с помощью направляющих подшипников скольжения 5 (рис.3).

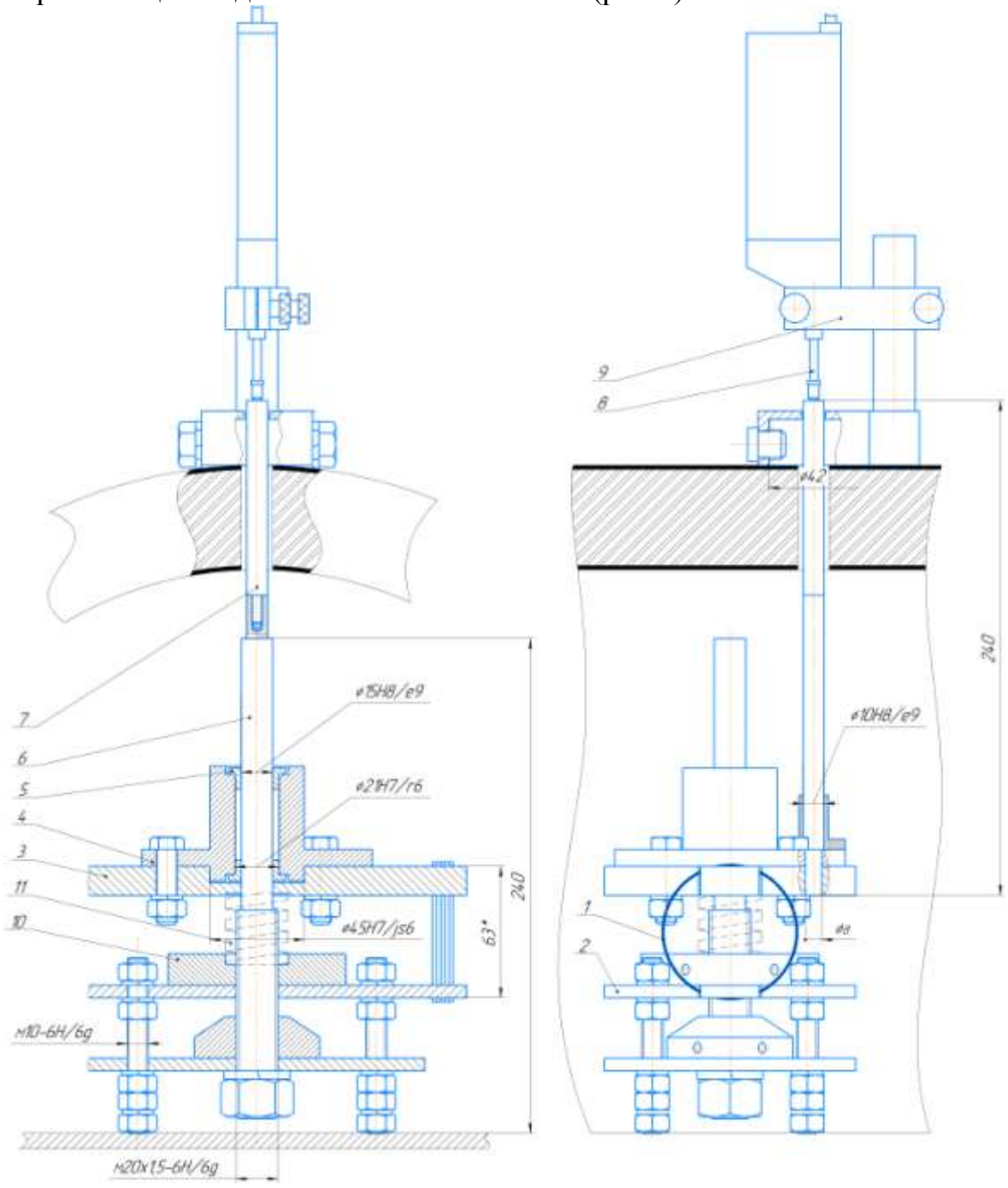


Рис.3. Специальный измерительный динамометр ЛИНД 3: 1 – КСПЭ, 2 – опорная плита, 3 – подвижная плита, 4 – корпус, 5 –направляющие подшипники скольжения, 6 – направляющая ось, 7 – стойка измерительная, 8 – датчик перемещения ЛИР-14, 9 – измерительный стол в сборе, 10 – регулировочная гайка, 11 – контртело

В целях автоматизации приема данных о деформационных процессах был выбран инкрементный линейный фотоэлектрический преобразователь перемещений со штоком ЛИР-14 8 (длина штока – 20мм, дискретность – 10мкм) отечественного производства. Специальный измерительный стол 9 закрепляется на верхней поверхности термостата, где расположено технологическое отверстие, обеспечивающее вывод измерительной стойки динамометра 7 (рис.3).

На рис.4 представлен изготовленный опытный образец ЛИНД 3, на котором проводили апробацию конструкторских решений.

Рис.4. Динамометр ЛИНД 3

Была проведена серия экспериментов, позволяющая определить влияние содержания компонентов химического состава сплава, на величину формоизменения КСПЭ, генерации усилий и температурные условия работы "металлических мышц" (рис.5 и 6) [13, 14]. Образцы изготовливались на оправке d=63мм. Предварительное деформирование овала во всех случаях проводилось при комнатной температуре до достижения максимальным диаметром "металлических мышц" величины $d(t)$=81мм. Изменение размера на величину в 18мм стало предельно возможным для данной серии опытов. Осуществлено формоизменение трех пар КСПЭ силой ~ 900Н (кривые 1, 2 и 4 на рис.6). Четвертая пара "металлических мышц" (кривая 3 на рис.6) деформирована усилием 780Н.

Перед началом эффекта памяти формы в образцах из сплава TiNi50,2ат.% ($d_{пр}$=2,5мм, 4 витка и $d_{пр}$=2мм, 5 витков) наблюдали "противоход" – увеличение характеристического размера КСПЭ (кривые 2 и 3 на рис.5). Максимальный диаметр увеличился на 0,5мм (кривая 3, рис.5) у пары №3. При этом начальное противодействие со стороны

контртела (кривая 3, рис.6) было меньше в сравнении с силовыми элементами, состоящими из 4 витков ($d_{пр}$=2,5мм). "Противоход" обусловлен падением модуля упругости при достижении температур начала обратного мартенситного превращения.

Пара КСПЭ с содержанием Ni50,45ат.% показала максимальные деформационные – 4,5мм (1, рис.5) и силовые – 1350Н (1, рис.6) возможности в результате нагрева до 403°*C*.

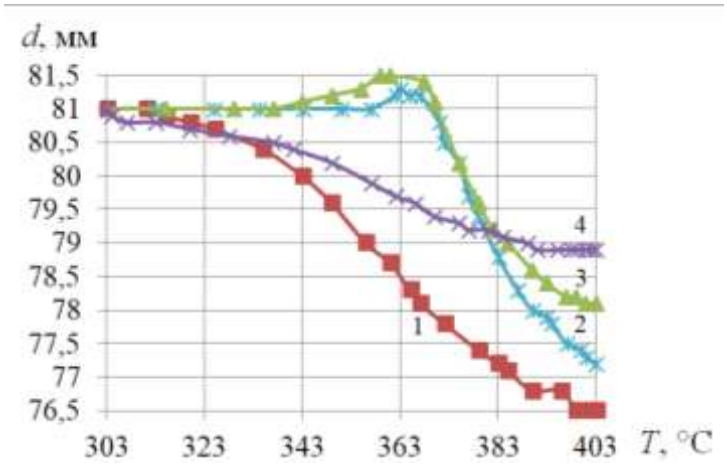


Рис.5. Температурная зависимость формоизменения КСПЭ в результате нагрева:
1 – TiNi50,45ат.% ($d_{пр}$=2мм, 5 витков), 2 – TiNi50,2ат.% ($d_{пр}$=2,5мм, 4 витка),
3 – TiNi50,2ат.% ($d_{пр}$=2мм, 5 витков), 4 – TiNi50,35ат.% ($d_{пр}$=2мм, 5 витков)

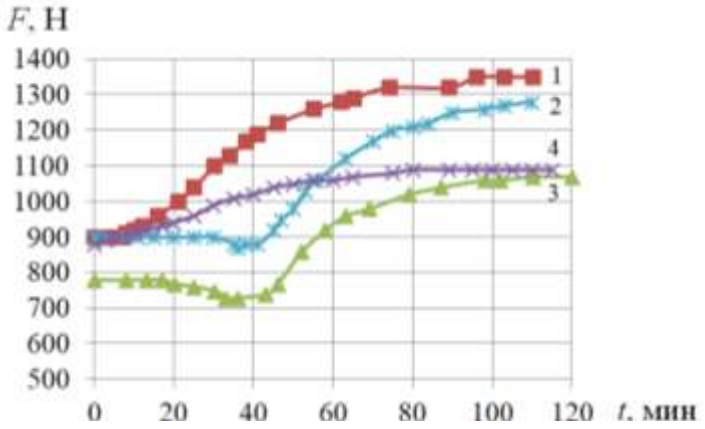


Рис.6. Временная зависимость генерируемых КСПЭ усилий в результате нагрева:
1 – TiNi50,45ат.% ($d_{пр}$=2мм, 5 витков), 2 – TiNi50,2ат.% ($d_{пр}$=2,5мм, 4 витка),
3 – TiNi50,2ат.% ($d_{пр}$=2мм, 5 витков), 4 – TiNi50,35ат.% ($d_{пр}$=2мм, 5 витков)

Заключение

1. Экспериментальные исследования, проведенные на образце специального динамометра, показали отсутствие возможных перекосов плиты 3, рис.3.

2. Для достижения максимальных деформационных эффектов и генерации усилий необходимо использовать в конструкции кольцевых силовых пучковых элементов сплав TiNi50,45ат.%.
3. Варьируя содержание компонентов химического состава сплава и диаметр проволоки "металлических мышц" можно получать деформационные эффекты от 2мм до 4,5мм в присутствии значительных противодействующих эффекту памяти формы сил (рис.5). При этом происходит дополнительная генерация напряжений, достигающая уровня от 1050Н до 1350Н (рис.6).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

[1] Вьюненко Ю.Н.. Применение ЭПФ в производстве слоистых материалов / Перспективные материалы и технологии: сб.статей Междунар. науч. симпозиума – Витебск: УО «ВГТУ», 2011. – С.182-184.

[2] Вьюненко Ю.Н., Хлопков Е.А., Волков Г.А. Механические свойства "металлических мышц" из материалов с эффектом памяти формы / Перспективные материалы и технологии: монография. В 2-х т. Т.1. Глава 25. / В.А. Андреев [и др.]; под ред. В.В. Клубовича. – Витебск: УО "ВГТУ", 2017. – С. 412-429.

[3] Вьюненко Ю.Н., Хлопков Е.А., Волков Г.А. Управление деформационно-силовыми свойствами "металлических мышц" из сплава TiNi // ФТВД, 2017. - Т.27, №4. - С. 65-72.

[4] Артемьев И.В., Вьюненко Ю.Н., Хлопков Е.А. Эффект памяти формы и термоэлектрические явления. // Матер. Междунар. конф. «Сплавы с эффектом памяти формы: свойства, технологии, перспективы». Витебск, ВГТУ, 2014. С.116-118.

[5] Buldakov P., Resnina N., Chumachenko A., Stepanov M., del Nido P., Loboda O., Vasilyev N. Functional and mechanical properties of the NiTi alloy as a material for an implantable device for repair of mitral valve prolapse. / Materials Today: Proceedings. Vol. 4, Is. 3, Part B, Pages 4884-4888 (2017) The Second Conference "Shape Memory Alloys", SMA 2016, (September 20-23, 2016), Saint Petersburg State University, Saint-Petersburg, Russia.

[6] Resnina N., Belyaev S., Voronkov A., Badun R. Shape memory effects in porous Ti-45.0 at.% Ni alloy produced by self-propagating high-temperature synthesis. / Materials Today: Proceedings. Vol. 4, Is. 3, Part B, Pages 4690-4695 (2017) The Second Conference "Shape Memory Alloys", SMA 2016, (September 20-23, 2016), Saint Petersburg State University, Saint-Petersburg, Russia.

[7] Андронов И.Н., Кузьмин С.Л., Лихачев В.А. Термоциклическая ползучесть медномарганцевых сплавов, связанная с ГЦК–ГЦТ

превращениями. // Изв. вузов. Цветная металлургия –№3, 1983. С.84-88
[8] Коновалов М.Н. Повышение эффективности силового привода лесозаготовительного оборудования применением материалов с эффектом памяти формы: дис. канд. техн. наук. – Петрозаводский государственный университет, Петрозаводск, 2006. русский. – 20с.: ил. Библ.: 15.
[9] Журбенко П.Н., Затульский Г.З., Носковец А.А., Вьюненко Ю.Н. Особенности деформационного поведения спиралей из сплава CuZn18Al7 в процессе развития эффекта памяти формы // Сб. материалов XXI Петербургских Чтений по проблемам прочности (15-17 апреля 2014 г., Санкт-Петербург), 2014.– С.152-154
[10] Z. G. Wang, X. T. Zu, X. D. Feng, S. Zhu, J. W. Bao, L. M. Wang. Mater. and Des. 25, №8 (2004) 699-703
[11] Клубович В.В., Рубаник В.В., Лихачев В.А., Рубаник (мл.) В.В., Дородейко В.Г. Инициирование эффекта памяти формы в никелиде титана с помощью ультразвука. / Сб. Совр. вопр. физики и механики матер. Материалы XXXII семинара «Актуальные проблемы прочности». Санкт - Петербург, 1997, С.235-238.
[12] Беляев С.П., Коноплева Р.Ф., Назаркин И.В., Разов А.И., Соловей В.Л., Чеканов В.А. Эффект памяти формы в сплаве TiNi, стимулированный нейтронным облучением / ФТТ – Т.49, Вып.10. 2007. – С.1876-1878.
[13] Корнилов И.И., Качур Е.В., Белоусов О.К. Дилатометрическое исследование превращения в соединении TiNi / ФММ – Т.32, №2. 1971. – С.420-421.
[14] Melton K.N. Ni-Ti based shape memory alloys / Engineering aspects of shape memory alloys / Ed. by T.W. Duerig G.B. – 1990. – P.21-35.

E.A.Khlopkov[1], T.A.Makarova[1], M.V.Yanchenko[2],
A.S.Turzakov[3], S.V.Osipenko[4]

IMPROVEMENT OF A DYNAMOMETER FOR RESEARCH THE DEFORMATION-POWER CHARACTERISTICS OF "METALLIC MUSCLES" ACTING ON THE SHAPE MEMORY EFFECT

[1]Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University
[2]"Midetol" LLC
[3] JSC "Himanalit"
[4]JSC "Aquamarin"

Abstract

The modernization questions of the special experimental equipment for the ring-shaped bundle force elements are shown in this paper. They are the drives of the newest generation presses SheR, which are operating on the shape memory effect. The elimination of the indicator plates possible distortions is carried out by moving the parts of the dynamometer LIND 3 along the guide with the necessary accuracy. The monitoring results of the prototype during the experiment showed the effectiveness of the proposed engineering solutions.

Keywords: ring-shaped bundle force elements, shape memory effect, machine building , deformation-strength characteristics, dynamometer, TiNi

REFERENCES

[1] Vyunenko Yu.N. Application of SMA in the production of laminates / Perspective materials and technologies: collection of articles of Intern. sci. symposium - Vitebsk: UO "VSTU", 2011. - P.182-184. (rus.)

[2] Vyunenko Yu. N., Khlopkov E.A., Volkov G.A. Mechanical properties of "metal muscles" from materials with shape memory effect / Perspective materials and technologies: monograph. In two vol. Vol.1. Chapter 25. / V.A. Andreev [and others]; Ed. V.V. Klubovich. - Vitebsk: UO "VSTU", 2017. - P. 412-429. (rus.)

[3] Vyunenko Yu. N., Khlopkov E.A., Volkov G.A. Control of the deformation-strength properties of "metall muscles" from the TiNi alloy // FTVD, 2017. - T.27, №4. - P. 65-72. (rus.)

[4] Artemiev I.V., Vyunenko Yu.N., Khlopkov E.A. The shape memory effect and thermoelectric phenomena. // Mater. Intern. Conf. "Alloys with shape memory effect: properties, technologies, perspectives". Vitebsk, VSTU, 2014. P.116-118. (rus.)

[5] Buldakov P., Resnina N., Chumachenko A., Stepanov M., del Nido P., Loboda O., Vasilyev N. Functional and mechanical properties of the NiTi alloy as a material for an implantable device for repair of mitral valve prolapse. / Materials Today: Proceedings. Vol. 4, Is. 3, Part B, Pages 4884-

4888 (2017) The Second Conference "Shape Memory Alloys", SMA 2016, (September 20-23, 2016), Saint Petersburg State University, Saint-Petersburg, Russia.
[6] Resnina N., Belyaev S., Voronkov A., Badun R. Shape memory effects in porous Ti-45.0 at.% Ni alloy produced by self-propagating high-temperature synthesis. / Materials Today: Proceedings. Vol. 4, Is. 3, Part B, Pages 4690-4695 (2017) The Second Conference "Shape Memory Alloys", SMA 2016, (September 20-23, 2016), Saint Petersburg State University, Saint-Petersburg, Russia.
[7] Andronov I.N., Kuzmin S.L., Likhachev V.A. Thermocyclic creep of copper-manganese alloys, associated with GCC <-> GCT transformations. // Izv. universities. Non-ferrous metallurgy– №3, 1983. P.84-88. (rus.)
[8] Konovalov M.N. Increasing the effectiveness of power drive forestry equipment using materials with shape memory effects: dis. cand. tech. sciences. - Petrozavodsk State University, Petrozavodsk, 2006. Russian. - 20c .: ill. Bibl .: 15. (rus.)
[9] Zhurbenko P.N., Zatulsky G.Z., Noskovets A.A., Vyunenko Yu.N. Peculiarities of the deformation behavior of spirals from CuZn18Al7 alloy in the process of development of shape memory effect // Sum. materials XXI Petersburg Readings on the problems of strength (April 15-17, 2014, St. Petersburg), 2014.- P.152-154. (rus.)
[10] Z. G. Wang, X. T. Zu, X. D. Feng, S. Zhu, J. W. Bao, L. M. Wang. Mater. and Des. 25, No. 8 (2004) 699-703.
[11] Klubovich V.V., Rubanik V.V., Likhachev V.A., Rubanik (Jr.) V.V., Dorodeyko V.G. Initiation of shape memory effect in titanium nickelide by means of ultrasound. / Sum. Mod. probl. physics and mechanics. Materials of the XXXII seminar "Actual problems of strength." St. Petersburg, 1997, pp. 235-238. (rus.)
[12] Belyaev S.P., Konopleva R.F., Nazarkin I.V., Razov A.I., Solovey V.L., Chekanov V.A. Shape memory effect in TiNi alloy stimulated by neutron irradiation // FTT - T.49, Issue 10. 2007. - P.1876-1878. (rus.)
[13] Kornilov I.I., Kachur Ye.V., Belousov O.K. Корнилов И.М., Качур Е.В., Белоусов О.К. Dilatometric study of the transformation in the TiNi compound / PhMM – V.32, №2. 1971. – P.420-421.
[14] Melton K.N. Ni-Ti based shape memory alloys // Engineering aspects of shape memory alloys / Ed. by T.W. Duerig G.B. – 1990. – P.21-35.

ТЕХНОЛОГИЯ КОНСТРУКЦИОННЫХ МАТЕРИАЛОВ И МАТЕРИАЛОВЕДЕНИЕ

ISSN 2223-0807
Современное машиностроение: Наука и образование:
материалы 7-й международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н. Евграфова и А.А. Поповича.- СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2018.

DOI 10.1872/MMF-2018-46
УДК 621.7.043

А.Д.Грешилов[1], Э.Б.Мандаров[2], Ц.А.Батуев[3]

ВЛИЯНИЕ КОНСТРУКТОРСКО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ФАКТОРОВ НА ПРОЦЕСС ГОРЯЧЕЙ ЛИСТОВОЙ ШТАМПОВКИ ТИТАНОВЫХ СПЛАВОВ

[1]Анатолий Дмитриевич Грешилов,
Восточно-Сибирский государственный университет технологий и управления,
Россия, Улан-Удэ,
Тел.: (908)591-1155, E-mail: agreshilov@mail.ru

[2]Эрдэни Борисович Мандаров,
Восточно-Сибирский государственный университет технологий и управления,
Россия, Улан-Удэ,
Тел.: (914)845-4648, E-mail: erdman77@mail.ru

[3]Цырен Александрович Батуев,
Восточно-Сибирский государственный университет технологий и управления,
Россия, Улан-Удэ,
Тел.: (924)450-6741, E-mail: batuevc@mail.ru

Аннотация

В данной статье рассматривается влияние факторов - технологических параметров и конструкции инструментальных штампов на процесс листовой штамповки при изготовлении деталей одинарной кривизны из титанового сплава ОТ4-1. Оценка проводится для процесса штамповки деталей с применением нагрева заготовки. В статье проведена оценка влияния конструкции поверхностей разъема пуансон-матрица инструментального штампа, влияние условий нагрева на процесс гибки деталей из листового титанового сплава.

Ключевые слова: титановый сплав, горячая листовая штамповка, радиационный нагрев.

Введение:

При холодной листовой штамповке точность формы и размеров детали в значительной степени обуславливаются упругими и пластическими свойствами материала, определяющими величину упругих деформаций (упругого пружинения). Вследствие упругого пружинения размеры профиля рабочих поверхностей разъема деталей штампа отличаются от размеров профиля готовой детали, что вызывает необходимость введения доводочных работ и введения дополнительной операции термокалибровки (отжига). Термокалибровка является одним из наиболее трудоемких и затратных процессов при изготовлении деталей при листовой штамповке. Сущность процесса заключается в закреплении заготовки после холодной штамповки в технологической оснастке, нагреве до определенных температур и выдержке для релаксации (снятия) напряжений, возникающих при штамповке. В результате чего заготовка принимает заданную форму и размеры.

Сокращая объем доводочных работ, операций термокалибровки (отжига), что характерно для данных процессов, можно значительно уменьшить трудоемкость изготовления деталей с заданной точностью по форме и размерам.

Совершенствование технологии листовой штамповки титановых сплавов возможно за счет применения метода горячего деформирования, повышая технологическую пластичность титановых сплавов [1].

В настоящее время существуют методы нагрева при горячем деформировании, в газопламенных и электрических печах, индукционный и электроконтактный методы. Недостатком нагрева в газопламенных печах и электропечах сопротивления является значительное время разогрева, и появление газо-насыщенного слоя. Индукционный и электроконтактный методы, благодаря высокой скорости нагрева, сокращают расход электроэнергии в 1,5-2 раза по сравнению с нагревом в электропечах сопротивления. Недостатками этих методов является: в первом случае – значительная неравномерность нагрева; во втором случае - недостаточно высокая стойкость контактов, подводящих электроэнергию. Общими недостатками для обоих методов нагрева являются необходимость определенного соотношения длины и размеров сечения заготовки, а также наличия припуска на заготовке для электроконтактов и крепления заготовки. Обрезка припуска на готовой оковке приводит к деформации и усложняет технологию штамповки.

В настоящее время разработана технология горячей листовой штамповки (гибки) титановых сплавов с применением радиационного нагрева, что позволяет устранить ряд указанных выше недостатков [2].

Основные задачи, решаемые при разработке технологии горячей листовой штамповки с применением радиационного нагрева (галогеновыми лампами инфракрасного излучения), связаны с установлением влияния на величину упругого пружинения конструкторско-технологических факторов, таких как условия нагрева и охлаждения заготовки, профиль и точность изготовления поверхностей разъема пуансона и матрицы, толщины и точности листовой заготовки. Также необходимо учитывать жесткость формы детали.

К условиям нагрева следует отнести – скорость нагрева, температурный интервал и равномерность нагрева. Скорость нагрева при использовании галогеновых ламп инфракрасного излучения обеспечивается их мощностью и количеством. Температурный интервал оказывает влияние на технологическую пластичность титанового сплава, и, как следствие, на величину упругого пружинения.

Повышение пластичности наблюдается уже при нагреве до 200-250°С; а при нагреве до более высоких температур пластичность интенсивно растет.

Удовлетворительная пластичность титанового сплава достигается при температурах нагрева 500-600°С, оптимальным температурным интервалом горячей листовой штамповки сплава ОТ4-1 — 650-850°С [3].

Важным условием при нагреве является обеспечение равномерности нагрева заготовки. Перепад нагрева заготовки в различных точках свыше $20\text{-}30^0$С приводит к изменению величины упругого пружинения, что сказывается на точности формы и размеров штампованной детали. Обеспечение равномерности нагрева заготовки до 10±5°С обеспечивает удовлетворительное условие процесса штамповки. Равномерность нагрева заготовки можно обеспечить конструкцией нагревательной панели, состоящей из галогеновых ламп и отражательного экрана [4].

К конструкторскому фактору относится профиль и точность изготовления поверхностей разъема пуансона и матрицы. В процессе горячей листовой штамповки матрица штампа нагревается до температур 300-350°С. Кроме того, в период нагрева заготовки матрица дополнительно нагревается от ламп нагревательной панели, в результате чего возникают термические деформации, что приводит к искажению профиля матрицы. Пуансон нагревается вследствие контакта с нагретой заготовкой [5]. Существенное влияние на профиль и зазоры между пуансоном и матрицей оказывает влияние допуска на точность изготовления листов титанового сплава, так для листа толщиной 0,5 мм и 0,8 мм допуски составляют 0,15 мм и 0,2 мм соответственно. Проектирование зазора между профилем

поверхности разъема пуансона и матрицы как эквидистанты приводит к изменению величины пружинения после штамповки, и как следствие к изменению профиля готовой детали. Исследования процесса штамповки заготовок с нижним и верхним предельными размерами по толщине листов, на штампе с равномерными по профилю поверхностями разъема пуансона-матрицы показали, что профиль детали выходит за пределы ее допуска. Для несимметричной U-образной детали увеличение зазора в нижней части матрицы позволило обеспечить штамповку деталей в пределах допуска на изготовление независимо от допуска на толщину заготовки [6].

Заключение:

Температурный интервал нагрева перед началом штамповки должен находится в пределах 650—850°С, при этом должна быть обеспечена равномерность нагрева в пределах до 10±5°С.

Для исключения влияния тепловых деформаций штампа необходимо внести поправку на изменение размеров профиля поверхностей разъема пуансона-матрицы.

Для устранения влияния толщины исходных размеров заготовки необходимо вводить поправку на зазор между пуансоном и матрицей, исключая равномерности зазора.

Работа поддержана грантом «Молодые ученые ВСГУТУ-2018».

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

[1] Грешилов А.Д., Мотошкин Э.Э., Гурьев М.А. Разработка технологии процесса гибки титановых противоабразивных оковок - Барнаул.: Ползуновский альманах, 2006. - №3. - С. 180-181.

[2] Грешилов А.Д., Шурыгин Ю.Л., Хараев Ю.П. Разработка технологии гибки титановых противоабразивных оковок с применением радиационного нагрева - Барнаул.: Ползуновский альманах, 2010. - №1. - С. 73-74.

[3] Галкин В.В., Белкин А.С., Карташов А.А. Оценка ресурса пластичности тонколистового титанового сплава ОТ4-1 при горячей формовке // Кузнечно-штамповое производство.2001. № 12. С. 13-16.

[4] А.с., СССР, №1050879, В30В 15/00, Установка радиационного нагрева заготовок / В.Н. Манцев, И.А. Зернов, Б.В. Обносов и В.С. Лисов.

[5] Грешилов А.Д., Даширабданов В.Д., Анчилоев Н.Н, Попов А.Г. Тепловые деформации матрицы при штамповке титановых сплавов. -

Фундаментальные проблемы современного оборудования, 2008. - №4. – С. 109-112.
[6] Грешилов А.Д., Шурыгин Ю.Л. Оптимизация параметров гибки титановых оковок с применением радиационного нагрева - Улан-Удэ.: Проблемы механики современных машин, материалы V международной конференции. 2012. С.31-35.

A.D. Greshilov, E.B. Mandarov, C.A. Batuev

INFLUENCE OF DESIGN-TECHNOLOGICAL FACTORS ON THE PROCESS OF HOT SHEET STAMPING OF TITANIUM ALLOYS

East Siberia State University of Technology and Management, Russia.

Abstract

In this article, the influence of factors - technological parameters and design of tool stamps on the process of sheet punching in the manufacture of single-curvature details of titanium alloy OT4-1 is considered. Evaluation is carried out for the process of stamping parts using a preform heating. The article assesses the influence of the surface design of the punch-matrix connector of the tool die, the effect of heating conditions on the process of bending parts from sheet titanium alloy.

Key words: titanium alloy, hot sheet stamping, radiation heating.

REFERENCES

[1] Greshilov A.D., Motoshkin E.E., Guriev M.A. Development of technology for the process of bending titanium anti-abrasive forging - Barnaul .: Polzunovsky almanac, 2006. - №3. - P. 180-181.
[2] Greshilov A.D., Shurygin Yu.L., Kharaev Yu.P. Development of the technology of bending titanium anti-abrasive lining with the use of radiation heating - Barnaul .: Polzunovsky almanac, 2010. - №1. - P. 73-74.
[3] Galkin V.V., Belkin A.S.., Kartashov AA. Estimation of the plasticity resource of a thin sheet titanium alloy OT4-1 in hot forming // Forging-die production.2001. № 12. With. 13-16.
[4] A.s., USSR, No. 1050879, B30B 15/00, Installation of radiation heating of blanks / V.N. Mantsev, I.A. Zernov, B.V. Obnosov and V.S. Lisov.
[5] Greshilov A.D., Dashirabdanov V.D., Anchiloev N.N., Popov A.G. Thermal deformations of the matrix during stamping of titanium alloys. - Fundamental problems of modern equipment, 2008. - №4. - P. 109-112.
[6] Greshilov A.D., Shurygin Yu.L. Optimization of bending parameters of titanium bundles with the use of radiation heating - Ulan-Ude.: Problems of mechanics of modern machines, materials of the V international conference. 2012. P.31-35.

ISSN 2223-0807
Современное машиностроение: Наука и образование :
материалы 7-й международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н.Евграфова и А.А. Поповича.- СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2018.

DOI 10.1872/MMF-2018-47
УДК 621.92.02

А. С. Дударев[1], В.В. Карманов[2] , В.И. Свирщёв[3] , С.П. Катаева[4]

МОДЕЛИРОВАНИЕ ФОРМЫ ЕДИНИЧНОГО АЛМАЗНОГО ЗЕРНА

[1]Александр Сергеевич Дударев, к.т.н., доцент
Пермский национальный исследовательский политехнический университет
Россия, Пермь
Тел.: 8(342)2391755, E-mail: ktn80@mail.ru

[2]Вадим Владимирович Карманов, д.т.н., профессор
Пермский национальный исследовательский политехнический университет
Россия, Пермь
Тел.: 8(342)2198137, E-mail: karmanovs@yandex.ru

[3]Валентин Иванович Свирщёв, д.т.н., профессор
Пермский национальный исследовательский политехнический университет
Россия, Пермь
Тел.: 8(342) 2198236, E-mail: svirshchev_vi@pstu.ru

[4]Светлана Павловна Катаева (Захарова),
Пермский национальный исследовательский политехнический университет
Россия, Пермь
Тел.: 89124988741, E-mail: svetuk3000@gmail.com

Аннотация

В работе рассмотрены вопросы выбора геометрической формы единичного алмазного зерна для дальнейшего развития изучения процессов микрорезания. При рассмотрении всех известных форм

алмазного зерна, наиболее часто встречается представление его в форме эллипсоида. Предлагаемый метод описания формы базируется на использовании уравнения «суперформулы» выведенного Йоханом Гиелисом в 2003 г. Уравнение «суперформулы» позволяет моделировать различные формы алмазного зерна. В результате предлагаемого метода получена новая обобщенная геометрическая форма «суперзерна», описанная с использованием «суперформулы». А с помощью метода конечных элементов, в программном обеспечении NX построены модели структурного строения алмазного инструмента, где анализируются модели «суперзерна» и эллипсоида. В результате моделирования получено, что прочность удержания алмазных зерен в связке возможно оценить величиной перемещения зёрен. Получено перемещение «суперзерна» и эллипсоида при нагрузке 10 Н.

Ключевые слова: зерно, связка, форма, алмазный инструмент, алмаз, сверление, фрезерование, шлифование, полимерный композиционный материал, перемещение, эллипсоид.

Введение

В машиностроении широкое применение находят неметаллические конструкционные материалы – полимерные композиционные. Эти материалы выгодно отличаются от металлических, за счет высоких удельных прочностных показателей, а также за счёт таких уникальных свойств, как долговечность, стойкость к коррозии, агрессивным химическим средам и др.

При механической обработке деталей и сборочных единиц из полимерных композиционных материалов (ПКМ) наиболее эффективно зарекомендовал себя алмазный режущий инструмент, для операций сверления, фрезерования, шлифования [5].

При использовании алмазного инструмента с рекомендуемыми технологическими условиями обработки, возможно добиться сравнительно низкого уровня шероховатости Rz=20-40 мкм обработанной поверхности ПКМ, минимума заусенцев и отсутствие других видимых дефектов [5, 8, 16].

Однако, в настоящее время, несмотря на значительное развитие процессов алмазной обработки, отсутствуют систематизированные и обобщающие технологические рекомендации по условиям осуществления операций, применяемой технологической оснастки и оборудования, выбору конструкций алмазного инструмента и его характеристик [2, 16].

Эффективность процесса обработки и показатели качества выпускаемой продукции зависят от технологических схем обработки, конструкции и характеристик инструмента, параметров режима обработки.

Целью конструкторов и технологов, является проектирование алмазного инструмента, сочетающего высокую работоспособность и стойкость.

Таким образом, одним из самых важных эксплуатационных показателей алмазного инструмента является его износостойкость и максимальная, при заданном качестве обработки, работоспособность [6]. Эти показатели определяются характеристиками алмазоносного рабочего слоя, которые определяются многими факторами: материалом связки, расположением зерен в рабочем слое, формой зёрен, числом зерен участвующих в резании, а так же глубине их заделки [6, 7]. Известные методы изготовления алмазного инструмента, как с однорядным расположением зёрен, так и с двухрядным, для обеспечения прочности крепления алмазных зерен должны иметь пустоты в связке между зёрнами алмазов, что ограничивает их предельную концентрацию [1]. Кроме того, у закрепленных алмазных зерен, по мере износа связки обнажаются и вырываются зёрна из связки, не успев износиться. Чем больше размер вырванного зерна – тем меньше эффективность использования режущего инструмента и ниже его кромкостойкость.

Таким образом, актуальной задачей является разработка конструкции и технологии создания производительного алмазного инструмента и доведение ее до промышленного производства. Решение этой задачи невозможно без моделирования формы алмазных зерен и их прочностных свойств.

Геометрическая форма зерен

При работе алмазного инструмента, лишь часть алмазных зёрен, находящихся в его структуре, активно участвует в процессе резания, изнашиваясь или микроскалываясь. Это, наряду с другими факторами, предопределяется тем, что синтетические алмазные зерна, используемые при изготовлении алмазного инструмента, несмотря на одинаковую группу зернистости, имеют произвольную конфигурацию форм, и, как следствие, разную геометрию (рис. 1).

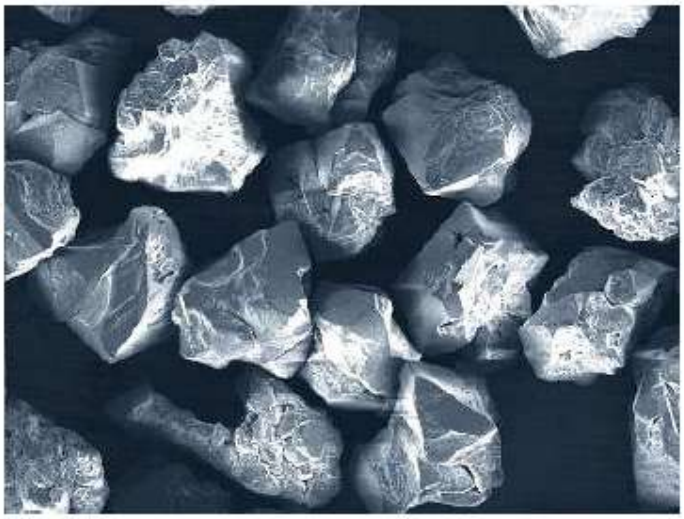


Рис.1. Геометрические формы алмазных зерен

Хаотичная форма и геометрия зерен, а также их неупорядоченная ориентация приводит к тому, что многие из зёрен либо вообще не участвуют в резании, преждевременно выкрашиваясь из связки, либо деформируют поверхность материала, не срезая его [3].

Режущие свойства отдельных алмазных зерен алмазного инструмента используются недостаточно эффективно. Классификация зерен по форме способствует повышению эффективности их использования и дает возможность математической интерпретации протекания процесса микрорезания отдельными алмазными зернами.

Итак, форма зёрен является основой для расчёта числа режущих кромок в рабочем слое алмазного инструмента, форма также определяет пространственное расположение их по отношению к срезаемому слою обрабатываемого материала, величину углов резания и очертаний рабочей части режущей вершины зерна, находящейся в контакте с обрабатываемым материалом и сходящей по ней стружкой.

При моделировании режущей кромки алмазного зерна важно правильно выбрать геометрическую фигуру, которая должна обладать следующими свойствами [12]:

- быть известной по форме;
- описываться математически;
- как можно более точно повторять форму алмазного зерна;
- иметь геометрические параметры, схожие с параметрами режущей кромки реального алмазного зерна.

Выбор рациональной геометрической фигуры в качестве моделей алмазных зёрен – задача непростая [10, 11, 12]. Поскольку зерна, расположенные на поверхности инструмента, имеют сложные неповторяющиеся геометрические формы неправильных многогранников с

закругленными вершинами, математически точно описать которые не представляется возможным.

Попытки разных учёных принять элементарную геометрическую фигуру в качестве модели единичного абразивного зерна сведены в табл. 1.

Таблица 1

Геометрические фигуры моделей абразивных зерен

Фигура	**Учёные-исследователи**
Шар	А.В. Балыков [3], Э.В. Рыжов, В.М. Шумячер, Е.Н. Маслов [13, 14] и др.
Конус	А.В. Балыков [3], А.А. Кузнецов и др.
Пирамида	Н.В. Новиков, Ф.В. Новиков, Ю.К. Новосёлов [15]
Эллипсоид	А.И. Грабченко, В.В. Гусев, Ю.С. Степанов
Закругленный конус	Ю.С. Степанов
Осколок	А.В. Балыков [3]
Гиперболоид вращения	А.В. Королёв [9], С.Г. Редько [12]

Попытки перехода от реальных абразивных, а равно, алмазных зерен к эквивалентным, поддающимся математическому моделированию, предпринимаются различными учеными по-разному (табл. 1), иногда без строгой методической основы.

А.К. Байкалов справедливо в своей монографии [1] заметил, что различие в форме и геометрии зерен не только не объясняет, а наоборот, вуалирует действительные преимущества одного абразивного материала над другим.

А.В. Королёв в общем виде форму зерна предлагает рассматривать, как реализацию случайной функции (1) [1, 9], представляющей совокупность периодических функций с различными амплитудами и частотами со случайными фазами (рис. 2):

$$R(\varphi) = r + \sum_{k=2}^{p} (x_k \sin \omega_k \varphi + y_k \cos \omega_k \varphi) \qquad (1)$$

где $R(\varphi)$ – текущий полярный радиус профиля зерна, соответствующий полярному углу φ; r – радиус средней окружности профиля, определяемый как среднее арифметическое значение функции $R(\varphi)$; x_k и y_k – случайные некоррелированные амплитуды, соответствующие k-й гармонике, имеющие попарно равные дисперсии $D(x)=D(y)=D$; $\omega_1, \ldots, \omega_p$ – произвольно выбранные частоты [1].

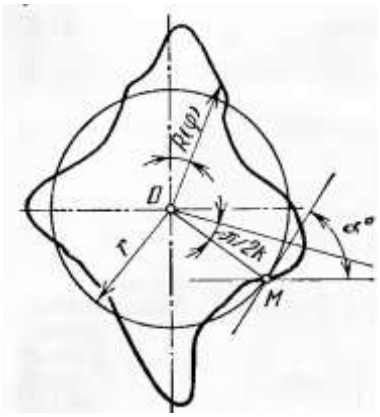


Рис. 2. Форма зерна по А.В. Королеву [9]

Можно заметить (табл. 1, рис. 2), что в качестве обобщенной модели зерна наиболее подходит форма эллипсоида.

Моделирование

В данной работе предлагается новый подход к описанию геометрии зерна в одной из плоскостей. Такой подход поможет отобразить действительное влияние различия формы алмазного зерна на процесс микрорезания.

Описание геометрии зерна можно реализовать за счет применения «суперформулы», которая была выведена Йоханом Гиелисом в 2003 г. [17]. Данная «суперформулы» позволяет описать многообразие всех встречающихся в природе форм с помощью одного уравнения (2). Данное уравнение представляет собой новый абстрактный подход для понимания и моделирования различных форм алмазного зерна.

Уравнение «суперформулы» выглядит следующим образом:

$$r(\varphi) = \left(\left| \frac{\cos(\frac{m\varphi}{4})}{a} \right|^{n_2} + \left| \frac{\sin(\frac{m\varphi}{4})}{b} \right|^{n_3} \right)^{-\frac{1}{n_1}} \qquad (2)$$

где $r(\varphi)$ – полярный радиус, соответствующий полярному углу φ; a , b , m , n_1 , n_2, n_3 – параметры, от которых зависит форма полученных кривых.

Изменяя данные параметры можно создать многообразие форм. Изменение параметров a и b позволяет изменять высоту и ширину «суперзерна». Параметр m позволяет ортогональные оси сложить внутрь или наружу подобно вееру и определить число точек пересечений неподвижной единичной окружности и расстояния между ними.

Значения n_2, n_3 определяют вписано или описано тело в единичную окружность.

Для определения поведения алмазного зерна сложной формы под действием нагрузки необходимо смоделировать его и сравнить с наиболее известной формой алмазных зерен.

При использовании математического пакета MatCAD и «суперформулы» был построен двумерный полярный график с описанной геометрией алмазного зерна сложной формы. Использовались следующие значения параметров: $a = b=1$, $m=6$, $n_1=9$, $n_2 =14$, $n_3=11$.

Построение по данным параметрам сгенерировало фигуру «суперзерна», которая представляет собой зерно изометрической шаровидной формой с выступающими режущими вершинами (рис.3).

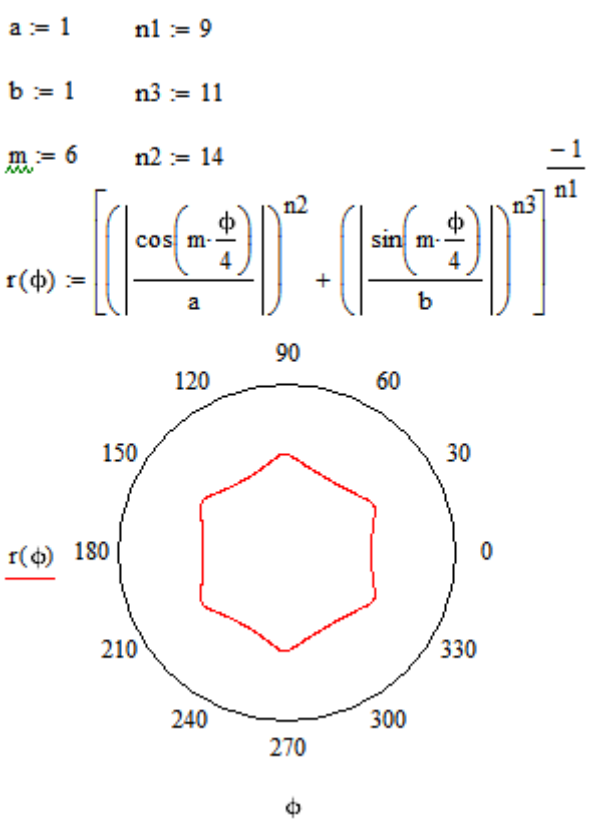


Рис.3. Полярная геометрии алмазного зерна полученная построенная в MathCAD

Для дальнейшего изучения получившейся геометрической формы алмазного зерна необходимо создать трехмерную модель. Данная модель была создана в системе автоматизированного проектирования NX.

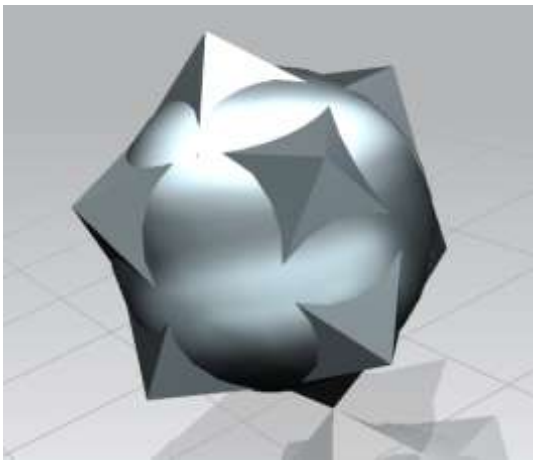
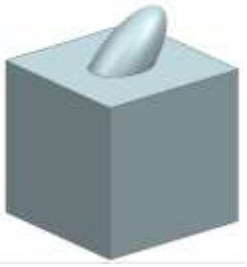


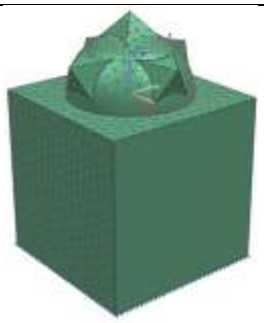
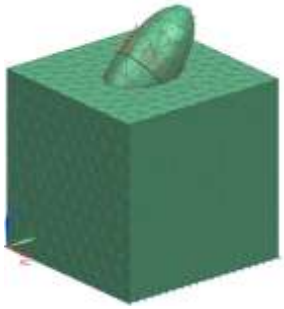
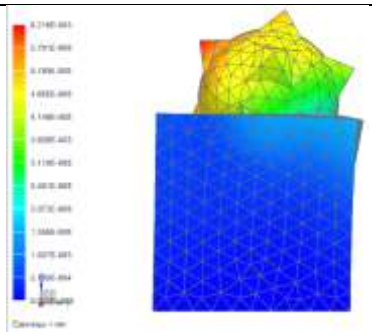
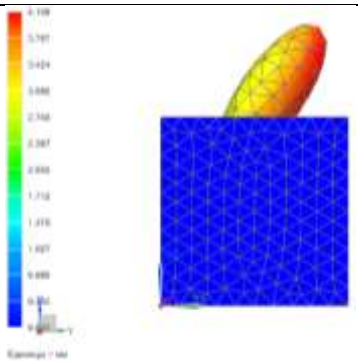
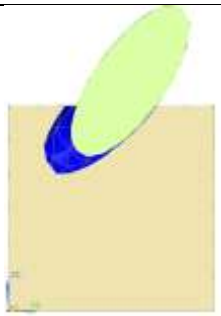
Рис. 4. Модель алмазного «суперзерна» с использованием системы автоматизированного проектирования NX

Для оценки прочности удержания алмазных зерён от различной ориентации их в связке, представленной на рис. 4, моделировалось поведение их при вырыве, которое соответствует поведению единичного зерна в процессе микрорезания. На данные модели воздействовала нагрузка (аналог силы резания), направленную под углом 45º к нормали, величиной 10Н [6]. Сравнивалось «суперзерно» с алмазным зерном эллипсоидной формы, которое имеет широкую распространенность в сравнении с другими идеализируемыми формами (промежуточные, изометрические). Исследуемые формы и результаты расчета перемещений сведены в таблицу 2.

Таблица 2.

Результаты расчета перемещений

№	Форма зерна	**«Суперзерно»**	**Эллипсоид**
1.	Модель «зерно-связка»		

2.	Конечно-элементная модель «зерно-связка»		
3.	Значения величины перемещений		
4.	Сечение модели «зерно-связка» после воздействия нагрузки. Вырыв зерна		
5.	Максимальная величина перемещений	$6{,}29 \cdot 10^{-3}$ мм	4,1 мм

В сравнительном анализе поведения единичных зерен в связке было установлено, что величина перемещения «суперзерна» меньше, чем у эллипсоидного. Это может быть вызвано тем, что «суперзерно» обладает большей массой, а также большей поверхностной площадью.

В характере поведения вырыва «суперзерна» из связки можно заметить, что зерно зацепляется вершинами за связку, тогда как в случае с эллипсоидным зерном – оно выскальзывает из лунки при воздействии нагрузки.

Заключение

На основании «суперформулы» получено обобщающие «суперзерно». На базе численного моделирования воссоздано напряженно-

деформированное состояние, имитирующее реальное микрорезание, для прогнозирования перемещение зерен разных форм: «суперзерна» и эллипсоида.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

[1] Байкалов А.К. Введение в теорию шлифования материалов. Киев: Наукова думка, 1978. – 207 с.

[2] Балыков А.В. Повышение эффективности обработки отверстий в деталях из хрупких неметаллических материалов на основе алмазного сверления: Дис. докт. техн. наук. – Москва, 2004.–449 с.

[3] Балыков А.В., Машков Г.А., Корзаков А.А. Моделирование работы единичного алмазного зерна // Вестник МГТУ «Станкин». – 2009. №1. – С. 30–34.

[4] Грабченко А.И., Доброскок В.Л., Федорович В.А. 3D моделирование алмазно-абразивных инструментов и процессов шлифования: учеб. пособие. Харьков: НТИ ХПИ, 2006. – 364 с.

[5] Дударев А.С. Конструкции свёрл и фрез для алмазно-абразивной обработки стеклопластиков и углепластиков // Известия ТулГУ, 2012, №1. С. 361-370.

[6] Дударев А.С., Захарова С.П. Гипотезы обосновывающие повышение стойкости алмазно-абразивного инструмента// Вестник ПНИПУ. Машиностроение и материаловедение.- Пермь, 2016, №4. С.74-91.

[7] Дударев А.С., Захарова С.П. Определение устойчивости единичного зерна алмазного инструмента при сверлении и фрезеровании полимерных композиционных материалов // Материалы 6-й Международной научно-практической конференции «Современное машиностроение. Наука и образование». Под ред. А.Н.Евграфова, А.А. Поповича.- СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2017. С. 550-558.

[8] Дударев А. С., Свирщев В. И., Захарова С. П. Цели и задачи создания инструмента с упорядоченно-ориентированными в рабочем слое зернами для механической обработки полимерных композиционных материалов //Сб. науч. труд. междунар. науч.-техн. конф. «Аэрокосмическая техника, высокие технологии и инновации», 2015. Пермь: ПНИПУ, 2015. - С. 253-257.

[9] Королев А.В., Новосёлов Ю.К. Теоретико-вероятностные основы абразивной обработки. Часть 1. Состояние рабочей поверхности инструмента. Саратов: Сарат. ун-т, 1987. 160 с.

[10] Макаров В.Ф. Выбор абразивных инструментов и режимов резания для высокоэффективного шлифования заготовок: учеб. пособие. Пермь: Изд-во Перм. нац. исслед. политехн. ун-та, 2011. – 231 с.

[11] Макаров В.Ф. Современные методы высокоэффективной абразивной обработки труднообрабатываемых материалов: учеб. пособие. Пермь: Изд-во Перм. нац. исслед. политехн. ун-та, 2013. – 359 с.
[12] Мальцев П.Н. Повышение эффективности шлифования периферией и торцом круга на основе развития модели контактного взаимодействия в зоне резания: Дис. канд. техн. наук. – Псков, 2016.–211с.
[13] Маслов Е.Н. Теория шлифования материалов. М.: Машиностроение, 1974. – 320 с.
[14] Маслов Е.Н., Постникова Н.В. Основные направления в развитии теории резания абразивным, алмазным и эльборовым инструментом. – М.: Машиностроение, 1975. – 48 с.
[15] Новосёлов Ю. К. Динамика формообразования поверхностей при абразивной обработке: Монография/Ю.К. Новосёлов – Севастополь: СевНТУ, 2012. – 304с.
[16] Степанов А.А. Обработка резанием высокопрочных композиционных полимерных материалов. Л.: Машиностроение, 1987. 176 с.
[17] Gielis Johan. Invited special paper. A generic geometric transformation that unifies a wide range of natural and abstract shapes // American Journal of Botany, 2003, 90 (3). Pp. 333-338.

A. S. Dudarev[1], V.V. Karmanov[1], V.I. Svirshchev[1], S.P. Kataeva[1]

MODELING OF SINGLE DIAMOND GRAIN

[1]Perm National Research Polytechnic University

Abstract

In the work the questions of a choice of a geometrical form of a single diamond grain for the further development of studying of processes of microcutting are considered. When considering all known forms of diamond grain, the most common is its representation in the form of an ellipsoid. The proposed method for describing the form is based on the use of the "superformula" equation derived by Johan Gielis in 2003. The "superformula" equation allows modeling various forms of diamond grain. As a result of the proposed method, a new generalized geometric form of the "super-grain", described using the "super formula", was obtained. And with the help of the finite element method, in the software NX models of the structural structure of the diamond tool are constructed, where the models of "super-grain" and ellipsoid are analyzed. As a result of the simulation, it was found that the strength of diamond grains retention in the bond can be estimated by the magnitude of the migration of grains. The displacement of the "super-grain" and ellipsoid at a load of 10N is obtained.

Key words: grain, binder, shape, diamond tool, diamond drilling, milling, grinding, polymer composite material, moving, ellipsoid.

REFERENCES

[1] Bajkalov A.K. Vvedenie v teoriyu shlifovaniya materialov. Kiev: Naukova dumka, 1978. – 207 p.
[2] Balykov A.V. Povyshenie ehffektivnosti obrabotki otverstij v detalyakh iz khrupkikh nemetallicheskikh materialov na osnove almaznogo sverleniya: Dis. dokt. tekhn. nauk. – Moskva, 2004.–449 p.
[3] Balykov A.V., Mashkov G.A., Korzakov A.A. Modelirovanie raboty edinichnogo almaznogo zerna // Vestnik MGTU «Stankin». – 2009. №1. – P. 30–34.
[4] Grabchenko A.I., Dobroskok V.L., Fedorovich V.A. 3D modelirovanie almazno-abrazivnykh instrumentov i protsessov shlifovaniya: ucheb. posobie. KHar'kov: NTI KHPI, 2006. – 364 p.
[5] Dudarev A.S. Konstruktsii svyorl i frez dlya almazno-abrazivnoj obrabotki stekloplastikov i ugleplastikov // Izvestiya TulGU, 2012, №1. P. 361-370.
[6] Dudarev A.S., Zakharova S.P. Gipotezy obosnovyvayushhie povyshenie stojkosti almazno-abrazivnogo instrumenta// Vestnik PNRPU. Mashinostroenie i materialovedenie.- Perm', 2016, №4. P.74-91.
[7] Dudarev A.S., Zakharova S.P. Opredelenie ustojchivosti edinichnogo zerna almaznogo instrumenta pri sverlenii i frezerovanii polimernykh kompozitsionnykh materialov // Materialy 6-j Mezhdunarodnoj nauchno-prakticheskoj konferentsii «Sovremennoe mashinostroenie. Nauka i obrazovanie». Pod red. A.N.Evgrafova, A.A. Popovicha.- SPb.: Izd-vo Politekhn. un-ta, 2017. P. 550-558.
[8] Dudarev A. S., Svirchshev V. I., Zakharova S. P. TSeli i zadachi sozdaniya instrumenta s uporyadochenno-orientirovannymi v rabochem sloe zernami dlya mekhanicheskoj obrabotki polimernykh kompozitsionnykh materialov //Sb. nauch. trud. mezhdunar. nauch.-tekhn. konf. «Aehrokosmicheskaya tekhnika, vysokie tekhnologii i innovatsii», 2015. Perm: PNRPU, 2015. - P. 253-257.
[9] Korolev A.V., Novosyolov YU.K. Teoretiko-veroyatnostnye osnovy abrazivnoj obrabotki. CHast' 1. Sostoyanie rabochej poverkhnosti instrumenta. Saratov: Sarat. un-t, 1987. 160 p.
[10] Makarov V.F. Vybor abrazivnykh instrumentov i rezhimov rezaniya dlya vysokoehffektivnogo shlifovaniya zagotovok: ucheb. posobie. Perm: Izd-vo PNRPU, 2011. – 231 p.

[11] Makarov V.F. Sovremennye metody vysokoehffektivnoj abrazivnoj obrabotki trudnoobrabatyvaemykh materialov: ucheb. posobie. Perm: Izd-vo PNRPU, 2013. – 359 p.
[12] Mal'tsev P.N. Povyshenie ehffektivnosti shlifovaniya periferiej i tortsom kruga na osnove razvitiya modeli kontaktnogo vzaimodejstviya v zone rezaniya: Dis. kand. tekhn. nauk. – Pskov, 2016.–211s.
[13] Maslov E.N. Teoriya shlifovaniya materialov. M.: Mashinostroenie, 1974. – 320 p.
[14] Maslov E.N., Postnikova N.V. Osnovnye napravleniya v razvitii teorii rezaniya abrazivnym, almaznym i ehl'borovym instrumentom. – M.: Mashinostroenie, 1975. – 48 p.
[15] Novosyolov YU. K. Dinamika formoobrazovaniya poverkhnostej pri abrazivnoj obrabotke: Monografiya/YU.K. Novosyolov – Sevastopol': SevNTU, 2012. – 304 p.
[16] Stepanov A.A. Obrabotka rezaniem vysokoprochnykh kompozitsi- onnykh polimernykh materialov. L.: Mashinostroenie, 1987. 176 p.
[17] Gielis J. Invited special paper. A generic geometric transformation that unifies a wide range of natural and abstract shapes // American Journal of Botany, 2003, 90 (3). Pp. 333-338.

ISSN 2223-0807
Современное машиностроение: Наука и образование :
материалы 7-й международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н.Евграфова и А.А. Поповича.- СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2018.

DOI 10.1872/MMF-2018-48
УДК 621.793

Д.Н. Коротаев[1], П.В. Орлов[2], С.Н. Поворознюк[3]

ФОРМИРОВАНИЕ ИЗНОСОСТОЙКИХ НАНОСТРУКТУРНЫХ ТОПОКОМПОЗИТОВ НА ПОВЕРХНОСТЯХ РЕЗЦОВ ДОРОЖНЫХ ФРЕЗ ИОННО-ПЛАЗМЕННЫМ НАПЫЛЕНИЕМ

[1]Дмитрий Николаевич Коротаев,
Сибирский государственный автомобильно-дорожный университет
Россия, Омск
Тел.: (3812)72-99-79, E-mail: korotaevd99@mail.ru.

[2]Павел Викторович Орлов
Сибирский государственный автомобильно-дорожный университет
Россия, Омск
Тел.: (3812)65-01-45, E-mail: orlov-pv@mail.ru

[3]Сергей Николаевич Поворознюк
Омский научный центр Сибирского отделения Российской академии наук
Россия, Омск
Тел.: +79131422386, E-mail: povorozn@mail.ru

Аннотация

В работе рассмотрены вопросы применения ионно-плазменных технологий нанесения топокомпозитных покрытий для повышения эксплуатационных характеристик рабочих органов дорожно-строительной техники. Исследовано влияние топокомпозитов на изменение структурно-фазового состояния приповерхностных слоев резцов в условиях трибонагружения. Раскрыты механизмы, обеспечивающие повышение износостойкости резцов дорожных фрез при ионно-плазменном воздействии.

Ключевые слова: резец, дорожная фреза, ионно-плазменная обработка, наноструктурный топокомпозит, покрытие, износостойкость.

Введение. Роль строительно-дорожных машин в транспортной системе страны является основополагающей при реализации текущего и капи-

тального ремонта автомобильных дорог с твердыми покрытиями. При этом эксплуатационная надежность машин, их агрегатов и систем напрямую зависит от совершенствования технологий повышения долговечности и работоспособности рабочих органов, в частности резцов дорожных фрез.

Дорожная фреза – специализированная машина-ресайклер, предназначенная для восстановления дорожного полотна, а резец является рабочим органом дорожной фрезы, который предназначен для удаления материала поверхностного слоя дорожного полотна [1].

В процессе взаимодействия резца и асфальтобетона в различной последовательности действуют процессы ударного воздействия, резания и рыхления. Указанные процессы увеличивают требования к эксплуатационным характеристикам резца, главная роль при этом отводится его износостойкости.

Потеря работоспособности режущих элементов происходит в результате механических перегрузок, эрозии стального корпуса, зажимной втулки и других элементов. В случае загрязнения отверстия резцедержателя и недостаточном вращении резца или его отсутствии происходит односторонний износ наконечника, что приводит к изменению его линейного размера, нарушению геометрии инструмента и, как следствие, ускоренному износу (рис. 1).

Рис.1. Изношенный резец

Вследствие этого, при фрезеровании поверхности дорожного полотна рабочим органом фрезы, необходимо обеспечить снижение интенсивности изнашивания резцов и повышение их эксплуатационных свойств на основе оптимального соотношения физико-механических и химических свойств материала изделия.

Актуальность работы связана с необходимостью разработки материалов и покрытий, способных сохранять высокие физико-механические свойства изделий в условиях эксплуатации, и обусловлена возрастающими требованиями к повышению ресурса резцов дорожных фрез. Одним из экономичных вариантов получения требуемого уровня работоспособности

дорожной фрезы является упрочнение и модифицирование поверхностей резцов [2, 3].

Постановка задачи. Классификация методов повышения ресурса деталей рабочих органов приведена на рис.2. Среди разрабатываемых упрочняющих технологий наиболее перспективным направлением является конструирование материалов на основе нано- и ионно-плазменных технологий. Это связано с получением неравновесных структурно-фазовых состояний, формирующихся в материалах при интенсивных воздействиях заряженных частиц, а также созданием градиентных структур, обеспечивающих многофункциональный характер их поведения под действием внешних нагрузок.

Прогрессивным методом, влияющим на работоспособность и повышение ресурса деталей, которые эксплуатируются в условиях абразивного, адгезионного, коррозионного и фреттинг-усталостного изнашивания является ионно-плазменное нанесение топокомпозитных покрытий [4-6].

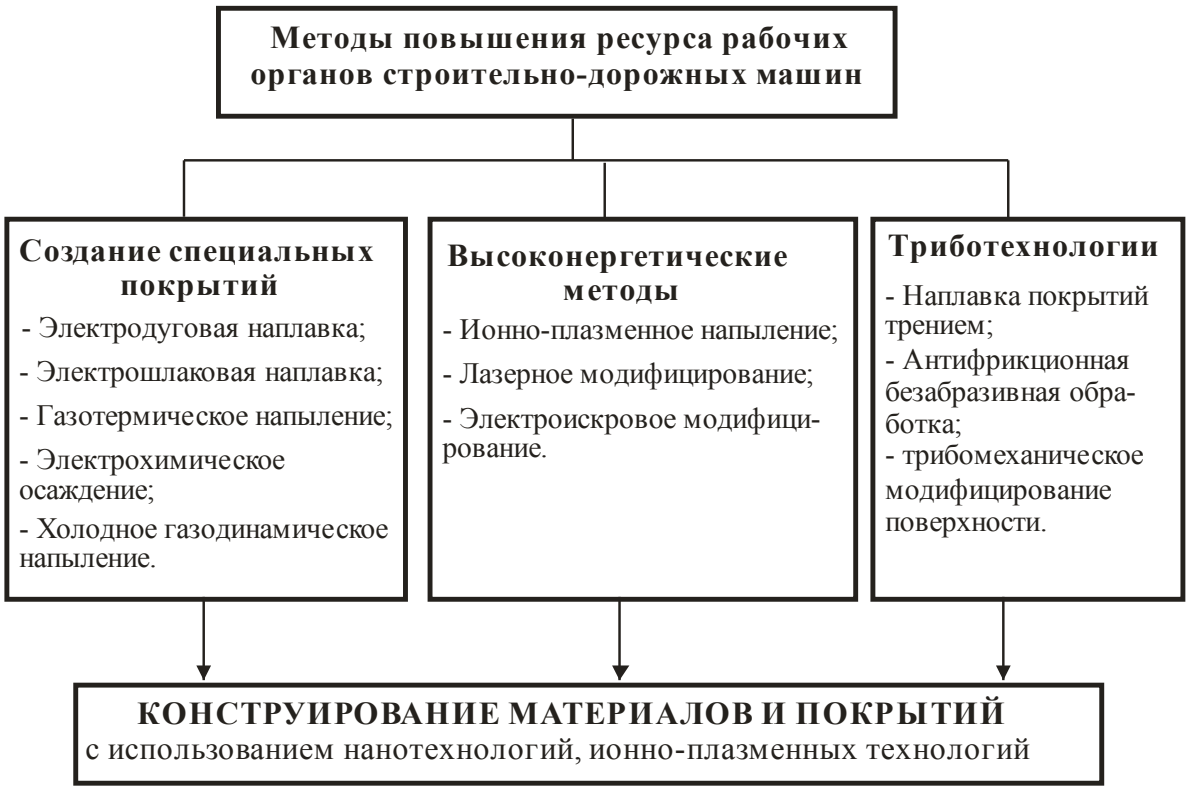


Рис.2. Классификация методов повышения ресурса деталей

Наноструктурные топокомпозитные покрытия (НСТКП), полученные с использованием ионно-плазменной технологии, обеспечивают надежность изделий и узлов за счет повышения усталостной прочности, износостойкости и сохраняют работоспособность в активных и агрессивных средах [7, 8, 11]. Это позволяет рассматривать ионно-плазменное напыление в

качестве перспективной технологической операции на стадии финишной обработки, используемой в дополнение существующего технологического процесса производства резцов дорожных фрез. Данное обстоятельство не требует изменения последовательности производственных процессов и при соблюдении технологической дисциплины может обеспечить заметное улучшение эксплуатационных характеристик деталей по сравнению с базовыми вариантами.

Целью работы является исследование влияния процессов модификации резцов дорожных фрез ионно-плазменной обработкой на структурно-фазовое состояние приповерхностных слоев в условиях трибонагружения.

Методы и материалы. Исследования проводились на образцах твердых сплавов типа ТК, широко применяющихся при изготовлении режущей части резцов дорожных фрез.

Получение наноструктурных топокомпозитов ионно-плазменной обработкой поверхности осуществлялось на модернизированной установке ННВ-6.6 с использованием трех катодов, обеспечивающих воздействие на обрабатываемую поверхность под различными углами. Данная конструкция позволяет осуществлять как последовательное распыление поверхности образца, так и обработку тремя потоками плазмы, генерируемой за счет одновременного распыления трех катодов. Это дает возможность перемешивания потоков плазмы и эффективного распыления обрабатываемой поверхности за счет образования многозарядных кластеров, и минимизировать вероятность формирования капельной фазы. Составы используемых катодов: Ti, Al, Cr.

В качестве рабочего газа использовался азот. Топологические изменения обрабатываемой поверхности исследовались с помощью зондового атомно-силового микроскопа NTEGRA Prima и растрового электронного микроскопа JEOL JCM-5700.

Резцы из твердого сплава типа ТК подвергались изнашиванию на модельной установке, имитирующей барабан фрезы, при обработке асфальтобетонов марки А1.

Результаты и обсуждение. Идея создания наноструктурных топокомпозитов основана на развитии представлений о совместном влиянии топологических особенностей контактных поверхностей трибосопряжений и их наноструктурного состояния на несущую способность изделий. Наиболее предпочтительной моделью структурного состояния является градиентная структура поверхностных слоев с плавно изменяющимися свойствами по глубине при наличии нанодисперсных фаз в тонком поверхностном слое [9]. При этом сдвиговая неустойчивость слоистой структуры в условиях нагружения будет проявляться при одновременном выполнении условия сочетания «жесткой» границы между покрытием и основой, и наличия «нежестких границ» между слоями покрытия. Вместе с тем, наличие твердых нанодисперсных частиц на поверхности покрытия, окруженных более

пластичным материалом, позволяет рассматривать тонкий поверхностный слой именно как композитную структуру (рис. 3).

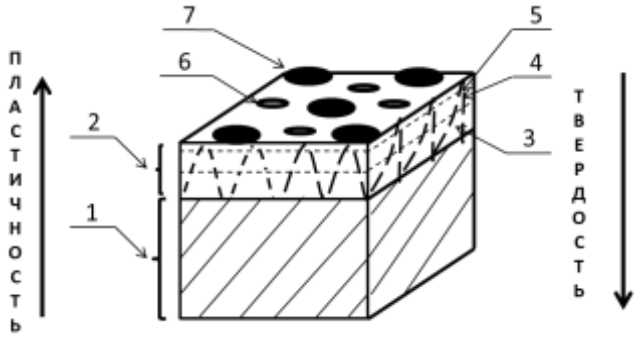


Рис. 3. Схема наноструктурного композита. Обозначения: 1 – материал основы; 2 – композитное покрытие; 3 – слой состава А; 4 – слой состава Б; 5 - слой состава С; 6 – «впадина»; 7 – нанокластер – «выступ».

В качестве методологических принципов получения наноструктурных топокомпозитов использованы следующие:

- формирование развитого микро- и нанорельефа материала основы за счет распыления поверхностных слоев и активации поверхности в направлении «сверху-вниз»;
- структурирование твердотельного объекта в направлении понижения размерности формируемых слоев: «макроструктура» → «микроструктура» → «мезоструктура» → «наноструктура»;
- использование «перекрестных эффектов» плазменного перемешивания в потоках ионов;
- формирование центров кристаллизации для интенсивного образования новых фаз в направлении «снизу-вверх»;
- образование промежуточного пластичного металлизированного слоя в результате кристаллизации метастабильных фаз (мезоструктуры).

Данный подход позволяет наносить покрытия, имеющие слои разного состава и регулировать в процессе напыления процентное содержание наносимых материалов. Типичная схема создания наноструктурного топокомпозита представлена на рис. 4. На заключительном этапе формирования топокомпозита (рис. 4, д) происходит формирование нанокластеров при различных плотностях тока (рис. 5) [9, 10]. На рис. 5 видно, что при увеличении плотности ионного тока наблюдается увеличение размеров кластеров.

Электронно-микроскопическими исследованиями установлено, что трансформация структуры поверхностных (до 20 мкм) слоёв модифицированного материала после 120 секунд трибомеханического нагружения характеризуется высокой дефектностью кобальтовой прослойки. Помимо высокой плотности дефектов упаковки кобальтовая фаза характеризуется

слоистым строением и мелкокристаллической структурой с размером блоков 100-250 нм. В карбидной фазе наблюдается образование субзёренной структуры, а по межфазным границам располагаются частицы выделившихся вторичных фаз $Co_3W_9C_4$ (рис. 6).

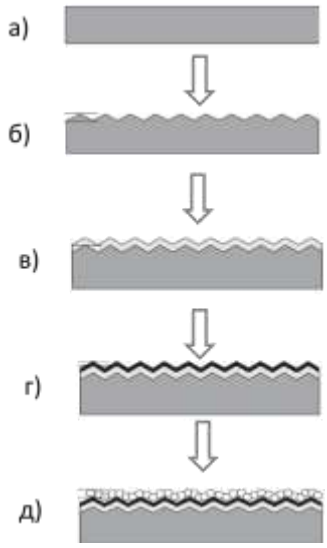


Рис. 4 Схема получения наноструктурного топокомпозита.
Обозначения: а) – исходный образец; б) – стадия формирования микро-и нанорельефа поверхности; в) – нанесение слоя покрытия состава А; г) - нанесение слоя покрытия состава Б; д) - нанесение слоя покрытия состава С.

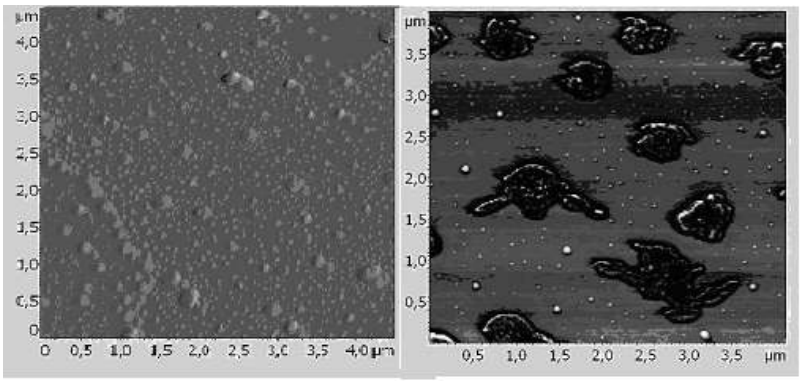


Рис. 5. Изображение поверхности покрытия, содержащее кластерные образования:
а) плотность тока j=10 мА/см^2; б) плотность тока j= 20 мА/см^2.

Установлено формирование сильнодеформированной структуры с большим количеством выделений вторичной фазы, расположенной на глубине h=20-50 мкм, что свидетельствует о дисперсионном упрочнении модифицированного материала. Сравнительный анализ структурно-фазового состояния глубинных слоёв (h=100-200 мкм) показывает, что дефектная структура модифицированного материала выражена более отчётливо, что связано с образованием в связке слоистых агрегатов и межслоевой разориентацией, а карбидная фаза отличается повышенной плотностью микродвойников.

Анализ структуры глубинных слоёв модифицированных сплавов на начальной стадии изнашивания позволяет утверждать, что роль поверхностной модификации заключается в повышении диссипирующей способности материала путём накопления дислокационной субструктуры.

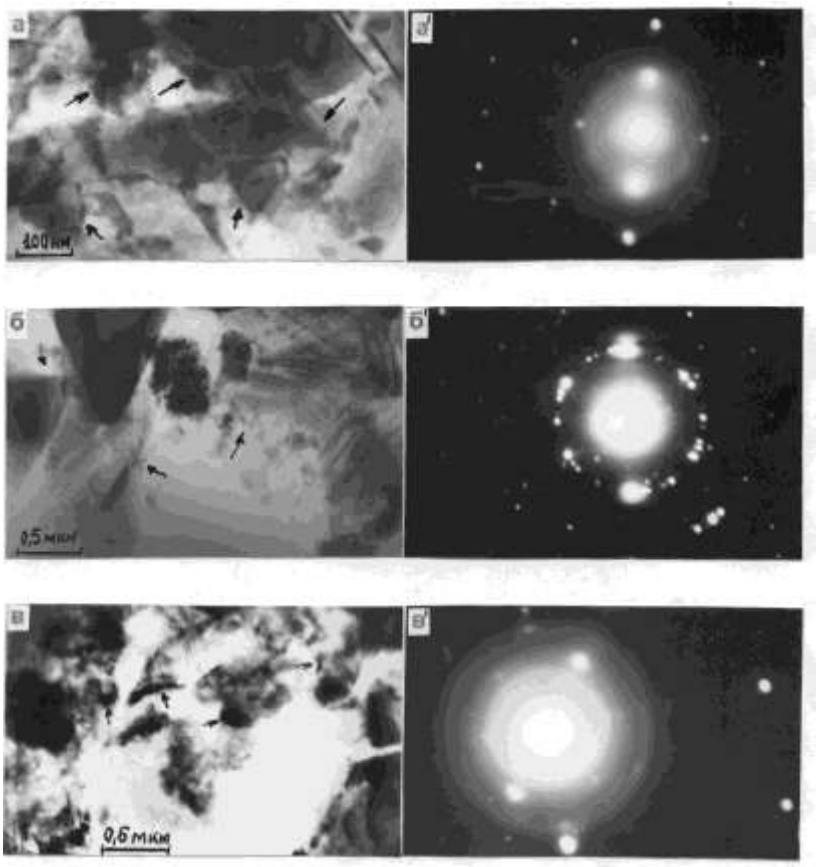


Рис. 6. - Электронно-микроскопическое изображение структуры модифицированного сплава Т15К6. Зона контакта: а – блочное строение карбида вольфрама, блоки указаны стрелками; б – блочное строение Со-фазы, блоки указаны стрелками; в – микропоры и микротрещины по границам блоков в Со-фазе и в карбидах вольфрама, на микроэлектроннограмме обнаруживаются рефлексы фазы $Co_3W_9C_4$

При изнашивании исходного твердого сплава релаксация деформационных процессов сопровождается образованием микропор и субмикротрещин в карбидной фазе (рис. 7), чему предшествует разбиение карбидных кристаллитов на разориентированные области, границы которых и являются в дальнейшем очагами разрушения.

Измельчение блочной структуры (диспергирование) и предельное увеличение плотности дислокаций с формированием сетчатой дислокационной структуры кобальтовой связки и образование микротрещин в карбидной фазе становится эффективным каналом диссипации внутренней энергии ΔE наряду с потоками рассеяния тепловой энергии Q_e [4]. Совокупность указанных процессов обеспечивает структурную приспосабливаемость твердых сплавов с топокомпозитными покрытиями, характери-

зующуюся формированием структуры, насыщенной дислокационными и другими каналами диссипации энергии и минимизации интенсивности изнашивания изделий при повышенных нагрузках.

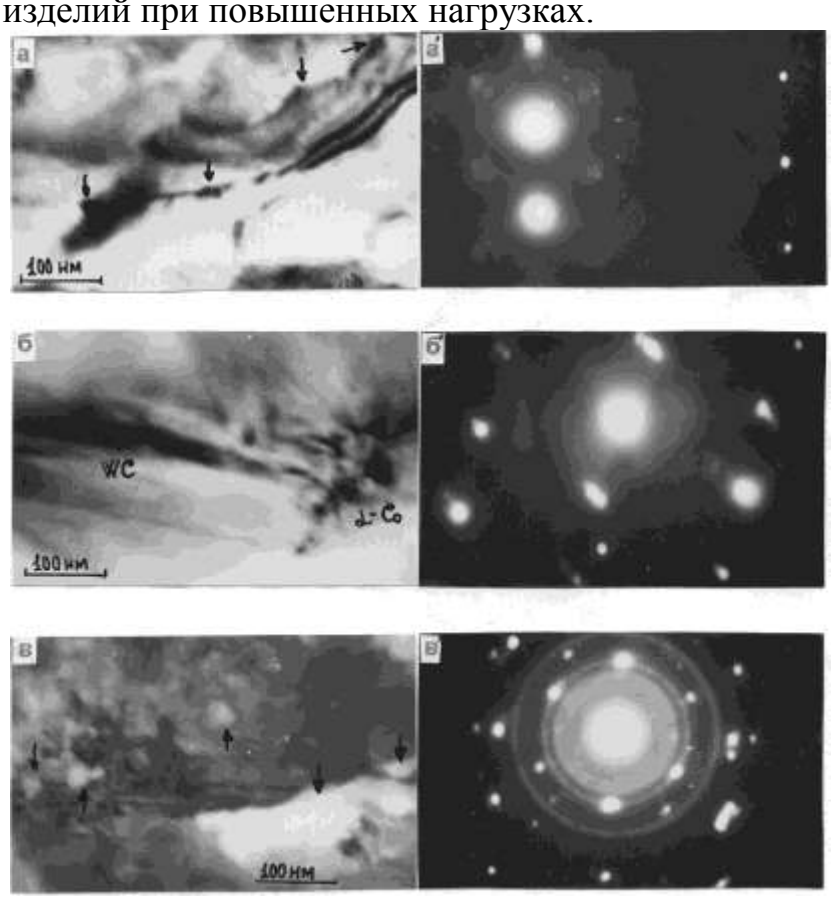


Рисунок 7 - Электронно-микроскопическое изображение структуры сплава Т15К6 без покрытия. Зона контакта: а – блочное строение связки, стрелками указаны микропоры; б – микродвойники в карбиде вольфрама и дислокационная субструктура в Со-фазе в области межфазной границы; в – деформационные микродвойники в карбиде вольфрама, стрелками указаны микропоры

Заключение. Обобщение проведенных исследований позволяет утверждать, что наноструктурные топокомпозиты представляет собой особый класс градиентных материалов, разработка которых интенсивно ведется в последнее время, в частности, с использованием различных энергетических воздействий. В результате исследования структурно-фазового состояния покрытий и приповерхностных слоев резцов после ионно-плазменного модифицирования и последующих триботехнических испытаний установлено значительное изменение структуры и плотности дефектов материала. Так, структура поверхности на глубине до 20 мкм характеризуется высокой степенью дефектности, а на глубине 20-50 мкм значительным количеством выделений второй фазы.

Таким образом, основная роль в повышении износостойкости при ионно-плазменном воздействии принадлежит увеличению диссипации энергии в модифицированных поверхностных слоях резцов, при этом превалирующим механизмом, обеспечивающим упрочнение, является дисперсионное твердение.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

[1] Баловнев В.И. Дорожно-строительные машины и комплексы / В.И. Баловнев, А.Б. Ермилов, А.Н. Новиков и др. - М.: Машиностроение, 1988. - 383с.

[2] Upadhyay R, Brossard N. and Chen C.H. Mechanisms underlying astringency: introduction to an oral tribology approach / J. Phys. D: Appl. Phys. 2016. Vol. 49. Pp. 104003.

[3] Matthews A., Franklin S. and Holmberg K. Tribological coatings: contact mechanisms and selection / J. Phys. D: Appl. Phys. 2007. Vol. 40. Pp. 5463.

[4] Panin V. E., Moiseenko D. D., Panin S. V., Maksimov P. V., Goryacheva I.G. and Cheng C. H. Mechanisms of elastic energy dissipation in the transition layer between a coating and a substrate under contact interaction / Journal of Applied Mechanics and Technical Physics. 2014. Vol. 55(2). Pp. 318326.

[5] Соколов А.Г. Влияние нанесения диффузионных титановых покрытий с последующей термической обработкой на эксплуатационные характеристики режущего твердостплавного инструмента типа ТК и ВК / А.Г. Соколов, Э.Э. Бобылев // Современное машиностроение. Наука и образование. 2017. №6. - С. 679-690.

[6] Горобей Н.Н. Упрочнение поверхностного слоя металлических образцов легированием / Н.Н. Горобей, А.С. Лукьяненко // Современное машиностроение. Наука и образование. 2014. №4. - С. 1119-1128.

[7] Полещенко К.Н. Фреттингостойкость наноструктурных топокомпозитов на титановой основе / К.Н. Полещенко, О.Д. Худякова //Упрочняющие технологии и покрытия. 2016. № 11 (143). - С. 44-48.

[8] Погребняк А.Д. Многокомпонетные нанокомпозитные покрытия с адаптивным поведением в поверхностной инженерии / А.Д. Погребняк, А.А. Багдасарян, А.В. Пшик, К.А. Дядюра // Успехи физических наук. 2017. Том 187, № 6. - С.629-652.

[9] Полещенко К.Н. Структурно-морфологические особенности наноструктурных топокомпозитных покрытий триботехнического назначения / К.Н. Полещенко, Д.Н. Коротаев, Е.Е. Тарасов // Вестник СибАДИ. 2016. Вып. 4(50). - С.126-132.

[10] Гринберг П.Б. Метод получения наноструктурированных топокомпозитов для повышения несущей способности конструктивных элементов энергооборудования / П.Б. Гринберг, К.Н. Полещенко, В.Н. Горюнов, Е.Е. Тарасов // Вестник Омского университета. 2012. №2. - С.253-258.

[11] Панин В.Е. Наноструктурирование поверхностных слоев и нанесение наноструктурированных покрытий – эффективный способ упрочнения современных конструкционных и инструментальных материалов /

В.Е. Панин, В.П. Сергеев, А.В. Панин, Ю.А. Почивалов // Физика металлов и металловедение. 2007. Т.104, №6. - С.650-660.

D.N. Korotaev[1], P.V. Orlov[1], S.N. Povoroznuk[2]

FORMING OF WEARPROOF NANOSTRUCTURAL TOPOKOMPOZIT ON SURFACES OF CUTTERS OF ROAD MILLS ION-PLASMA DUSTING

[1]Siberian State Automobile and Highway University, Russia
[2]Omsk Scientific Center, Siberian Branch of the Russian Academy of Sciences

Abstract

In work questions of use of ion-plasma technologies of drawing the topocomposite of coverings for increase in utilization properties of operating parts of the road-building equipment are considered. Influence of topocomposite on change of a structural and phase condition of near-surface layers of cutters in the conditions of a tribological is investigated. The mechanisms providing increase in wear resistance of cutters of road mills at ion-plasma influence are opened.

Key words: cutter, road mill, ion-plasma processing, nanostructural topocomposite, covering, wear resistance.

REFERENCES

[1] Balovnev V.I., Yermilov A.B., Novikov A.N., etc. Road-building cars and complexes. Moscow, Mechanical engineering, 1988. 383 p. (rus.)
[2] Upadhyay R, Brossard N. and Chen C.H. Mechanisms underlying astringency: introduction to an oral tribology approach - J. Phys. D: Appl. Phys. 2016. Vol. 49. Pp. 104003.
[3] Matthews A., Franklin S. and Holmberg K. Tribological coatings: contact mechanisms and selection - J. Phys. D: Appl. Phys. 2007. Vol. 40. Pp. 5463.
[4] Panin V. E., Moiseenko D. D., Panin S. V., Maksimov P. V., Goryacheva I.G. and Cheng C. H. Mechanisms of elastic energy dissipation in the transition layer between a coating and a substrate under contact interaction - Journal of Applied Mechanics and Technical Physics. 2014. Vol. 55(2). Pp. 318326.
[5] Sokolov A.G., Bobyliov E.E. Influence of drawing diffusion titanic coatings with the subsequent heat treatment on operational characteristics of the cutting tverdostplavny shopping mall tool and VK - Modern mechanical engineering. Science and education. 2017. No. 6. Pp. 679-690.

[6] Gorobey N.N., Lukyanenko A.S. Hardening of a surface layer of metal samples alloying - Modern mechanical engineering. Science and education. 2014. No. 4. Pp. 1119-1128.
[7] Poleshchenko K.N., Khudyakova O.D. Frettingostoykost of nanostructural topokompozit on a titanic basis - Strengthening technologies and coverings. 2016. No. 11 (143). Pp. 44-48.
[8] Pogrebnyak A.D., Bagdasaryan A.A., Pshik A.V., Dyadyura K.A. Mnogokomponetnye nanocomposite coatings with adaptive behavior in surface engineering - Achievements of physical sciences. 2017. Vol. 187, No. 6. Pp. 629-652.
[9] Poleshchenko K.N., Korotaev D.N., Tarasov E.E. Structural-morphological features nanostructural topokompozitnykh of coverings of tribotechnical assignment – Vestnik SIBADI. 2016. No. 4(50). Pp. 126-132.
[10] Greenberg P.B., Poleshchenko K.N., Gorunov V.N., Tarasov E.E. A method of receiving the nanostructured topokompozit for increase in bearing capacity of constructive elements of the power equipment - Messenger of the Omsk university. 2012. No. 2. Pp. 253-258.
[11] Panin V.E., Sergeev V.P., Panin A.V., Pochivalov Yu.A. Nanostructuring surface layers and drawing the nanostructured coverings – an effective way of hardening of modern constructional and tool materials - Physicist of metals and metallurgical science. 2007. T.104, No. 6. Pp.650-660.

ISSN 2223-0807
Современное машиностроение: Наука и образование:
материалы 7-й международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н.Евграфова и А.А. Поповича.- СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2018.

DOI 10.1872/MMF-2018-49
УДК 621.7.044.4

В. С. Мамутов[1], К.С.Арсентьева[2]

ЭЛЕКТРОГИДРОИМПУЛЬСНАЯ ВЫТЯЖКА В ЗАКРЫТУЮ МАТРИЦУ С ПЛОСКИМ ДНОМ ПРИ РАЗЛИЧНЫХ ПАРАМЕТРАХ НАГРУЖЕНИЯ ЗАГОТОВКИ

[1]Вячеслав Сабайдинович Мамутов, д.т.н., профессор
Санкт-Петербургский политехнический университет
Петра Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: +7(812)552-9530, E-mail: mamutov_vs@spbstu.ru

[2]Ксения Сергеевна Арсентьева, аспирантка
Санкт-Петербургский политехнический университет
Петра Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: +7(812)552-9530, E-mail: xenia.ars@gmail.com

Аннотация

В работе анализируется влияние параметров нагружения на процесс электрогидроимпульсной вытяжки в закрытую матрицу с плоским дном. С применением конечно-элементного комплекса LS-DYNA® на примере вытяжки заготовки из алюминия рассмотрены факторы, влияющие на возникновение характерного брака в виде отскока от дна матрицы, нарушения сплошности материала заготовки и не полного заполнения рельефа матрицы. Показано значительное влияние параметров импульса давления на течение процесса ЭГИ вытяжки листовой заготовки и возможность изготовления детали.

Ключевые слова: электрогидроимпульсная вытяжка, конечно-элементный комплекс LS-DYNA, параметры нагружения, влияние формы импульса давления

Введение. Электрогидроимпульсная (ЭГИ) штамповка является эффективным методом изготовления полых тонкостенных деталей,

особенно в мелкосерийном производстве. ЭГИ технология основывается на преобразовании энергии, запасенной в конденсаторной батарее, в энергию деформирования заготовки [1, 2]. Принципиальная схема процесса показана на рисунке 1.

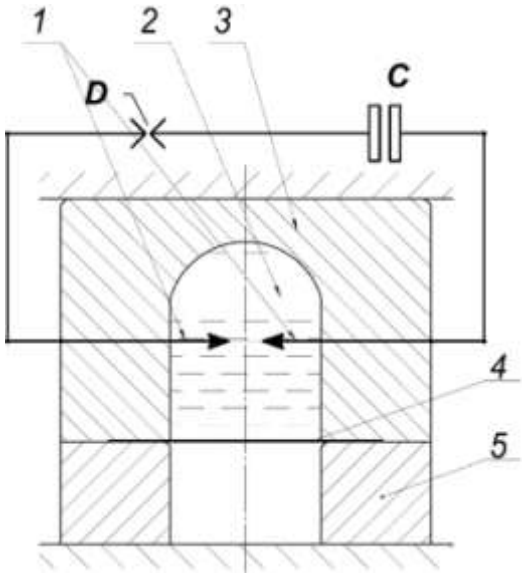


Рисунок 1. Схема ЭГИ вытяжки-формовки: 1 – электроды, 2 – рабочая жидкость, 3 – разрядная камера, 4 – листовая заготовка, 5 – матрица

При разряде конденсаторной батареи образуется канал разряда с низкотемпературной плазмой высокого давления. За счет расширения плазменного канала в жидкости возникает импульсное давление, которое воздействует на центральную часть листовой заготовки, вдавливая ее в формоизменяющую матрицу. Происходит частичное деформирование центральной части заготовки, а также смещение фланцевой части к центру, что определяет, по сути, процесс вытяжки-формовки.

ЭГИ вытяжка характеризуется сложным комплексом физико-механических процессов преобразования разных видов энергий. Эффективность ее зависит от большого числа факторов и их комбинаций: параметров разрядного контура, конструкции разрядной камеры, свойств рабочей среды, характеристик деформируемого металла, геометрии оснастки и заготовки. Из-за сложности физических процессов технологическое проектирование импульсных технологий, в том числе ЭГИ вытяжки, требует длительной и трудоемкой настройки [3].

Поскольку экспериментальные исследования трудоемки по времени и ресурсам, все большее распространение получает компьютерное моделирование. В наше время развитие вычислительной математики и техники привело к созданию таких конечно-элементных (КЭ) комплексов как LS-DYNA [4], которые позволяют создавать компьютерные модели с учетом физико-механических особенностей исследуемого процесса.

Универсальный КЭ комплекс LS-DYNA разрабатывался для решения задач высокоскоростного взаимодействия жидкостей с деформируемой конструкцией и способен решать задачи импульсного деформирования металлов с учетом взаимодействия плазменного канала, рабочей жидкости, геометрии разрядной камеры и наличия в ней электродов [5, 6].

Особенностью ЭГИ вытяжки по сравнению с вытяжкой при квазистатическом нагружении является уменьшение пружинения заготовки, что благоприятно для получения точных деталей. Однако импульсный характер нагружения и деформирования заготовки может препятствовать смещению фланцевой части заготовки к центру за счет большой инерционности заготовки в радиальном направлении. Это может приводить к недопустимому утонению центральной части заготовки. Поэтому для конкретного технологического процесса ЭГИ вытяжки необходимо определять параметры нагружения заготовки, обеспечивающие благоприятное протекание процесса. Данная, важная для промышленного применения ЭГИ вытяжки задача практически не решена до сих пор.

Задачей данной работы являлась оценка особенностей формоизменения тонколистовой заготовки в процессе ЭГИ вытяжки-формовки в закрытую матрицу с плоским дном при различной форме импульса давления с использованием компьютерных моделей, разработанных в КЭ комплексе LS-DYNA.

1. Выбор закона импульса давления

В работах [7, 8, 9] были решены в комплексном виде задачи импульсного деформирования с учетом трехмерной гидродинамики процесса. Подобные расчеты требуют применения компьютеров, превышающих по мощности доступные персональные компьютеры. Значительное время уходит также на создание компьютерных моделей, оригинальных для каждого размера разрядной камеры, электродной системы и детали вследствие оригинальной КЭ разбивки. В тех случаях, когда требуется провести исследование, связанное с большим количеством компьютерных расчетов, данный метод является таким же затратным по времени, как и экспериментальные исследования. Однако результаты комплексного моделирования позволяют оценить параметры импульсного давления на подвижной заготовке, что может быть использовано при упрощенном моделировании процесса ЭГИ вытяжки-формовки под действием заданного закона давления.

При упрощенном подходе необходимо корректно задавать параметры нагрузки, т.е. зависимость изменения давления во времени. Ранее для этого использовали экспериментальные зависимости, полученные на основе измерения импульсного давления в разрядной

камере, в том числе с применением различных датчиков, помещенных внутрь разрядной камеры вблизи заготовки [10, 11]. Однако современные расчеты, представленные в работах [7, 8, 9], показали, что давление на стенке разрядной камеры значительно отличается от давления, действующего непосредственно на подвижную заготовку.

В работе [12] сделан анализ характерной формы давления, действующего на заготовку при ЭГИ вытяжке-формовке (рисунок 2).

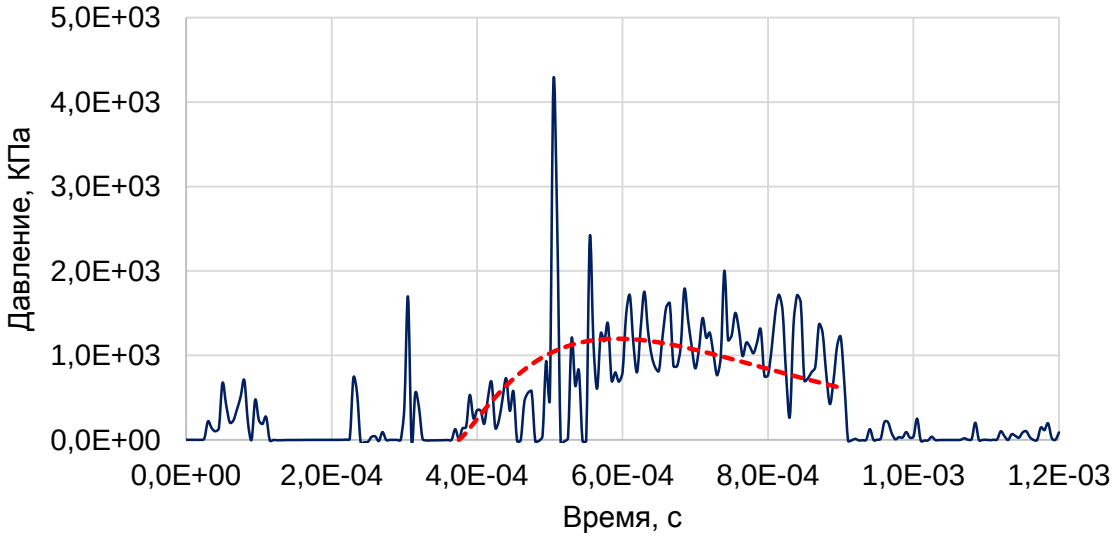


Рисунок 2. Совмещенный график расчетного импульса давления в разрядной камере и гладкой кривой предлагаемого закона давления

На графике видны множественные пульсации, вызванные начальной ударной волной, отражением волн от стенок разрядной камеры и движением заготовки. При этом следует отметить наибольшее влияние давления гидропотока, которое на рисунке 2 можно наблюдать в отрезок времени с 360 мкс до 900 мкс. Остальные выбросы незначительно влияют на пластическую деформацию, поскольку их площадь незначительна в сравнении с площадью давления, определяемого гидропотоком. Результаты получены для случая ЭГИ вытяжки-формовки заготовки из латуни Л68 толщиной 0.24 мм. Однако аналогичная зависимость давления от времени получалась и для компьютерных вычислений формоизменения при других параметрах.

Для численных экспериментов по влиянию формы импульса давления имеет смысл упростить полученную сложную зависимость с множественными пульсациями на кривую с длительностью, равной длительности воздействия гидропотока (в данном случае примерно 540 мкс) и площадью, не превышающую площадь гидропотока. Предлагается задавать форму импульса давления следующим законом:

$$p = p_0 Np(t/\theta)^q \exp(-bt/\theta), \quad (1)$$

где t - время; p_0 - амплитудное значение давления; нормирующие величины N_p, a, b определяются соотношениями:

$N_p = \exp(b-1)$, $a = bc$; $b = 1/(1- t^* + t^* \ln t^*)$; $t^* = t_н/\theta$,

где $t_н$ - время, за которое давление достигает амплитудного значения. Такой закон определяет длительность фронта импульса давления $t = t_н$ при $p = p_0$ и уменьшение давления в e раз при величине $t = \theta$.

Сделано сравнение компьютерных расчетов и результатов эксперимента. На рисунке 3 показано перемещение точек заготовки после ее остановки. График 1 соответствует значениям, полученным в результате натурного эксперимента. Графики 2 и 3 соответствуют значениям, полученным из компьютерных расчетов, в которых импульс давления задавался сложной зависимость с множественными пульсациями и законом (1) соответственно.

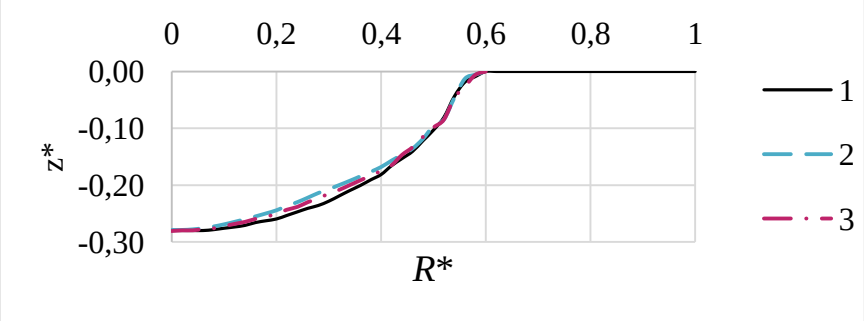


Рисунок 3. Форма заготовки, полученная при ЭГИ вытяжке:
z^* – относительный прогиб, R^* – относительный радиус

Значение 0.28 по оси ординат соответствует величине максимального прогиба равной 16.8 мм. В свою очередь в численном эксперименте, где импульс давления задавался сложной зависимостью, полученной из расчетов с учетом гидродинамики, величина максимального прогиба заготовки составила 16.755 мм. Расчет, в котором импульс давления задавался законом (1), показал величину максимального прогиба заготовки 16.751 мм.

ЭГИ штамповка позволяет гибко управлять параметрами процесса [2, 13, 14]: амплитудой, длительностью и формой импульса давления, а также количеством разрядов. Длительность импульса складывается из времени нарастания давления $t_н$ и времени падения, за которое давление падает до нуля. Согласно работе [12] частью времени падения можно пренебречь, поскольку оно не оказывает влияние на пластическую деформацию. Условно можно принять такое понятие, как нормальная или средняя длительность давления порядка 100 мкс, что характерно для разрядных камер объемом менее 1 л и промышленных ЭГИ установок

[10]. Варьируя параметры процесса можно получить короткий импульс с длительностью около 10 мкс или длительный импульс - 1000 мкс и больше.

2. Исходные данные для компьютерного моделирования

В качестве примера рассматривался процесс вытяжки в матрицу с плоским дном заготовки диаметром 124 мм из алюминия 5754 (АМг3) толщиной 1 мм. Диаметр очка матрицы составлял 60 мм. Материал инструмента принимался абсолютно жестким. Модель материала заготовки выбиралась MAT_POWER_LAW_PLASTICITY со следующими характеристиками: E = 71 ГПа (модуль Юнга), ν = 0.3 (коэффициент Пуассона), ρ = 2660 кг/м^3 (плотность); параметры динамической кривой деформационного упрочнения: B = 414.65 МПа, m = 0.256; коэффициент динамичности K_d = 1.65 [15]. Трение задавалось кулоновское со значениями коэффициента при трении покоя μ = 0.15 и при движении μ = 0.1. Вследствие симметричности в расчетах моделировалась ¼ часть заготовки.

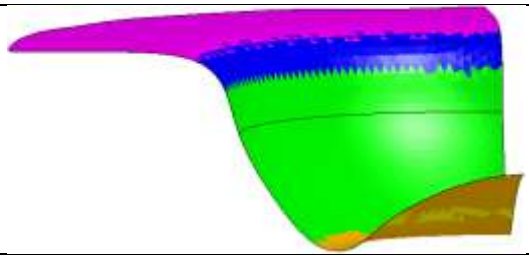
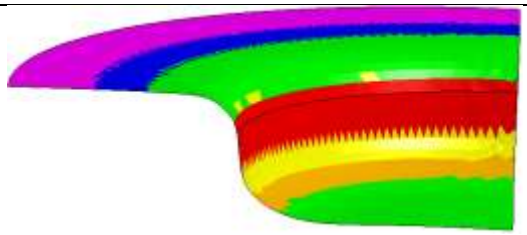
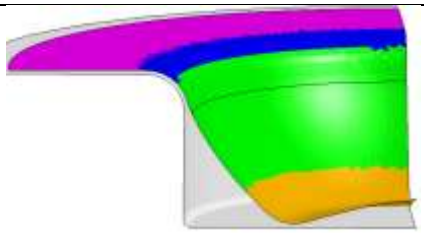
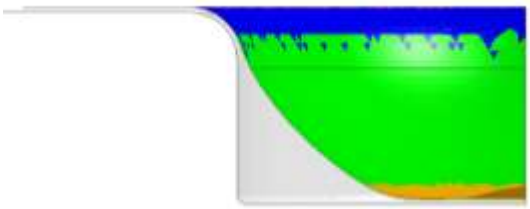
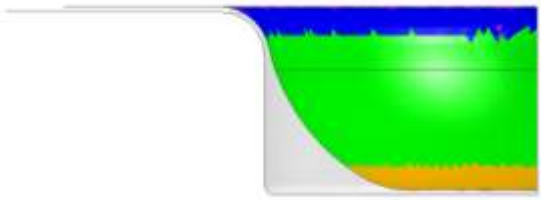
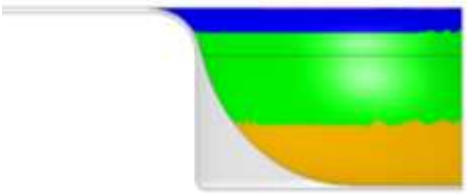
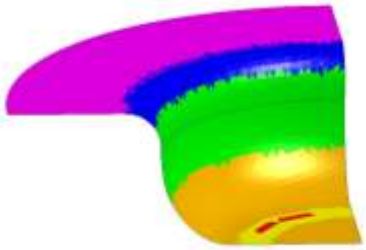
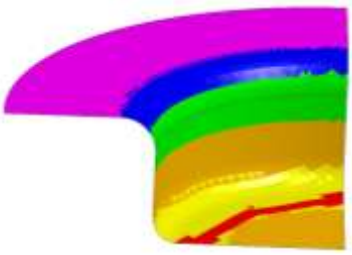
При проведении численного эксперимента оценивалось влияние на результаты расчетов задания характеристической длительности импульса давления: 100, 1000 и 2500 мкс; относительного времени нарастания импульса давления: t^* = 0.1 и t^* = 0.5; амплитудного значения давления $p_{0.}$

3. Численный эксперимент и анализ результатов

Результаты компьютерных расчетов представлены в таблице 1. Цвета областей заготовки определяет Formability key LS-PrePost: разрушение металла (красный), риск образования трещин (желтый) и складок (синий), складкообразование (фиолетовый), области значительного утонения (оранжевый) и нормального формоизменения (зеленый).

При длительности давления θ = 100 мкс при t^* = 0.1 и амплитуде давления до 300 МПа заготовка касается дна матрицы, а при дальнейшем увеличении амплитуды давления происходит отскок заготовки от дна матрицы (*1*, таблица 1). Увеличение амплитуды давления не приводит к заполнению рельефа матрицы, а может вызвать разрушение заготовки вследствие локализации пластических деформаций из-за конечной скорости распространения пластических волн. Импульс давления с параметром t^* = 0.5 также не приводит к заполнению матрицы, а увеличение амплитуды давления более 600 МПа приводит к разрушению металла вдоль кромки матрицы (*2*, таблица 1). Практически при длительности давления 100 мкс невозможно заполнить рельеф матрицы.

Таблица 1

Влияние параметров импульса давления на деформирование заготовки	
1	***2***
	
θ = 100 мкс, t^* = 0.1, p_0 = 320 МПа	θ = 100 мкс, t^* = 0.5, p_0 = 600 МПа
3	***4***
	
θ = 1000 мкс, t^* = 0.1, p_0 = 30 МПа,	θ = 1000 мкс, t^* = 0.5, p_0 = 40 МПа
5	***6***
	
θ = 2500 мкс, t^* = 0.1, p_0 = 30 МПа	θ = 2500 мкс, t^* = 0.5, p_0 = 40 МПа
7	***8***
	
θ = 2500 мкс, t^* = 0.1	θ = 2500 мкс, t^* = 0.5

При длительности давления θ = 1000 мкс небольшая передозировка давления также может в начале процесса ($t \cong 200$ мкс) вызвать отскок заготовки от дна матрицы (*3*, таблица 1), однако вогнутость при дальнейшем формоизменении может разгладиться. Увеличение амплитуды давления при данной длительности импульса может привести к нарушению сплошности металла в донной части. Увеличение относительного времени нарастания t^* при данной длительности способствует повышению заполняемости матрицы (*4*, таблица 1). Отскок

может при данном давлении также присутствовать и разглаживаться на конечном этапе формоизменения заготовки.

При длительности импульса давления θ = 2500 мкс возрастает степень заполнения формы матрицы. Различная величина *t** при указанной общей длительности импульса позволяет достигнуть сопоставимой заполняемости формы при сопоставимых уровнях амплитуды давления (*5, 6*, таблица 1). Полностью заполнить рельеф матрицы для данной геометрии и характеристик материала невозможно, так как при увеличении амплитуды давления более 50…60 МПа происходит разрушение металла заготовки в донной части заготовки (*7, 8*, таблица 1).

Заключение. С применением конечно-элементного комплекса LS-DYNA построена компьютерная модель электрогидроимпульсной вытяжки листового металла в закрытую матрицу с плоским дном. Расчеты показали, что увеличение длительности импульса положительно сказывается на процессе вытяжки заготовок, позволяя добиться более полного заполнения формы матрицы. При увеличении длительности давления также снижаются требования к точности дозирования энергии, поскольку уменьшается вероятность отскока заготовки от дна матрицы и последующего ее разрушения. Однако увеличение длительности давления целесообразно до определенного предела. Значительное увеличение общей длительности давления может снизить эффект уменьшения пружинения заготовки, характерный для электрогидроимпульсной штамповки.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

[1] Мазуровский Б.Я. Электрогидравлический эффект в листовой штамповке / Б.Я. Мазуровский, А.Н. Сизев. - Киев: изд-во Наукова думка, 1983. - 192 с.

[2] Тараненко М.Е. Электрогидравлическая штамповка: теория, оборудование, техпроцессы. – Харьков: Изд-во ХАИ, 2011.– 272 с.

[3] Возможности программного комплекса классификации листовых деталей для анализа технологичности листовых деталей / В.В. Третьяк [и др.] // Вісник НТУ "ХПІ". - 2014. - №43(1086). - с. 170-175

[4] Hallquist J.O. LS-DYNA theoretical manual. Livermore Software Technology Corporation: Livermore, CA, 2006, 498 p.

[5] Головащенко С.Ф. Методика компьютерного моделирования электрогидроимпульсного формоизменения тонколистовых металлов с применением программного комплекса LS-DYNA 971 / С.Ф. Головащенко, А.В. Мамутов, С.В. Мамутов // Металлообработка. - 2012. - №3(69). - с. 23-29.

[6] Мамутов А.В. Моделирование электрогидроимпульсной листовой формовки с применением комплекса LS-DYNA / А.В. Мамутов, В.С. Мамутов // Научно-технические ведомости СПбГПУ. - 2014. - №1(190). - с. 101-107.
[7] Mamutov Viacheslav, Mamutov Alexander, Golovaschenko Sergey. Simulation of High-Voltage Discharge Channel in Water at Electro-Hydraulic Forming Using LS-DYNA® 13th International LS-DYNA® Users Conference, Metal forming, Dearborn, USA, June 8-10, 2014, p. 9.
[8] Alexander V. Mamutov, Sergey F. Golovashchenko, Viacheslav S. Mamutov, John J.F. Bonnen. Modeling of electrohydraulic forming of sheet metal parts. Original Research Article. Journal of Materials Processing Technology, Volume 219, May 2015, Pages 84-100.
[9] Мамутов В.С. Механика нагружения и деформирования тонколистовой заготовки при электрогидроимпульсной вытяжке-формовке / В.С. Мамутов, Г.Н. Здор // Современное машиностроение. Наука и образование: материалы 5-1 Международной научно-практической конференции. - СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2016. - с. 1150 - 1159.
[10] Вагин В.А. Методы исследования высокоскоростного деформирования металлов / В.А. Вагин, Г.Н. Здор, В.С. Мамутов. - Мн.: Наука и техника, 1990. - 207 с.
[11] Здор Г.Н. Технологии высоковольтного деформирования материалов: монография / Г.Н. Здор, Л.А. Исачевич, И.В. Качанов. - Минск: БНТУ, 2010. - 456 с.
[12] Арсентьева К.С Давление при электрогидроимпульсной вытяжке-формовке тонколистовой заготовки / К.С. Арсентьева, С.Е. Насс, В.С. Мамутов // Неделя науки СПбПУ: материалы научного форума с международным участием. Лучшие доклады. – Санкт-Петербург: изд-во Политехн. унт-та, 2016. – с. 80-83.
[13] Глущенков В.А. Технология и оборудование специальных видов листовой штамповки: учебник / В.А. Глущенков. - Самара: Изд-во СГАУ, 2013. - 174 с.
[14] Гулый Г.А. Высоковольтный электрический разряд в силовых импульсных системах / Г.А. Гулый, П.П. Малюшевский. - Киев: изд-во Наукова Думка, 1977. - 174 с.
[15] Мамутов В.С. Теория обработки металлов давлением. Компьютерное моделирование процессов листовой штамповки: учеб. пособие / В.С. Мамутов, А.В. Мамутов. - Санкт-Петербург: изд-во Политехн. ун-та, 2006. - 188 с.

V.S.Mamutov[1], X.S.Arsentyeva[1]

ELECTRO-HYDRAULIC DRAWING IN CLOSED DIE WITH A FLAT BOTTOM UNDER DIFFERENT LOADING PARAMETERS

[1]Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, Russia.

Abstract

The influence of the loading parameters on the electro-hydraulic drawing (EHD) process was analyzed. With using of LS-DYNA finite-element code the drawing of aluminum blank in the closed die with a flat bottom was simulated. Affecting of parameters of pressure on recoil of sheet metal blank from die bottom and its cracking were considered. A significant influence of the impulse pressure duration on the sheet metal EHD process was showing.

Key words: electro-hydraulic forming of thin sheet metal, finite-element LS-DYNA code, loading condition, influence of impulse pressure shape.

REFERENCES

[1] Mazurovskiy B.Ya. Elektrogidravlicheskiy effekt v listovoy shtampovke / B.Ya. Mazurovskiy, A.N. Sizev. - Kiyev: izd-vo Naukova dumka, 1983. - 192 p. (rus.)

[2] Taranenko M.E. Elektrogidravlicheskaia shtampovka: teoriia, oborudovanie, tehprocessy. – Harkov: Izd-vo HAI, 2011. – 272 p. (rus.)

[3] Vozmozhnosti programmnogo kompleksa klassifikatsii listovykh detaley dlya analiza tekhnologichnosti listovykh detaley / V.V. Tretyak [i dr.] // Visnik NTU "KhP1". - 2014. - №43 (1086). - p. 170-175 (rus.)

[4] Hallquist J.O. LS-DYNA theoretical manual. Livermore Software Technology Corporation: Livermore, SA, 2006, 498 p.

[5] Golovashchenko S.F. Metodika kompyuternogo modelirovaniya elektrogidroimpulsnogo formoizmeneniya tonkolistovykh metallov s primeneniyem programmnogo kompleksa LS-DYNA 971 / S.F. Golovashchenko, A.V. Mamutov, S.V. Mamutov // Metalloobrabotka: nauchno-proizvodstvennyy zhurnal. - 2012. - №3 (69). - p. 23-29. (rus.)

[6] Mamutov A.V. Modelirovaniye elektrogidroimpulsnoy listovoy formovki s primeneniyem kompleksa LS-DYNA [Simulating the electro-hydraulic sheet metal forming using ls-dyna] / A.V. Mamutov, V.S. Mamutov // Nauchno-tekhnicheskiye vedomosti SPbGPU. - 2014. - №1 (190). - p. 101-107. (rus.)

[7] Mamutov Viacheslav, Mamutov Alexander, Golovaschenko Sergey. Simulation of High-Voltage Discharge Channel in Water at Electro-Hydraulic Forming Using LS-DYNA® 13th International LS-DYNA® Users Conference, Metal forming, Dearborn, USA, June 8-10, 2014, p. 9.

[8] Alexander V. Mamutov, Sergey F. Golovashchenko, Viacheslav S. Mamutov, John J.F. Bonnen. Modeling of electrohydraulic forming of sheet metal parts. Original Research Article. Journal of Materials Processing Technology, Volume 219, May 2015, Pages 84-100.

[9] Mamutov V.S. Mekhanika nagruzheniya i deformirovaniya tonkolistovoy zagotovki pri elektrogidroimpulsnoy vytyazhke-formovke / V.S. Mamutov, G.N. Zdor // Sovremennoye mashinostroyeniye. Nauka i obrazovaniye: materialy 5-1 Mezhdunarodnoy nauchno-prakticheskoy konferentsii. - SPb.: Izd-vo Politekhn. un-ta, 2016. - p. 1150 - 1159. (rus.)

[10] Vagin V.A. Metody issledovaniya vysokoskorostnogo deformirovaniya metallov / V.A. Vagin, G.N. Zdor, V.S. Mamutov. - Mn.: Nauka i tekhnika, 1990. - 207 p. (rus.)

[11] Zdor G.N. Tekhnologii vysokovoltnogo deformirovaniya materialov: monografiya / G.N. Zdor, L.A. Isachevich, I.V. Kachanov. - Minsk: BNTU, 2010. - 456 p. (rus.)

[12] Arsentyeva X.S Davleniye pri elektrogidroimpulsnoy vytyazhke-formovke tonkolistovoy zagotovki / K.S. Arsentyeva, S.Ye. Nass, V.S. Mamutov // Nedelya nauki SPbPU: materialy nauchnogo foruma s mezhdunarodnym uchastiyem. Luchshiye doklady. – Sankt-Peterburg: izd-vo Politekhn. unt-ta, 2016. – p. 80-83. (rus.)

[13] Glushchenkov V.A. Tekhnologiya i oborudovaniye spetsialnykh vidov listovoy shtampovki:uchebnik / V.A. Glushchenkov. - Samara: Izd-vo SGAU, 2013. - 174 p. (rus.)

[14] Gulyy G.A. Vysokovoltnyy elektricheskiy razryad v silovykh impulsnykh sistemakh / G.A. Gulyy, P.P. Malyushevskiy. - Kiyev: izd-vo Naukova Dumka, 1977. - 174 p. (rus.)

[15] Mamutov V.S. Teoriya obrabotki metallov davleniyem. Kompyuternoye modelirovaniye protsessov listovoy shtampovki: ucheb. posobiye / V.S. Mamutov, A.V. Mamutov. - Sankt-Peterburg: izd-vo Politekhn. un-ta, 2006. - 188 p. (rus.)

ТРАНСПОРТНЫЕ И ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ СИСТЕМЫ

ISSN 2223-0807
Современное машиностроение: Наука и образование :
материалы 7-й международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н.Евграфова и А.А. Поповича.- СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2018.

DOI 10.1872/MMF-2018-50
УДК 631. 316. 44

А. В. Безруков[1], Н.И. Наумкин[2], Н.Н. Шекшаева[3]

АНАЛИЗ ДИНАМИКИ АДАПТИВНОЙ МАЛОГАБАРИТНОЙ ФРЕЗЫ

[1]Анатолий Владимирович Безруков,
Мордовский государственный университет им. Н. П. Огарёва
Россия, Саранск
Тел.: +79271724851, E-mail: bezrukow157@yandex.ru.

[2]Николай Иванович Наумкин
Мордовский государственный университет им. Н. П. Огарёва
Россия, Саранск
Тел.: (88342)254496, E-mail: naumn@yandex.ru.

[3]Наталья Николаевна Шекшаева
Мордовский государственный университет им. Н. П. Огарёва
Россия, Саранск
Тел.: (88342)254496, E-mail: shekshaeva@yandex.ru

Аннотация

В данной статье рассматриваются динамические особенности работы малогабаритной фрезы с адаптацией ее режимов к условиям обрабатываемой почвы. Была получена математическая модель для переходного процесса работы.

Ключевые слова: динамический анализ, адаптация, малогабаритная фреза, дифференциальное уравнения, математическая модель.

Малогабаритная фреза – это сложная динамическая система, на которую постоянно воздействуют переменные нагрузки и сопротивления [1-5].

При выполнении технологического процесса обработки почвы адаптивная малогабаритная фреза (АМФ) перемещается за счет силы сцепления ходовых колес с почвой. При этом мощность основного двигателя расходуется на преодоление момента сопротивления резанию почвы ножами на фрезбарабанах, а мощность двигателя привода ходовых

колес – на преодоление сопротивлений при перекатывании ходовых колес, на трение опорного полозка о почву и усилие резания сканера определения твердости почвы, кроме того, часть мощности теряется в трансмиссии.

Рассмотрим более подробно систему сил, действующих на АМФ при обработке почвы (рис. 1).

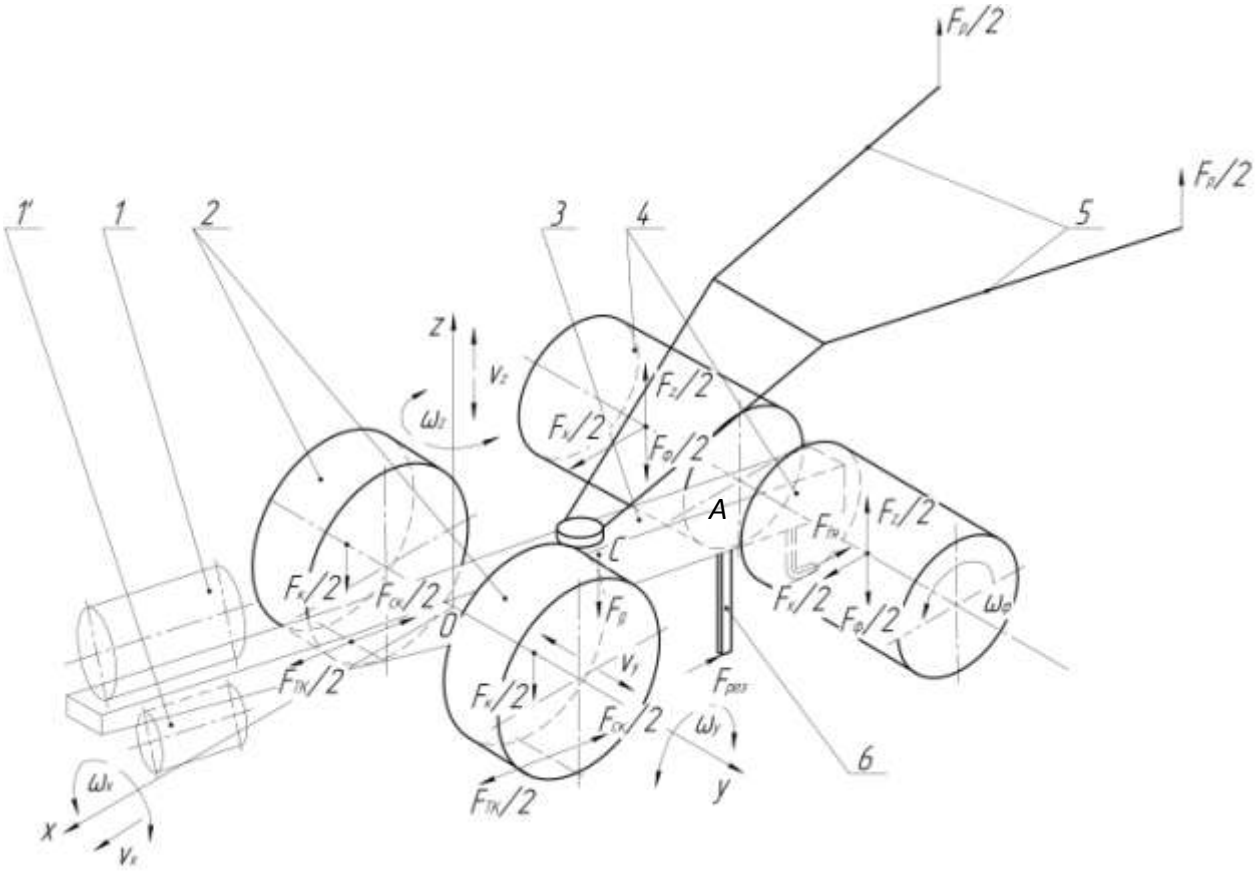


Рисунок 1 – Схема АМФ: 1 – основной двигатель; 1' – дополнительный двигатель 2 – ходовые колеса; 3 – рама (редуктор); 4 – фрезбарабаны; 5 – органы управления; 6 – сканер определения твердости почвы*Ox* – ось бокового качания (крена); *Oy* – ось продольного качания (тангажа); *Oz* – ось рыскания

Под действием приложенного к валу фрезбарабана крутящего момента $\boldsymbol{M}_{\text{кр}}$ происходит процесс резания почвы ножами фрезбарабанов в результате чего возникают силы F_x и F_z. Кроме того на фрезу действует сила тяжести F_g, приложенная в центре масс (т. *C*), которую можно разложить на составляющие, а именно силу тяжести приходящуюся на фрезбарабаны $F_{\text{ф}}$ (приложена в т. *A*) и силу тяжести, приходящуюся на ходовые колеса $F_{\text{к}}$ (приложена в т. *O*).

При перемещении фрезы по почве между ходовыми колесами и почвой возникает сила тяги $F_{\text{тк}}$, которая направлена на преодоление силы сопротивления перекатыванию ходовых колес $F_{\text{ск}}$ и на преодоление силы

трения $F_{fя}$ опорного полозка с почвой, а также возникает усилие резания $F_{рез}$ на сканере определения твердости почвы. Для управления фрезой оператор прикладывает к органам управления усилие $F_р$, при этом во время выполнения технологической операции по обработке почвы машиной принимаем значение силы $F_р$ равной нулю.

Рассмотрим динамические особенности работы АМФ, с учетом системы сил, приложенных к фрезе (рис. 1), для чего составим ее кинематическую схему (рис. 2). На этой схеме представлены основные звенья и механизмы фрезы: 1 – вал основного двигателя; 2 – вал привода рабочих органов; 3 – вал рабочих органов; 1’ – вал дополнительного двигателя; 2’ – вал привода ходовых колес; 3’ – вал ходовых колес, а также показаны сканер твердости почвы, блок управления режимами работы фрезы и их взаимодействие.

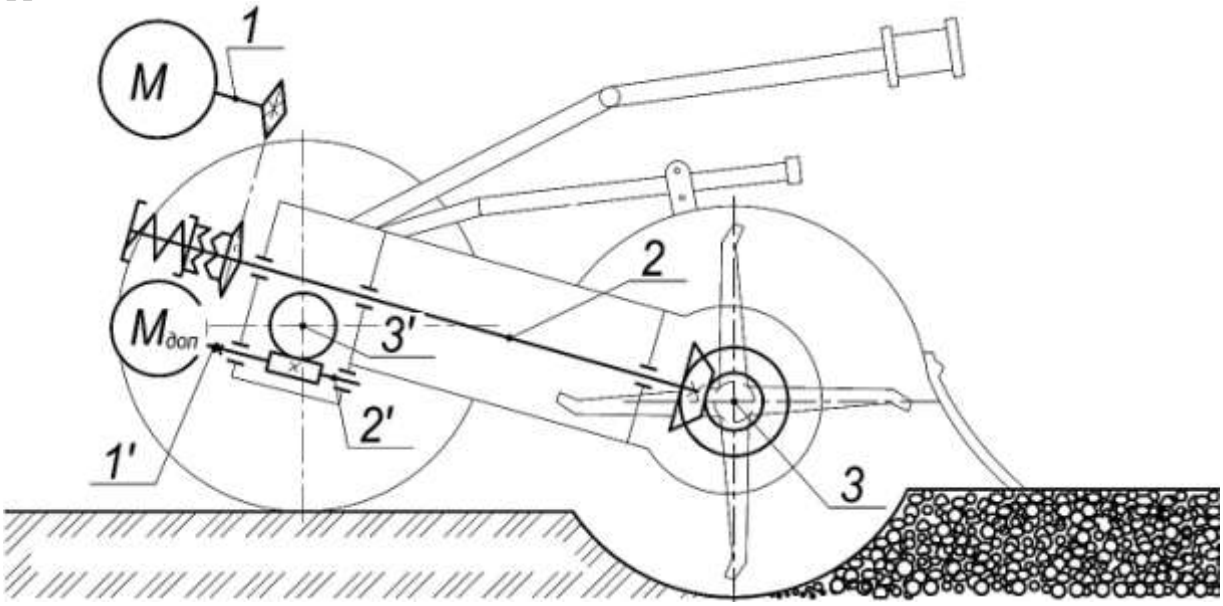


Рисунок 2 – Кинематическая схема адаптивной малогабаритной фрезы.
где 1 – вал основного двигателя; 2 – вал привода рабочих органов; 3 – вал рабочих органов; 1’ – вал дополнительного двигателя; 2’ – вал привода ходовых колес; 3’ – вал ходовых колес.

Опишем системой нелинейных дифференциальных уравнений движение основных выходных звеньев СМПФА в соответствии с уравнением Лагранжа-Даламбера [6, 7, 8]:

$$\begin{cases} J_1\dot{\omega}_1 + B_1\omega_1^2 + M_1 + \frac{M_{12}}{i_{12}\,\eta_{12}} = M_0 \\ J_2\dot{\omega}_2 + B_2\omega_2^2 + M_2 + \frac{M_{23}}{i_{23}\,\eta_{23}} = M_{12} \\ J_3\dot{\omega}_3 + B_3\omega_3^2 + M_3 + F_{(t)} = M_{23} \end{cases} \quad (1)$$

где ω_1, ω_2, ω_3 – угловые скорости вала основного двигателя (1), вала привода (2) и вала рабочих органов (3); J_1, J_2, J_3 – соответствующие приведенные моменты инерции валов в сборе; B_1, B_2, B_3 – коэффициенты, учитывающие соответствующие воздушные сопротивления; $M_0 = A_0 - \frac{D_0}{C_0 - \omega}$ – крутящий момент по механической (редукторной) характеристике основного двигателя, ($M_{ij} = A_i - \frac{D_i}{1 - \frac{\omega_i}{\omega_j} i_{ij}}$); M_1, M_2, M_3 – моменты сил вредного трения на валах; $F(t)$ – внешняя нагрузка; A_i, D_i, C_i – постоянные величины, определяющие активные моменты, развиваемые цепной передачей или основным двигателем.

Аналогичную систему уравнений составим для фрезерного барабана:

$$\begin{cases} J_1' \dot{\omega}_1' + B_1 \omega_1'^2 + M_1' + \frac{M_{12}'}{i_{12}' \eta_{12}'} = M_0' \\ J_2' \dot{\omega}_2' + B_2 \omega_2'^2 + M_2' + \frac{M_{23}'}{i_{23}' \eta_{23}'} = M_{12}' \\ J_3' \dot{\omega}_3' + B_3 \omega_3'^2 + M_3' + F_{(t)}' = M_{23}' \end{cases} \quad (2)$$

где ω'_1, ω'_2, ω'_3 – угловые скорости вала дополнительного двигателя (1), вала привода ходовых колес (2) и вала колес (3); J'_1, J'_2, J'_3 – соответствующие моменты инерции; B'_1, B'_2, B'_3 – коэффициенты, учитывающие соответствующие воздушные сопротивления; $M'_0 = A_0 - \frac{D_0}{C_0 - \omega'}$ – крутящий момент по механической (редукторной) характеристике дополнительного двигателя, ($M'_{ij} = A'_i - \frac{D'_i}{1 - \frac{\omega'_i}{\omega'_j} i'_{ij}}$); M'_1, M'_2, M'_3 – моменты сил вредного трения на валах н; $F'(t)$ – внешняя нагрузка; A'_i, D'_i, $C_{i'}$ – постоянные величины, определяющие активные моменты, развиваемые дополнительным двигателем.

Скорость движения малогабаритного почвообрабатывающего агрегата определяется твердостью почвы ρ. Чем выше твердость, тем меньше должна быть скорость поступательного перемещения фрезы, для обеспечения качественной обработки почвы. Увеличение внешней нагрузки F' на фрезбарабане, для обеспечения требуемого качества обработки почвы, должно сопровождаться уменьшением угловой скорости почвообрабатывающей фрезы ω_3' или уменьшением угловой скорости ходовых колес ω_3 (снижением поступательной скорости фрезы), это приведет к уменьшению силы F'. При этом ω_3' увеличиться, поскольку

мощность асинхронного двигателя (в нашем случае АИР90 L2) во время работы постоянная. Качество обработки почвы сохранится [4, 7].

Таким образом, при изменении твердости почвы p для сохранения требуемой качественной обработки необходимо изменить угловую скорость колес ω_3. Это достигается за счет изменения частоты вращения вала дополнительного двигателя (АИР71А4У2). Этот процесс занимает некоторое время, происходит запаздывание изменения режима работы, что необходимо учитывать как в расчетах, так и при реализации конструкции машины.

Проанализируем влияние изменения крутящего момента на валу двигателя M_0, в зависимости от угловой скорости вала колес ω_3.

Рассмотрим случай, когда твердость почвы изменяется скачкообразно ($p = p_0$ при $t<t_0$, $p = p_0+\Delta p$ при $t\geq t_0$). Изменение твердости приводит к изменению крутящего момента $M=M_0+\Delta M_0$. Новый крутящий момент с учетом запаздывания механической цепи (переходный процесс) приведет к установлению требуемой угловой скорости ходовых колес ω_3. Проведем исследование этого переходного процесса. Изменение момента M_0 приведет к изменению крутящих моментов M_{12} и M_{23}. Полагая, что величины B_i, M_1, M_2 и M_3 не изменяются, переходный процесс опишется следующей системой уравнений:

$$\begin{cases} \Delta\omega_1 = \omega_1^{(0)} \dfrac{d_1}{a_1}\left(1-e^{-a_1 t}\right) \\ \Delta\omega_2 = \omega_2^{(0)} \left[\dfrac{a_1 d_2 - a_2 d_1}{a_1 b_1}\left(1-e^{-b_1 t}\right) + \dfrac{a_2 d_1}{a_1 (b_1-a_1)}\left(1-e^{-a_1 t}\right)\right] \\ \Delta\omega_3 = \omega_3^{(0)} \left\{ \begin{array}{c} \left[\dfrac{d_3}{c_3} - \dfrac{b_3 (a_1 d_2 - a_2 d_1)}{a_1 b_1 c_3} - \dfrac{a_2 d_1 b_3}{a_1 c_3 (b_1-a_1)} + \right. \\ \left. + \dfrac{b_3 (a_1 d_2 - a_2 d_1)}{a_1 b_1 (c_3 - b_1)} + \dfrac{a_2 d_1 b_3}{a_1 (b_1-a_1)(c_3 - a_1)}\right]\left(1-e^{-c_3 t}\right) - \\ - \dfrac{b_3 (a_1 d_2 - a_2 d_1)}{a_1 b_1 (c_3 - b_1)}\left(1-e^{-b_1 t}\right) - \\ - \dfrac{a_2 d_1 b_3}{a_1 (b_1-a_1)(c_3 - a_1)}\left(1-e^{-a_1 t}\right) - \\ - \left[\dfrac{d_3}{c_3} - \dfrac{b_3 (a_1 d_2 - a_2 d_1)}{a_1 b_1 c_3} - \dfrac{a_2 d_1 b_3}{a_1 c_3 (b_1-a_1)}\right] \end{array} \right. \end{cases} \quad (3).$$

Таким образом, в процессе проведенного аналитического исследования разработаны математические модели и получены передаточные функции для непосредственно фрезбарабана и для ходовых колес малогабаритной адаптивной фрезы, для случая переходного процесса, описываемого тремя экспонентами. Полученные

математические модели в линейном приближении в некоторой ограниченной области характеризуют динамические свойства рабочих органов [9, 10, 11, 12]. Их можно использовать при расчете систем регулирования загрузки и рассчитывать такие конструктивные параметры рабочих органов, при которых внешние возмущения вызывают лишь незначительные нарушения технологического процесса, выполняемого машиной.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

[1] Безруков А. В. Повышение эффективности работы почвообрабатывающих фрез. / А.В. Безруков, Н.И. Наумкин, В.Ф. Купряшкин, А. В. Брагин // Сельский механизатор. – 2016. - № 9. – С. 6-7.

[2] Безруков А. В. Оптимальный режим фрезерования почвы. / А.В. Безруков, Н.И. Наумкин, В.Ф. Купряшкин // Сельский механизатор. – 2010. - № 11. – С. 8-9.

[3] Патент на изобретение №2340134. Почвообрабатывающая электрофреза/ Купряшкин В.Ф., Наумкин Н.И., Безруков А.В. Опубл. 10.12.2008.

[4] Безруков А. В. Анализ влияния изменения кинематического параметра малогабаритной почвообрабатывающей фрезы на качество обработки почвы. / А.В. Безруков, Н.И. Наумкин, В.Ф. Купряшкин, А. С. Князьков, А. И. Панков // Современное машиностроение: Наука и образование : материалы 6-й международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н.Евграфова и А.А. Поповича.- СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2017. С. 704-710. DOI 10.1872/MMF-2017-62

[5] Обоснование требований к компоновке малогабаритных почвообрабатывающих машин на стадии их проектирования. / А. В. Безруков, Н. И. Наумкин, В. Ф. Купряшкин [и др.] // Нива Поволжья. – 2012. – № 2 (23). С. 65–70.

[6] Артоболевский И. И. Теория механизмов и машин / И. И. Артоболевский. – М. : Наука, 1975. – 640 с.

[7] Безруков А. В. Повышение эффективности функционирования самоходной малогабаритной почвообрабатывающей фрезы за счет адаптации ее режимов к условиям работы: автореф. дис. ... канд. техн. наук / А. В. Безруков. – Саранск, 2016. – 18 с.

[8] Евграфов А.Н., Каразин В.И., Смирнов Г.А. Роторные стенды для воспроизведения параметров движения.//Научно-технические ведомости СПбГТУ. -СПб.: СПбГТУ. -1999. № 3(17). -с. 89 -94.

[9] Использование комбинированных рабочих органов в самоходных малогабаритных почвообрабатывающих машинах / А. В. Безруков, Н.

И. Наумкин, В. Ф. Купряшкин [и др.] // Тракторы и сельхозмашины. – 2012. – № 10. – С. 11–13.
[10] Повышение эффективности функционирования самоходной малогабаритной почвообрабатывающей фрезы. / А. В. Безруков, Н. И. Наумкин, В. Ф. Купряшкин, М. Н. Чаткин // ГОСНИТИ. – 2012. – Т. 110. – Ч. 1. – С. 100 – 104.
[11] Безруков А. В. Адаптивная почвообр почвообрабатывающая фреза. / А.В. Безруков, Н.И. Наумкин, В.Ф. Купряшкин // Сельский механизатор. – 2018. - № 1. – С. 4-5.
[12] Князьков А.С. Анализ и синтез механизмов машин и оборудования в АПК: учеб. Пособие / А.С. Князьков, Н.И. Наумкин, А.В. Безруков. – Саранск : Изд-во Мордов. ун-та, 2018. – 32 с.

A.V.Bezrukov[1], N.I.Naumkin[2], N.N.Shekshaeva

THE ANALYSIS OF THE DYNAMICS OF ADAPTIVE SMALL-SIZE MILLING CUTTER

[1, 2, 3] Ogarev Mordovia State University, Russia.

Abstract

This article discusses the dynamic features of the small-sized cutter with the adaptation of its modes to the conditions of the treated soil. A mathematical model for the transition process was obtained.

Key words: dynamic analysis, adaptation, small-size milling cutter, differential equations, mathematical model.

REFERENCES

[1] Bezrukov A. V. Increase of efficiency of tillage cutters. / A. V. Bezrukov, N. I. Naumkin, V. F. Kupryaskin, A. V. Bragin // Rural machine operator. - 2016. - No. 9. - P. 6-7. (rus.)
[2] Bezrukov A.V. Optimal mode of milling of the soil. / A. V. Bezrukov, N. I. Naumkin, V. F. Kupryaskin // Rural machine operator. - 2010. - No. 11. - P. 8-9.
[3] The patent for the invention №2340134. Tilling electrofresh/ Kupryaskin V. F., Naumkin N. I. Bezrukov A. V. Publ. 10.12.2008.
[4] Bezrukov A.V. analysis of influence of change of kinematic parameter of small-size tillage mill on quality of tillage. / A. V. Bezrukov, N. I. Naumkin, V. F. Kupryaskin, A. S. Kniazkov, A. I. Pankov // Modern engineering: Science and education : materials of 6th international

scientific-practical conference / ed.Evgrafova A. A. Popovich.- SPb.: Publishing house of Polytechnical Institute. UN-TA, 2017. C. 704-710. DOI 10.1872 / MMF-2017-62
[5] Justification of requirements for the layout of small-sized tillage machines at the stage of their design. / A. V. Bezrukov, N. I. Naumkin, V. F. Kupryaskin [et al.] / / Niva Povolzhya. - 2012. - № 2 (23). Pp. 65-70.
[6] Artobolevsky II Theory of mechanisms and machines / II Artobolevsky. - Moscow: Science, 1975. - 640 p.
[7] Bezrukov A. V. Increase of efficiency of functioning of self-propelled small-sized tillage cutter by adapting her routines to the conditions of work: abstract. dis. ... kand. tech. Sciences / A. V. Bezrukov. - Saransk, 2016. - 18 p.
[8] Evgrafov A. N., Karazin V. I., Smirnov G. A. Rotary stands for playback motion parameters.//Nauchno-technicheskie Vedomosti SPbSTU. -SPb.: SPbSTU. -1999. No. 3 (17). - p. 89 -94.
[9] The use of combined working bodies in a self-propelled small-sized tillage machines / A. V. Bezrukov, N. I. Naumkin, V. F. Kupryaskin [et al.] / / Tractors and agricultural cars. - 2012. - No. 10. - Pp. 11-13.
[10] Improving the efficiency of self-propelled small-sized tillage mills. / A. V. Bezrukov, N. I. Naumkin, V. F. Kupryaskin, M. N. Chatkin // GOSNITI. - 2012. - T. 110. - Part 1. – P. 100 – 104.
[11] Bezrukov A.V. Adaptive pochoir tillage mill. / A. V. Bezrukov, N. I. Naumkin, V. F. Kupryaskin // Rural machine operator. - 2018. - No. 1. - P. 4-5.
[12] Kniazkov, A. S. Analysis and synthesis of mechanisms machines and equipment in agriculture: proc. Manual / A. S. Kniazkov, N. I. Naumkin, A. V. Bezrukov. – Saransk : Publishing House Of Mordov. University 2018. - 32 p.

ISSN 2223-0807
Современное машиностроение: Наука и образование :
материалы 7-й международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н.Евграфова и А.А. Поповича.- СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2018.

DOI 10.1872/MMF-2018-51
УДК 621.01

В.С. Бурлуцкий[1], Е.К. Позынич[2], К.П. Позынич[3]

ЗНАЧЕНИЕ КОНГРЕССНОЙ ДЕЯТЕЛЬНОСТИ В РАЗВИТИИ СПЕЦИАЛИЗИРОВАННЫХ ОРГАНИЗАЦИЙ В ОБЛАСТИ ПОДЪЁМНЫХ СООРУЖЕНИЙ

[1]Виктор Степанович Бурлуцкий, старший преподаватель
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812) 552-6088; e-mail: vicstep@rambler.ru

[2]Евгений Константинович Позынич, старший преподаватель
Дальневосточный государственный университет путей сообщения
Россия, Хабаровск
Тел.: (4212) 56-66-47; e-mail: kpp.51@mail.ru

[3]Константин Прохорович Позынич, к.т.н., доцент
Тихоокеанский государственный университет
Россия, Хабаровск
Тел.: (4212) 56-66-47; e-mail: kpp.51@mail.ru

Аннотация

Рассматриваются вопросы участия в конгрессной деятельности специализированных организаций в области подъёмных сооружений как фактора их инновационного развития и элемента маркетинговых коммуникаций. Проанализированы основные принципы системной организации и участия специализированных предприятий в конгрессной деятельности. Обоснованы методические подходы к формированию эффективных организационных форм реализации конгрессных мероприятий в интересах развития специализированных предприятий.

Ключевые слова: специализированные организации, подъёмные сооружения, факторы инновационного развития, конгрессная деятельность, конгрессные мероприятия.

В соответствии с [1] специализированная организация – субъект предпринимательской деятельности, зарегистрированный в установленном порядке на территории Российской Федерации, располагающий квалифицированным персоналом и материально-технической базой, выполняющий хотя бы один из следующих видов работ:

– разработка технологических процессов, в том числе разработка проектов производства работ и технологических карт, для объектов, на которых используются грузоподъемные краны, краны-манипуляторы, подъемники (вышки), строительные подъемники;
– обслуживание, монтаж (демонтаж), ремонт, реконструкция (модернизация), наладка подъемных сооружений и (или) регистраторов, ограничителей, указателей, систем дистанционного управления подъемных сооружений, электро-, пневмо- и гидрооборудования подъемных сооружений;
– обслуживание, монтаж (демонтаж), ремонт, реконструкция (модернизация), наладка рельсовых путей, по которым перемещаются подъемные сооружения;
– проведение технических освидетельствований, неразрушающего контроля, технического диагностирования, экспертизы промышленной безопасности подъемных сооружений.

Специализированные организации – это формирования, профильная деятельность которых сосредоточена в различных бизнесах, работающих на различных рынках, однако руководство и функциональное обеспечение деятельности чаще всего сконцентрированы на одной площадке. Организационно-правовая структура данных предприятий чаще всего ООО и ЗАО. Существуют и такие организации, для которых не подходит ни одно определение, которое дает российский законодатель [5]. Для такой совокупности компаний часто используют определение «группа компаний», возникающие на базе одного или нескольких малых предприятий, руководство которых стремится обеспечить стабильную работу путем создания все новых направлений деятельности. В настоящее время развитие специализированных организаций происходит в направлении поиска и освоения значительного количества разнообразных рыночных ниш, не требующих больших инвестиционных затрат.

Очевидно, что в сфере предпринимательства в полной мере присутствует сложность и многоплановость отношений. Увеличивается количество игроков на деловом рынке, происходит устойчивая диверсификация проблем и вопросов, связанных с развитием

специализированных организаций, отношениями между деловыми партнерами, взаимодействием с государственными структурами и т.д. Прибыльно используются новшества в виде новых технологий, видов продукции и услуг, организационно-технических и социально-экономических решений. Развиваются и усиливаются зависимости между всеми участниками делового пространства, что требует организовывать такие мероприятия, как конференции, круглые столы, семинары.

Основная задача таких мероприятий, называемых конгрессными, состоит в создании коммуникационной среды для обмена информацией о производственно-технологических достижениях и научно-практических разработках, распространения передового опыта и специальных знаний, реализации новых технологий, видов продукции и услуг, повышения инвестиционной привлекательности, обсуждения инновационных идей и направлений развития. Всё перечисленное является важнейшим инструментом развития специализированных организаций различных форм собственности, а участие в конгрессных мероприятиях считается престижным. Конгрессная деятельность стоит в одном ряду с печатными и электронными способами передачи информации и является эффективным механизмом обеспечения профессионального человеческого общения.

Согласно [2] конгрессные мероприятия – это встречи представителей отраслей и профессий, организуемые для делового и информационного взаимодействия, которые сопровождают выставки или проходят независимо. В отличие от торговых выставок конгрессы не обеспечивают условий для непосредственного сбыта продукции.

В качестве заказчиков конгрессных мероприятий, инициирующих их подготовку и проведение, выступают профессиональные ассоциации, предпринимательские объединения и производственные союзы, а также органы государственной власти. Устроители конгрессов – это организации, обеспечивающие их комплексную подготовку и проведение. Участниками конгрессных мероприятий могут быть как юридические, так и физические лица. Основная часть программы конгрессного мероприятия состоит из выступлений докладчиков и прений. В образовательной части могут проводиться мероприятия по обучению и повышению квалификации участников.

В большинстве случаев в состав конгрессного мероприятия входит выставочная часть – это экспозиция, организованная по теме, в период проведения и непосредственно на площадке данного мероприятия [2]. Цель выставки – средствами экспозиции проинформировать о продукции, а также обеспечить условия для заключения торговых сделок по представленным образцам [3]. Участие в выставках позволяет наиболее успешно реализовать современную концепцию промышленного маркетинга,

заключающуюся в тесных связях продавцов и потребителей продукции и услуг [11].

Граница между выставками и конгрессами размыта: конференции, семинары и пр., проходят в рамках практически всех больших выставок, являясь их неотъемлемой частью; крупные конгрессы зачастую сопровождаются экспозициями. Поэтому в общем случае сегодня следует уже говорить о конгрессно-выставочных мероприятиях и тенденции сближения выставочной и конгрессной деятельности, носящей постоянный характер. Если раньше, начиная с советских времен, выставочные экспозиции в рамках конгрессов носили скорее вспомогательный характер, где демонстрировались плакаты и планшеты, то сегодня крупные конгрессы все чаще сопровождаются серьезными международными выставками.

В качестве примера приведём Европейскую конференцию по неразрушающему контролю (НК), проходившую в «Экспоцентре» в июне 2010 года. В Москву приехали 1200 специалистов, включая более 700 зарубежных, ведущие мировые разработчики и производители средств НК из более чем 60 стран мира, а также специалисты Ростехнадзора, российских учебных и сертификационных центров, занимающихся подготовкой и аттестацией как специалистов, так и средств в области. Одновременно на той же площадке прошла отраслевая выставка средств НК. Всем участникам представились уникальные возможности развития международных контактов и обмена опытом. На выставке были представлены информационные стенды ICNDT, EFNDT, всех европейских обществ по НК, а также многих других, включая США, Канады и ЮАР.

О востребованности конгрессно-выставочных мероприятий, росте интереса к ним представителей государственных структур, руководителей компаний и предпринимателей, свидетельствует сам факт быстрого роста их числа. С каждым годом увеличивается количество разнообразных конференций, круглых столов, семинаров, проведенных на различных выставках, ярмарках, приуроченных к знаковым событиям, и просто отраслевых мероприятий. К участию в них привлекается от десяти до десятков тысяч человек [4]. Сложившаяся мировая практика свидетельствует о выделении конгрессной-выставочной деятельности в качестве самостоятельного направления предпринимательской деятельности, направленной на организацию проведения семинаров, конференций, не всегда непосредственно связанных с выставочно-ярмарочными мероприятиями. Можно выделить три типа таких мероприятий [5]:

– крупные специализированные выставки (от 500 экспонентов) с программой конгрессных мероприятий и числом участников более 1000;
– выставки, сопровождающие большие тематические конгрессы

(конгрессные мероприятия с числом участников 250-1000 человек);
– конгрессы с минимальной экспозиционной составляющей (с числом участников менее 250 человек).

Побудительные мотивы участия специализированных организаций в конгрессных мероприятиях или их проведении гораздо шире и сложнее, чем просто обеспечение рекламы и продажи своего продукта. Выставки служат средством убеждения потенциальных клиентов и заказчиков в прогрессивном развитии специализированной организации, её достижениях, создания благоприятного имиджа и репутации [6-8]. Организациям, которые представляют нематериальные продукты (например, услуги), выставки обеспечивают ценную возможность сделать их «более осязаемыми» и тем самым повысить доверие клиентов.

Участие в конгрессных мероприятиях относительно малых организаций может заменить создание в них службы маркетинга, проверить успех нового продукта или услуги без особых затрат на исследование рынка. Обычно, при принятии решения об участии в конгрессно-выставочном мероприятии, решаются несколько задач, стоящих перед участником.

В качестве первостепенных целей участия в конгрессно-выставочном мероприятии можно отметить:
– ознакомление с рынком в целом, определение основных тенденций развития рынка, конкурентов и наиболее целесообразных для деятельности предприятия рыночных сегментов, увеличение сбыта;
– возможность взять на вооружение лучшие достижения и технологии путем обмена опытом;
– определение предпочтений и требований основных и потенциальных потребителей;
– укрепление имиджа специализированной организации.
– повышение квалификации путем обмена опытом;
– налаживание работы с деловыми партнерами;
– определение новых тенденций в развитии рынка, выявление тех сегментов, которые представляются самыми перспективными.

Ценность исследований на выставках состоит в том, что они:
– дают возможность получить значительный объем данных быстро и дешевле, нежели в обычных условиях;
– позволяют достичь углубленного понимания рыночной ситуации, не ориентируясь на затратный и долговременны массовый сбор данных;
– поскольку многие выставки проводятся с определенной периодичностью и по конкретной тематике, позволяют отслеживать динамику различных показателей и трендов;
– дают возможность установить или поддержать полезные связи с VIP посетителями (представителями госструктур, отраслевых учреждений,

профессиональных ассоциаций, СРО и т.д).

В ряде случаев особую роль может играть фактор наглядности. Например, крупногабаритное оборудование к каждому потенциальному клиенту вживую не повезти. Клиент, в свою очередь, не будет ездить к каждому потенциальному поставщику. Выставка обеспечивает отличные возможности одной стороне наглядно продемонстрировать, а другой – оценить оборудование. Представляет интерес следующий пример.

С 3 по 7 июня 2014 г. в Москве в выставочном комплексе «Крокус Экспо» проводилась 15-я ежегодная выставка строительной спецтехники и оборудования «Строительная техника и технологии – 2014», в которой приняли участие более 1000 компаний со всего мира (рис.1).

Рис.1. Строительная техника и технологии – 2014

Самые актуальные технологические решения и новейшие разработки представили на выставке ведущие производители и поставщики строительной отрасли России, Европы, Китая, Японии и других стран. Для вывода на рынок автомобильных кранов компания PALFINGER SANY Mobile Cranes заключила договор о сотрудничестве с российским производителем грузовых автомобилей Камаз, ведущей компанией по производству грузовых автомобилей в России и странах СНГ. В рамках данного договора сборка и установка крановой надстройки PALFINGER SANY на шасси Камаз будет производиться на Туймазинском заводе автобетоновозов. На выставке СТТ в Москве на общем стенде компании SANY были продемонстрированы две новые модели автокрана грузоподъемностью 25 тонн PALFINGER SANY SPC250 с телескопической стрелой, смонтированные на шасси (обычном и полноприводном) грузового автомобиля КАМАЗ (рис.2).

Рис.2. Автокран PALFINGER SANY SPC250, смонтированный на шасси грузового автомобиля КАМАЗ, на выставке СТТ 2014

Уже летом 2017 года проявился эффект и результативность от выставочно-конгрессной деятельности – стартовал уникальный для Дальнего Востока краносборочный проект в Хабаровске. Местная специализированная организация Инженерно-технический центр «Подъемно-транспортные механизмы» (группа компаний «ИТЦ ПТМ») принял решение о превращении из сервисного центра в производителя автокрановой установки на базе шасси «КамАЗ». В качестве партнера по оборудованию компания выбрала дистрибьютора PALFINGER SANY – высококачественной продукции двух крупнейших производителей кранов из Австрии и Китая – ООО «Палфингер Сани Крэйнз», которая заключила договор с крупнейшей строительной компанией России АО «СтройТрансНефтеГаз» на поставку 35 российских 25-тонных автокранов PALFINGER SANY КС-5572А для работы в условиях Севера на месторождениях «Силы Сибири». К этому времени в ООО «Палфингер Сани Крэйнз» обновили серию автокранов QY и переименовали ее в STC. На основе 3-летнего опыта эксплуатации автокранов PALFINGER SANY были сделаны выводы о качестве комплектующих, сборке и производительности, в результате чего завод увеличил грузовысотные характеристики на все модели на 10%, а также добавил в линейку продукции новые модели автомобильных кранов.

Сборка на территории Хабаровска позволит удешевить производство и поставить технику в любую точку региона.

Хабаровск характеризуется хорошей логистикой, которая позволяет оптимизировать затраты и сделать продукцию более конкурентоспособной. Благодаря местному производству не придется возить автокраны из западных регионов, что поспособствует снижению их

рыночной стоимости. К тому же Дальний Восток очень удобен для размещения промышленных компаний. Открытие нового производства является важным шагом в развитии региона. Хабаровск – место для экспансии на весь регион, а в дальнейшем и в Китай. На рис.3 показан первый собранный группой компаний «ИТЦ ПТМ» 25-тонный автокрана PALFINGER SANY на шасси КАМАЗ 43118.

Рис.3. Автокран PALFINGER SANY КС-5572А

Процедура презентации нового автокрана PALFINGER SANY в Хабаровске проходила на территории Учебного центра в форме конгрессно-выставочного мероприятия.

На организованном в рамках презентации семинаре выступили руководители и ведущие специалисты ООО «Палфингер Сани Крэйнз», представители производителя, специалисты ряда отраслей, которые детально разбираются в спектре обсуждавшихся тематик и могли дать исчерпывающие ответы на любые вопросы участников. Это способствовало созданию атмосферы психологического комфорта, которая благоприятствует установлению контактов, всестороннему ознакомлению аудитории с тематикой мероприятия, обсуждению проблем и выработке практических рекомендаций по их решению. Кроме того, в рамках мероприятия собрались эксперты, представители государственных структур, предприниматели, которые имели уникальную возможность коллективно обсудить интересующие их темы и вопросы, разработать новые идеи. Так, весьма кстати пришлась поддержка мероприятия АНО «Агентство инвестиций и развития Хабаровского края», подведомственной региональному правительству организации, чьей задачей является помощь инициаторам инвестиционных проектов по любым возникающим

вопросам. Мощный административный ресурс даёт возможность агентству, наблюдательный совет которого возглавляет губернатор Хабаровского края, организовать поддержку сопровождаемых проектов в любой государственной структуре. По окончании семинара его участники и гости смогли собственными глазами увидеть модель, которая будет изготавливаться на производственной площадке группы компаний «ИТЦ ПТМ».

В начале октября первые 16 автокранов (рис.4) добрались своим ходом до места назначения – Чаяндинского месторождения (Якутия). Своим ходом техника транспортировалась до Усть-Кута, а остаток маршрута преодолела на пароме.

Рис.4. Автокраны PALFINGER SANY КС-5572А перед отправкой заказчику

В соответствии со сложившейся практикой выставки, ярмарки и конгрессы классифицируются по 5 основным признакам:

– географическому составу экспонентов (в зависимости от того, какие страны (регионы) они представляют);
– тематическому (отраслевому) признаку;
– значимости мероприятия для экономики города, региона или страны;
– территориальному признаку (на территории какой страны проводится выставочно-ярмарочные и конгрессные мероприятия);
– времени функционирования (в зависимости от продолжительности работы).

По географическому составу экспонентов выделяются следующие выставки, ярмарки и конгрессы:

– всемирные (демонстрация странами своих достижений в области

экономики, науки, техники и культуры, в частности, всемирные универсальные выставки ЭКСПО);
– международные (участие фирм из разных стран, участие иностранных экспонентов не менее 10 процентов общего числа экспонентов, официальные делегации иностранных государств, соответствие выставочно-ярмарочного и конгрессного оборудования и предоставляемых услуг международным стандартам);
– с международным участием (число иностранных участников менее 10 процентов общего числа участников);
– национальные (участие фирм отдельно взятой страны);
– межрегиональные (демонстрация продукции и услуг производителей из нескольких регионов);
– местные (региональные, с участием фирм только из того города или региона, где проводится выставка, ярмарка или конгресс).

В соответствии с отраслевой принадлежностью выставляемых экспонатов выставки, ярмарки и конгрессы подразделяются на универсальные и специализированные (многоотраслевые и отраслевые).

По значимости мероприятия выставки, ярмарки и конгрессы классифицируются как:
– на выставки федерального значения (имеющие значение для страны в целом);
– выставки межрегионального значения (имеющие значение для нескольких регионов страны);
– выставки регионального значения (имеющие значение только для одного региона);
– выставки местного значения (имеющие значение для города или области).

По территориальному признаку выставки, ярмарки и конгрессы подразделяются на выставки, проводимые внутри страны, и выставки, проводимые на территории других стран.

По времени функционирования выделяются выставки, ярмарки и конгрессы постоянно действующие (0,5-1 год и более), временные (0,5-5 месяцев) и краткосрочные (от 1-5 дней до 0,5 месяца).

Организаторами выставочно-ярмарочных и конгрессных мероприятий могут выступать и специализированные организации различных форм собственности, для которых организация выставочно-ярмарочных и конгрессных мероприятий не является основной деятельностью.

По тематическому (отраслевому) признаку в области подъёмных сооружений можно выделить Выставку подъемно-транспортного оборудования КранЭкспо, Всероссийский конгрессно-выставочный проект «Подъемно-транспортная техника и технологии» («РосПТО») и пр. Московский подъемно-транспортный форум (МПТФ).

В рамках Всероссийского конгрессно-выставочного проекта «РосПТО» Межрегиональная общественная организация «Подъемно-транспортное научно-техническое общество» (МРОО РОСПТО) и Выставочная компания (ВК) «ЭкспоДизайн» при поддержке и участии Российского и Международного союзов научных и инженерных общественных объединений (РосСНИО), Научно-методического совета «Подъемно-транспортные, строительные, дорожные машины и оборудование» (НМС ПТСДМиО) Федерального Учебно-методического объединения по укрупненной группе специальностей и направлений подготовки «Техника и технологии наземного транспорта», Управления по строительному и промышленному надзору Федеральной службой по экологическому, технологическому и атомному надзору (Ростехнадзор), Комитета по промышленной безопасности Торгово-промышленной палаты России (ТПП РФ), Общероссийского профессионального союза экспертов в области промышленной безопасности, Московского отделения подъемно-транспортных, строительных, дорожных, горных машин и спецавтотранспортных средств (МО ПТСДМ и СТС) Академии проблем качества (АПК), Ассоциации Саморегулируемая организация (СРО) «Региональные объединения сервиса машин и автоматики» (РОСМА), Ассоциации производителей и потребителей подъемно-транспортной техники «Подъемтранстехника», Научно-производственного предприятия (НПП) «Подъемтранссервис», журналов «Подъемно-транспортное дело», «Приводы и компоненты машин» проводят Московские подъемно–транспортные форумы МПТФ**.**

Так, например, по программе МПТФ-2018 на ВДНХ пройдут специализированные выставки подъемно-транспортной техники и оборудования: XIII-я «КранЭкспо», 11-я «Подъемно-транспортная техника и технологии ПТТиТ-2018» и 4-я Московская «Приводы, узлы, детали машин MosDrive-2018»**.**

В дни выставок состоятся 19-я Всероссийская конференция «Подъемно-транспортная техника, внутризаводской транспорт, склады» и 4-й Московский международный симпозиум по приводной технике и компонентам машин, будут подведены итоги промежуточных этапов Всероссийских конкурсов «Инженер года» и «Достижение года в области подъемно-транспортной техники и технологий».

Тематика секций, семинаров и круглых столов в составах конференций будет представлять наиболее важные и актуальные направления развития механизации и автоматизации подъемно-транспортных процессов во всех отраслях экономической деятельности и коммунальной сфере России. На базе Московского автомобильно-дорожного государственного технического университета (МАДИ) состоится 22-я Московская международная межвузовская научно-

техническая конференция студентов, магистрантов, аспирантов и молодых ученых «Подъемно-транспортные, строительные, дорожные, путевые машины и робототехнические комплексы».

Форум МПТФ-2018 станет центральным событием года в области механизации и автоматизации подъемно-транспортных, погрузочно-разгрузочных и складских работ, основной демонстрационной и контактной площадкой для российских и зарубежных предприятий-поставщиков техники и технологий, научных, конструкторских, образовательных и других организаций этой сферы. Главной целью МПТФ-2018 является консолидация усилий и координация работ по формированию и осуществлению целенаправленной государственной политики в указанной области.

Особое место среди перечисленных конгрессно-выставочных мероприятий занимают мероприятия, проводимые в научных и научно-практических целях и называемые специалистами научно-представительскими мероприятиями, также носящие название деловых встреч или семинаров.

Проводятся научно-представительские мероприятия, как правило, с целью обсуждения актуальных теоретических проблем (вопросов) той или иной сферы общественной жизни или отрасли практических знаний и выработки практических рекомендаций.

Наиболее характерны для области подъёмных сооружений научно-практические конгрессные мероприятия – встречи специалистов одной или нескольких смежных отраслей, специально организуемые с целью анализа актуальных прикладных проблем, поиска практических путей их решения и информирования участников о новых достижениях науки и техники [9, 10].

Так, на мероприятиях, организуемых или проводимых в большинстве случаев в формате семинаров для специализированных организаций в области технического диагностирования, экспертизы промышленной безопасности подъемных сооружений большим интересом пользуются такие вопросы как:

– последние изменения в законодательстве в области промышленной безопасности;
– положение технического регламента Таможенного союза "О безопасности машин и оборудования",
– основные положения федеральных норм и правил в области безопасности подъемных сооружений.
– практический опыт и анализ правоприменительной практики в рамках нарушений, выявленных в ходе проверок организаций, эксплуатирующих подъемные сооружения;
– риск-ориентированный подход к регулированию промышленной

безопасности и др.

В заключение следует еще раз подчеркнуть, что преимущества конгрессно-выставочной деятельности, представляющей собой коммуникационную площадку для общения профессионалов и единомышленников, бесспорны. В связи с этим очень актуальным на сегодняшний день является изучение практического опыта, новых технологий и новых знаний о конгрессной деятельности. Поэтому в перспективе, вероятнее всего, будет наблюдать дальнейшее увеличение количества и повышение качества проводимых конгрессных мероприятий.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

[1] Федеральные нормы и правила в области промышленной безопасности "Правила безопасности опасных производственных объектов, на которых используются подъемные сооружения".

[2] Конгрессная деятельность. Термины и определения. ГОСТ Р 53524 – 2009. – М.: Стандартинформ, 2010. – 21 с.

[3] Деятельность выставочно-ярмарочная. Термины и определения. ГОСТ Р 32608–2014. – М.: Стандартинформ, 2014. – 34 с

[4] Саватнеева О. Значение конгрессной деятельности в развитии российских компаний. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http:// allexpo.ru/cs/articles.html / (дата обращения 2.01.2013).

[5] Беляновский А.С. Общность интересов // Бизнес и выставки. – 2013. – 61 (1), с.52–54.

[6] Педыч Л.П. Управление конгрессной деятельностью как фактором инновационного развития региона (на примере Москвы и Санкт-Петербурга) // Автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата экономических наук. – АНОВПОА «Международный университет в Москве»: 2013. – 24 с.

[7] Конгрессно-выставочная деятельность: учеб. пособие / О.В. Архипова. СПб.: СПбГИЭУ, 2010. – 132 с.

[8] Кушнарева И.Ю., Гомилевская Г.А. Перспективы развития конгрессно-выставочной деятельности в Приморском крае и создание конгресс-бюро в г. Владивостоке // Современные проблемы науки и образования. – 2014. – № 6;[Электронный ресурс]. – Режим доступа: URL: http://science education.ru/ru/article/view?id =16333 (дата обращения: 25.01.2018).

[9] Ковалёва А.С. // Тенденции развития выстовочно-ярморочной и конгрессной деятельности в России. Вестник Российского нового университета. Серия Человек и общество. – 2007. №3, с. 46-52.

[10] Позынич Е.К., Бурлуцкий В.С., Позынич К.П. Кастомизация в отечественном краностроении // Современное машиностроение. Наука

и образование: Материалы 6-й Междунар. науч.-практ. конференции. / Под ред. А.Н. Евграфова и А.А. Поповича. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2017. – с.711-722.
[11] Щеголев В.В. Потребительская ценность товара на промышленных рынках // Современное машиностроение. Наука и образование: Материалы 3-й Междунар. науч.-практ. конференции. / Под ред. М.М. Радкевича и А.Н. Евграфова. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2013. – с.565-575.

V. Burlutskiy[1], E. Pozynich[2], K. Pozynich[3]

THE VALUE OF THE CONGRESS ACTIVITIES IN THE DEVELOPMENT OF SPECIALIZED ORGANIZATIONS IN THE FIELD OF LIFTING EQUIPMENT

[1]St.Petersburg State Polytechnical University, Russia;
[2]Far Eastern State Transport University, Russia
[3]Pacific National University, Russia

Abstract

The issues of participation in the Congress activities of specialized organizations in the field of lifting facilities as a factor of their innovative development and marketing communications. The basic principles of system organization and participation of specialized enterprises in Congress activities are analyzed. Methodical approaches to formation of effective organizational forms of realization of Congress actions in interests of development of the specialized enterprises are proved. Results of research on identification and establishment of interrelation intense the deformed condition of a material and its hardness for the telescopic arrows which have received residual deformation of boom cranes with a rigid suspension bracket of an arrow in the conditions of cyclic elasto-plastic deformation at normal long operation, for the purpose of creation of initial information for an assessment of a residual resource of the cranes which have fulfilled standard service life are given.

Key words: specialized organizations, lifting facilities, factors of innovative development, Congress activities, Congress events.

REFERENCES

[1] Federal norms and rules in the field of industrial safety "Safety Rules for hazardous production facilities which are used elevating constructions".

[2] Congress activity. Terms and definitions. GOST R 53524 – 2009. – M.: STANDARTINFORM, 2010. – 21 p.
[3] Activities of exhibition and fair. Terms and definitions. GOST R 32608-2014. – M.: STANDARTINFORM, 2014. – 34 p.
[4] Savateeva O. The value of the Congress activities in the development of Russian companies. [Electronic resource.] - Access mode: http:// allexpo.ru/cs/articles.html / (circulation date 2.01.2013).
[5] Balanovskii A.C. Community of interest // Business and exhibitions. - 2013. - 61 (1), pp. 52-54.
[6] Pedic L.P. Management of Congress activities as a factor of innovative development of region (on example of Moscow and Saint-Petersburg) // abstract of thesis on competition of a scientific degree of candidate of economic Sciences. – ANOITA "International University in Moscow": 2013. – 24 p.
[7] Congress and exhibition activity: studies. manual / O. V. Arkhipova. SPb.: Spbgieu, 2010. – 132 p.
[8] Kushnarev I.Yu., Gomilevskaya G.A. prospects of development of exhibition and Congress activities in the Primorsky Krai and the establishment of the Convention Bureau in Vladivostok // Modern problems of science and education. – 2014. – №6; [Electronic resource]. – Access mode: URL:http://science education.ru/ru/article/view?id =16333 (date accessed: 25.01.2018).
[9] Kovalev A.S. // trends in the development of fair-trade and Congress activities in Russia. Bulletin of the Russian new University. A series of People and society. – 2007. No. 3, pp.46-52.
[10] Pozynich E.K., Burlutskiy V.S., Pozynich K.P. Customization in domestic crane building // Modern mechanical engineering. Science and education: Proceedings of the 6th international. science. – Practice. conferences. Ed. by A.N. Evgrafov, A. A. Popovich. – SPb.: Publishing house of Polytechnical un-ta, 2017. – p.711-722.
[11] Shchegolev V.V. Customer value in industrial markets // mechanical engineering. Science and education: Proceedings of the 3th international. science. – Practice. conferences. Ed. by M/M Radkevich, A.N. Evgrafov – SPb.: Publishing house of Polytechnical un-ta, 2013. – p.565-575.

ISSN 2223-0807
Современное машиностроение: Наука и образование :
материалы 7-й международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н.Евграфова и А.А. Поповича.- СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2018.

DOI 10.1872/MMF-2018-52
УДК 621.01

M. Knapiński[1], P. Rajczyk[2]

CONDITIONS DETERMINING FUNCTIONING OF DIAMOND SEGMENTS IN ABRASIVE DISCS

[1]Marcin Knapiński
Czestochowa University of Technology
Poland, Czestochowa
Тел.: (+48) 34 3250 790, E-mail: knapinski.marcin@wip.pcz.pl

[2]Paweł Rajczyk
Czestochowa University of Technology
Poland, Czestochowa
Тел.: (+48) 34 3250 685, E-mail: rajczyk.pawel@wip.pcz.pl

Abstract

The paper is aimed at evaluation of the abrasiveness of abrasive discs used for processing mineral surfaces. The evaluation is carried out with a disc with diamond circular abrasive segments on resinous binders.

Key words: Diamond segments, abrasive tools, evaluation of the abrasive efficiency of abrasive discs, circular abrasive segments.

Introduction

Diamond is the hardest known material in nature. Diamond is also described as a carbon in a crystalline form. Around the structure and properties of this material, many human minds, new technologies and discoveries have been absorbed in the past century and at present it is still a current and leading material in the production of many technologies and many applications [1]. One of them is the production of machining tools used in the technology of processing mineral materials. Diamond has a very low coefficient of friction, the lowest coefficient of thermal expansion compared to other materials, it is chemically and biologically inert and because of its hardness it is resistant to abrasion. Diamond is a very good heat conductor and a good electrical insulator.

Natural diamond is used primarily as a raw material for jewelry applications (in Poland, the largest diamond weighing 10 karat is found in the treasury at Jasna Góra monastery) [1]. Until the 1950s, the crumbs created during the processing of natural diamonds were used to produce machining tools, cutting discs and drills. In the sixties, with the emergence of the technology of synthetic diamonds production, the manufacturing industry with the so-called diamond segments developed. The dynamic development of the technology of producing diamond powders occurs in the 21st century and has achieved a two-digit annual increase in global production.

1. Origin of synthetic diamonds

Diamond in nature was created under conditions of high pressures under the surface of the earth reaching up to 80 t / cm2 at a temperature of 1000 ÷ 1500 ° C. Conditions in which diamonds were created determine its rarity in nature, which is connected with its high price. In these circumstances, man was looking for ways to create a material which's properties would match natural diamonds, which's main area of application would be jewelery, and from the resulting wastes, powders would be produced - a kind of valuable waste for technical applications in the manufacture of tools. These circumstances led to the artificial synthesis of diamond for technical applications. The beginnings associated with the synthesis of diamond go back to 1766 and Smithson [2], who discovered that the diamond is a form of crystalline elemental carbon. The first patents related to the method of making diamonds belong to General Eletric, which in 1955 produced the first batch of synthetic product [3]. In 1965 in Russia in Sankt Petersburg [1], also obtained diamond crystals of synthetic powder in laboratory conditions. The synthesis consisted in changing the geometric structure at the atomic level in the graphite. In an autoclave in which very high pressure and temperature with use of a catalyst this material was produced. In the '80s, a new method was developed, the so-called CVA, which involved the creation of diamond structures under low-pressure conditions from the so-called gas phase. This technology allows applying diamond structures on large surfaces. The diamond thus produced has homogeneity of the crystal structure and high purity. Such a surface is biologically inert, because of these properties it is widely used in medical technologies. Currently, technical and technological development, automation, computerization of manufacturing processes as well as the ability to control, research and monitor complex processes create possibilities for producing diamond powders with high homogeneous parameters of size and structure additionally enriched or modified with new composite coatings. Since the end of the 80s of the last century there has been a significant development in the technology of producing synthetic diamond powders and the production of

abrasive segments produced on the basis of synthetic powders for technical applications that, thanks to the development of production technology, bring a new quality and efficiency dimension.

2.Diamond powders for industrial application

Diamond which is used for the production of segments is the hardest material (it has a hardness of 10 on the Mohs scale) and can only be scratched by another diamond. Granite, on the other hand, has a hardness of 6 - 7 on the Mohs scale, which means that the diamond in various forms is the ideal material for its processing. When diamond powder is used as abrasive in the diamond segment, it includes among others: lack of pollination during wet work, maximum precision of materials processing, reduction of vibrations, resistance to heavy loads transfer, low wear during operation, high resistance to temperature loads. These features mean that the annual growth rate of diamond tool production in the world has reached 10% . At the current stage of industrial technology development production tools, there is no competition for this material [4]. Based on literature studies [5,6,7], it has been shown that the granulation of diamond powder has a relationship to machining efficiency and has an impact on the amount of diamond tool itself. This dependence is determined by the hardness of the processed material. During granite processing, the highest grinding performance and the lowest wear rates of diamond segments were obtained when using diamond powder with granulation from 250 to 400 on metallic binders. Literature analysis [8] indicates the use of fine grains of diamond powders when processing hard materials. The concentration of diamond in the abrasive segment is determined as one hundred percent assuming that the content of diamond powder in the amount of 4.4 carats (0.88 g diamond) is in 1 cm3 segment matrix. Based on this relationship, the percentage concentration of diamond in the abrasive segment is determined. Synthetic diamond powder is evaluated according to parameters - graininess and strength. What is subject to order in certain global standards. The grain size of diamond powders, depending on the crystal grain size, is divided into three groups: grinding from 2500 to 40 [mcm], micro powders from 40 to 1 [mcm] and submicro powders from 1 to 0.1 [mcm] and below 0.1 [mcm] qualifies for nano powders. Standards characterizing the material of diamond powders in various countries around the world in different ways define granularity of diamond powders.

3. Base of diamond powders for industrial applications in Poland

Currently, the leading Polish company supplying diamond synthetic powders for the production of tools and technical applications is Kamb

cooperating with a British global supplier of this raw material, which provides powders of four basic types: ESN, EDA, EBN, RD. Synthetic diamond ESN series of powders (manufactured using a nickel based catalyst) and ESC + series (produced using a cobalt based catalyst). Full scale of available granules is: from 18/20 to 60/80 mesh. There are 12 types of ESN powders and 9 types of ESC + powders, which can be supplied in the version for galvanic bonds, they can be plasma coated with titanium or titanium carbide. From among all types, powders suitable for the production of all kinds of tools for processing (cutting, drilling, grinding) of granite, marble, concrete, refractory materials and other ceramic materials can be easily selected.

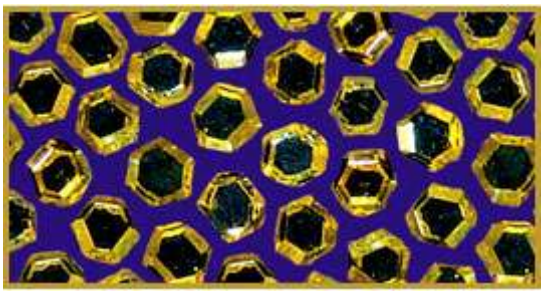


Fig. 1. A photo of the ESN series diamond powder [10].

Synthetic diamond powder EDA 2000 series (12 types), designed for the production of metal, resin, ceramic or galvanic tools for processing (grinding, polishing, dressing) of non-ferrous materials. Depending on the needs, the powders of the EDA 2000 series can be supplied in a version for galvanizing, and can also be covered with nickel or copper.

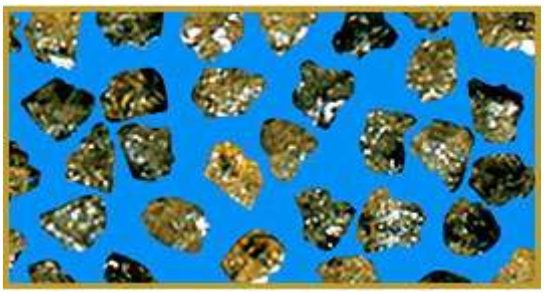


Fig. 2. A photograph of the EDA series diamond powder [10].

Powders of regular EBN nitride series EBN, find applications, among others for the production of metal, galvanic or resin bonded tools intended for machining (grinding, sharpening, polishing) of special and high-speed steel products, (of nickel and cobalt alloys), cast iron with hardness over 45 HRC. The most commonly used type of regular boron nitride is the so-called amber nitride, (EBN A). One of the series EBN 3000 series, has increased thermal stability and does not show any reduction in strength in up to about 1100-1200 ° C. It is therefore suitable for aggressive grinding, similar to the polycrystalline

EBN 70 boron nitride, available even up to 1000 μm in size. Generally, EBN series products are available in grain sizes from 40/50 mesh to 400/500 mesh.

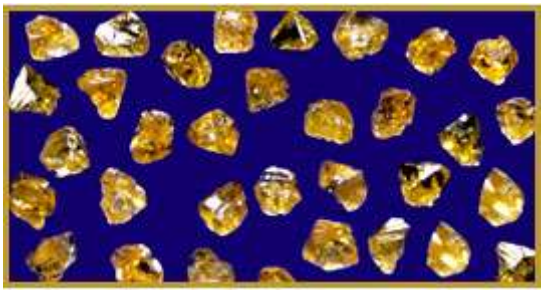


Fig. 3. A photograph of the EBN series diamond powder [10].

Natural diamond powders, in various types and for various, the most demanding applications - from the production of dental drills, through tools for processing stone, concrete, glass and ceramics. Individual grades of natural grain are available from 16/18 mesh, up to 325/400 and 400/500 mesh. One of the types (RD), machined and chemically treated, is also available in sizes used in drilling tools - 1 ct (carat), 3/4 ct, 1/2 ct, 1/3 ct, 1/4 ct, 5 6 spc (grains per carat), 6-8 spc, 8-10 spc, up to 500 spc and mesh sizes.

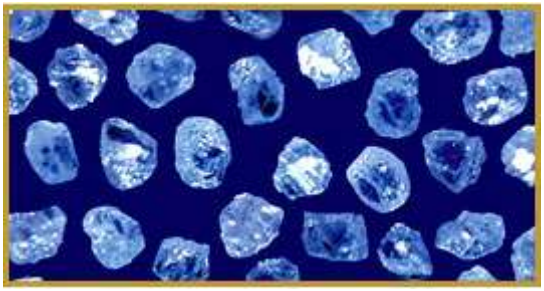


Fig. 4. Photograph of natural diamond powder [10].

4. Designation and evaluation of diamond powders made in the Russian Federation

In Russia, the approach to the graininess is different than described above; being assessed according to GOST 3647-80 Grinding materials. In terms of grain size assessment, they are subject to four groups: grinding grain (2000-160 mcm), grinding powder (125-40 mcm), micro diamond powders (63-14 mcm) and fine micro powders (10-3 mcm). Grinding grains and grinding powders with a size of 0.1 side mesh of the basic sieve for 40 and 25 grains for 400 and 200 mcm, respectively, micro-powders M with numerical index equal to the upper value of the basic size of the fraction eg M40 and M10 for grains 40 and 10 mcm. Diamond grinding powders the numerator shows the mesh side size of the upper sieve and the denominator shows the lower sieve of the basic fraction, e.g.

400/250 or 160/100. Diamond micro powders and submicro powders are given in a fractional value where the numerator corresponds to the size of the largest and denominator to the smallest grain size of the basic fraction.

4.1. Binder and structure of the diamond tool

The binder is a composite that holds separate abrasive grains in the associated matrix structure. Often a binder is a mix of various materials that give the segment specific physico-mechanical and technological-use properties. Generally, in the world, companies producing diamond segments do not reveal the nature and properties of adhesives for their products, so it is difficult to find an exact analogy with Russian products. In Russia, binders of diamond tools, so-called ceramics, bakelite, volcanite, resin, metallic and galvanic types are used. The above is reflected in the classification in normative documents.

5. Binder function of diamond tools segments

The binder is the so-called matrix in which the abrasive grains are bonded in the abrasive segment binder of the machining tool. The segment matrix holds the abrasive grains until they have sharp edges, i.e. when they abrade the processed material. The quality of the binder depends on the degree of utilization of potential opportunities for the grain of superhard diamond crystals. The effectiveness of using the binder is demonstrated by such features as the appropriate strength of fixing the grains of super hard diamond crystals in the binder. Appropriate resistance to wear, the possibility of diamond grains cooperating with the binder below the active grain temperature of the super hard diamond crystal. The high thermal conductivity of the adhesive allows for an intense heat removal from the cutting zone and eliminates the adhesion of the tool to the workpiece. At the Institute of Plastic Processing and Security Engineering, TUC, research was undertaken related to the development of new resin binder compositions and abrasive efficiency research of new geometry of diamond segments on metallic binders embedded in the construction of synthetic materials used for abrasive machining processes - grinding. Resin bond, which is a composition of epoxy resins modified with a mineral filling with a high degree of thermal conductivity. The segment matrix composition is formed after mixing the resins, modifier and diamond powder in circular molds, or formed directly on the plan of an abrasive disc manufactured from filaments for printing high strength mechanical parts. Adding to the form a modified mineral performs the function of improving the heat removal from the abrasive grain work zone and increasing the matrix binder strength in the diamond crystal deposit zone. The segment binder hardens in the oxidation process. The dependence related to the purposefulness of their future use is determined both at the stage of their

production by selection of appropriate components of the segment composites and computer modeling of the distribution geometry, including grain concentration in the diamond segment to check the abrasive efficiency at the model calculation stage.

The types of diamond segments are dependent on the their structure and particularly on the distribution of diamond powder in the segment, where we can distinguish the matrix of regular distribution of diamond powder, saturated structure with a high degree of concentration of diamond powder. The structure with a balanced distribution of diamond powder and a structure with low concentration of contained diamond powder. The characteristic properties of the matrix binder depend on the parts of the material composition, therefore, depending on the future use of the properties of such matrices, they are determined at the stage of their manufacture. The hard matrix is used to process soft materials. The crystal of diamond grain in such a matrix is significantly exposed, as a result of which the diamond crystal grain deeply penetrates the material. There is a small overlap before the diamond grain, between the workpiece and the matrix, and due to the significant amount of diamond grain penetration the process of abrading the workpiece occurs. The process of binder wear should not take place too quickly, because in this case the diamond crystal grain will be removed from the binder in too early. The crystal grain will be broken and destroyed before its effective abrasive properties have a chance to prove themselves. Therefore, in the case of processing soft materials, the matrix should be hard so that the grains of diamond powder are kept longer in the matrix of the binder. The soft matrix is appropriate when processing hard materials, the diamond grain in such a matrix is slightly above the working surface, as a result of which diamond grains penetrate into the work material to a short distance. The overlap between the diamond grain and the material to be treated should be very small, due to the low penetration depth of the abrasive grain into the material being processed and the low abrasive efficiency expressed in the amount of abraded material. Hard material quickly blunts diamond grain which loses abrasive properties. Such grains should fall out earlier in order to leave room in the matrix for new sharp diamond crystals, so the matrix should be soft when processing hard materials.

The term “diamond powder distribution” is understood as the distribution of individual grains in the segment matrix. The more regular their distribution is, the more efficient the abrasive capacity will be, and therefore the distribution of diamond powder in the diamond segment matrix is an important criterion for the quality of abrasive efficiency. The distribution of diamond powder grains can only be controlled by destructive testing of the diamond segment. Therefore, one must trust the manufacturer's specifications. The term “diamond concentration” is understood as the amount of diamond powder per volume of matrix. Only the ideal concentration of diamonds can ensure optimal parameters of abrasive

efficiency, taking into account the kinematic parameters of the tool. The concept of ideal concentration is understood to mean that the concentration of diamond powder should adapt to a specific type of material, as previously mentioned, the hardness and concentration of the abrasive and binder should be balanced.

6. Tools manufactured on the basis of synthetic diamond powders for surface treatment of mineral materials

In the production of machining tools for: cutting, grinding, milling, polishing, texturing, abrasive grains are used in the form of synthetic diamond powders, which have been divided into classes, sizes, regularity of grains with a structure similar to natural crystal, which are characterized by abrasive and friction properties. Due to the use of diamond powder for the production of various tools that results from the size of the grain, it also results in the grain size distribution of diamond powders due to the grain size.

Tab. 2. Application of the grain size to the expected accuracy of the machined surface.

The type of application depending on the machining accuracy	Grain size in Mesh
Very general	8 – 12
General	14 – 24
Medium	30 – 60
Precise	70 – 120
Very precise	150 – 240
Extremely precise	280 - 600

In the grinding and construction tools, diamond powder is used for the roughing process with sizes from 16 to 120 Mesh. The use of the grain size depends on the type of material being processed, the design of the machining tool, kinematic parameters of its work. Coarse grain is used for coarse-grained materials, and fine grain is used in analogy to fine-grained materials. Smaller diamond crystals significantly improve the quality of the machining process, including surface quality parameters after machining, ie surface roughness. The grain form depends on the crystalline form of the material being processed, the grain shape is the more similar to the ideal shape, the higher its resistance to impact loads (dynamic).

7. The method of assessing the abrasive effectiveness of newly designed abrasive discs

Abrasive discs are used to process mineral stones (granite, marble), or concrete - they are a working element of special grinding machines with one or

more working heads. The discs themselves should be contoured in a way that ensures high work efficiency and machining quality. These parameters of any abrasive disc design depend on the geometry and form of grinding segment parts as well as the homogeneous distribution in them and the concentration of diamond powder. The method allows to calculate the abrasive efficiency so-called parameter of the average effectiveness of the impact.

A useful tool for the design of discs - an optimal choice of construction parameters is used a computer program developed at the Częstochowa University of Technology, which allows modeling of machining tools for specific work parameters. The starting point in the modeling of the abrasive disk structure according to the aforementioned method is to check the effect of the tool geometry during the movement on the effectiveness of its impact on the material, as described in [5, 14, 15, 16, 17]. The abrasive efficiency S_{sc} depends on the diameter of the abrasive disc rotating at the speed of ω [m / s] and moving along the set trajectory of the movement V_t [m / s] which is described by the function of three variables;

$$S_{sc} = f(\omega VpR - R_1) \tag{1}$$

where: ω - angular speed; V_p - progressive speed of the disc; R - R_1 - Parameter related to the geometry of the ring formed from abrasive segments

Effective surface treatment with a circular working tool, rotating at the speed of ω_o, most often introduced in the progressive movement with the speed V_p is the output set of kinematic relationships. The computer program also allows for taking into account all types of movement, because it is formulated in a route of disc dislocations, consisting of individual movement paths formulations. The characteristics of the disc trajectory include determining the position of the disc center and its kinematic parameters (speed of translation and rotation) at the beginning and the end of the next stage of motion. The stationary elementary field Δ_S of the machined surface is subjected to the action of various points of the disc working elements, in which there occur different in terms of size and direction of the resultant velocity of disc component movements. The size and direction of the translational speed of all points of the working surface of the V_p disc are the same. The numerical value of the circular speed

V0R = ω_{ori} decreases as the changes r_i = R to r_i = 0 and on the perimeter of the disc is V0R = ωoR, while in the middle of the disc it drops to zero. The vectors of this velocity are perpendicular to the radius r_i and have a direction consistent with the direction of disc rotation, and the resultant speeds also change direction. In the above-mentioned program, a quantum of time dt (sensors arranged on a horizontal apparent line through which the modeled shield geometry passes) for which im Li = (Vp + V0riqpi) dt sensors are

recorded and at the end of which the system parameters are determined , i.e., the position of the center of the disc for the next sensor. The design of the computer program takes into account the impact on the processed elementary field (point of the surface treated) defined grain of the disc working elements. The result of the calculations are graphs of the tool effectiveness $S_o = \sum_{i=1}^{n} \cdot L_i \; [m], (1)$ determined in the form of points forming the lines of impact of all points of the working surface of the disc.

School of prof. W. Kocelak uses the approach in the assessment of the machining efficiency of the abrasive disc, which is described in general in [4], where the grinding process using the abrasive disc with modified spatial structure can be assessed by topographic analysis of the tool's active surface. The methodology of determining the parameters for the geometrical structure evaluation of the abrasive wheel surface allows to shape its impact zone and to evaluate the effectiveness with which it interacts with the surface to be treated. The said method is effective but at the first stage of research work it is time-consuming, expensive and requires expensive control and measurement equipment. The developed methodology consists in identifying changes in the active surface of the tool as a result of abrasion of the grain tops and surface of the spoil. Despite the development of many measurement methods and the availability of data processing and the ability to determine a significant number of parameters characterizing surfaces of abrasive tools, it is still difficult to determine the impact of all factors affecting disc wear.

In the evaluation process in the Częstochowa University of Technology method, the abrasive disc and kinematic parameters are the leading indicator of the standard deviation of the effectiveness of the impact. The standard impact ratio σ_w is determined from the ratio of standard deviation and the average effectiveness of the disc effect and is determined from the formula:

$$\sigma = \frac{\sqrt{\frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n}(S_{oi} - \bar{S}_o)^2}}{\bar{S}_o} \tag{2}$$

The value of the standard deviation indicator and the impact efficiency parameter is the criterion for the qualitative evaluation of the geometrical structures of the grinding disc. In addition to the average of the effectiveness of S_o, the standard deviation of the maximum and minimum efficiency (S_{omax} and S_{omin}), the results of the calculations also allow to determine the relative deviation index ε, which is determined from the formula:

$$\varepsilon = \frac{S_{o\,max} - S_{o\,min.}}{\bar{S}_o} \tag{3}$$

The relative deviation index gives information on the uniformity of the S_o distribution and it is the criterion for assessing the geometrical action of the target tool on the surface being processed.

Calculation of the average abrasive efficiency was carried out with the determination of the standard and relative index for two designs of 300 mm discs with circular diamond segments on the surface of the resin binder with the geometry as in Figures 5 and 6 working with set kinematic parameters n = 166 rr / min and V_p = 0.01 m / s. The calculations carried out showed obtaining variable parameters, calculating the average abrasive efficiency.

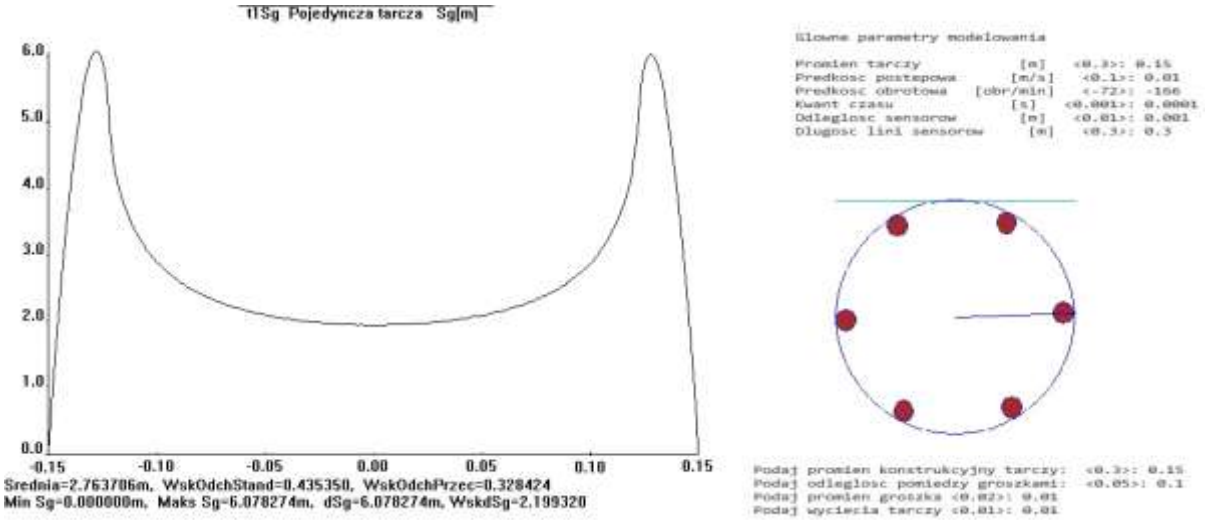


Fig. 5. Computer analysis of the efficiency of impact on the machined surface of an abrasive wheel with a diameter of 300 mm with 6 circular diamond segments arranged as in the diagram on the right.

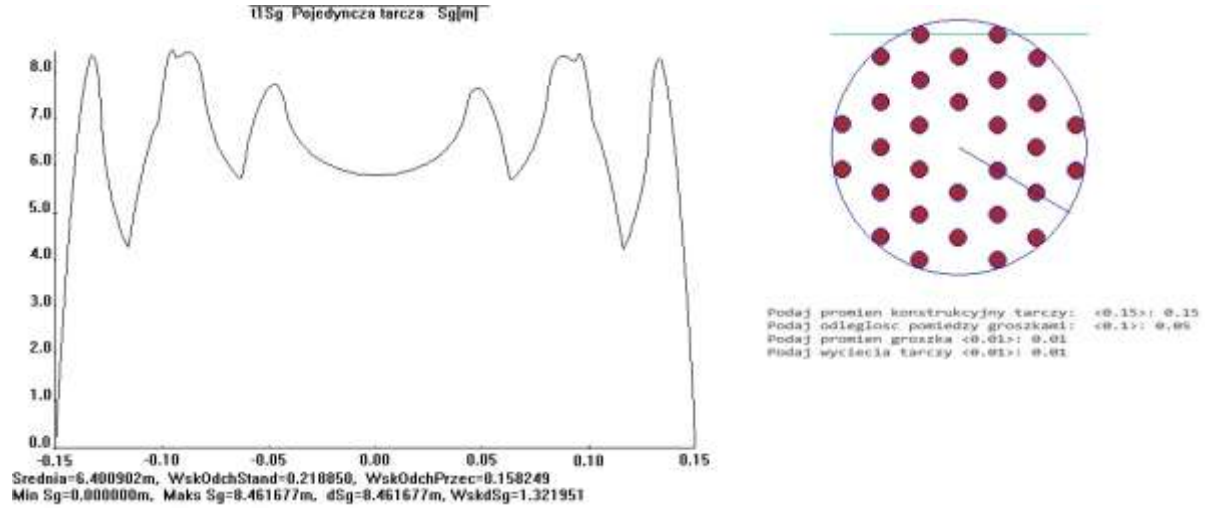


Fig. 6. Computer analysis of the efficiency of impact on the machined surface of an abrasive disc with a diameter of 300 mm with 30 round diamond segments arranged as in the diagram on the right.

The calculated average effectiveness of the shield's influence with the circular diamond segments indicates the purpose and effectiveness of the direction of analysis and research undertaken for the purpose of finding a geometric form of the shield for work with increased impact quality by assessing the homogeneous surface roughness at one blade transition on the treated surface. In addition, the geometric form of the segment facilitates the process of their execution and mounting on the base disc. The very form of the segment gives better opportunities for effective drainage of coolant and spoil, which increases the durability of the binder, thus giving the possibility of adjusting the forces that keep the diamond grain in the binder.

Conclusions

Literature analysis and presentations at international trade fairs on which diamond tools and technologies are presented demonstrate the rapid development of the technology of machining tools produced on new types of composite binders.

Emerging new types of resin composites, diamond powders and new CVA coverings indicate great possibilities of their application for the production of abrasive discs with various geometry of diamond segments and the geometry of their distribution on the surface of the disc.

The theoretical analysis and calculation of the average efficiency of the disc abrasive action determined from the formula (1) indicates the purposefulness and efficiency of using round segments, which ensure an even distribution of abrasive efficiency at one blade transition on the workpiece.

The calculation of machining efficiency for a 300 mm diameter disc working at set kinematic parameters n = 166 rpm and V_p = 0.01 m / s depends on the size and distribution of the segments based on the wheel of the abrasive disc.

REFERENCES

[1] Rajczyk J., Rajczyk M.: Technologia robót kamieniarskich wyd. PCz. Częstochowa 1997

[2] Jaworska L., Razmas M., Twardowska A., Królicka B.: Kompozyty diamentowe z ceramiczną fazą wiążącą - modyfikacja mikrostruktury w aspekcie łączenia z korpusem narzędzia, Kompozyty, nr. 6, 2006, s. 3-7.

[3] Rajczyk J., Rajczyk Z.: Charakterystyka narzędzi diamentowych dla obróbki materiałów budowlanych, Problemy Budownictwa w Regionie Częstochowskim do 2000 roku, Konferencja Naukowo-Techniczna, Częstochowa, 1994.

[4] www.instrumer.ru
[5] Jaworska L., Razmas M., Twardowska A., Królicka B.: Kompozyty diamentowe z ceramiczną fazą wiążącą - modyfikacja mikrostruktury w aspekcie łączenia z korpusem narzędzia, Kompozyty, nr. 6, 2006, s. 3-7.
[6] Oczoś K., Porzycki J., Szlifowanie. Podstawy i Technika WNT Warszawa 1986
[7] Rosiakiewicz M., Innowacje w obszarze techniki wytwarzania metodą ścierną, PW Warszawa 2004
[8] Świat kamienia nr. 2 2012 (PL)
[9] www.arows.ru
[10] www.katalogfirmykamb.pl (2017)
[11] Konovalov A.V.A. Shatoin V.V. Vzaimosvjaz procnosti zakreplenia zjoren w swiaskie so stoikostiu aumazno abrazivno instrumenta ks. UDK 621.923:666.233.
[12] Rajczyk J., Podstawy naukowe doboru struktury geometrycznej i kinematyki tarczowych narzędzi roboczych maszyn do obróbki powierzchni betonu wyd. PCz. Częstochowa 2004
[13] Knapiński M., Rajczyk P.: Innowacyjne metody modelowania diamentowych narzędzi obróbczych do szlifowania powierzchni kamienia okładzinowego (materiały w redakcji konferencji XXI konferencja Innowacje w Zarządzaniu i Inżynierii Produkcji), Zakopane, 2018.
[14] Rajczyk J.: Modelling the geometric structure of concrete work item processing, Applied Mechanics and Materials, 2013.
[15] Rajczyk M., Kosiń M., Pietrzak A.: Measurement of Granite Porosity of Ground Structure with Profilometer, for the Purposes of Processings Tools Verification, 5. Mezdunarodnaja Naucno-Prakticeska Konferencija Sovremennoe Masinostroenie: Nauka i Obrazovanie (MMESE-2016), Izdatel'stvo Politechniceskogo Universiteta, Sankt-Petersburg, Rosja, 2016.
[16] Rajczyk J., Kosiń M.: Methodology of analyzing a new geometry design of a friction plate effect on the engineered surfaces, IET Conference Publications, 2011.
[17] Rajczyk J., Rajczyk Z., Al.-Mashadani, M.: Systematic motion path of manual floats for concrete Surface, IET Conference Publications, 2011.

ISSN 2223-0807
Современное машиностроение: Наука и образование :
материалы 7-й международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н.Евграфова и А.А. Поповича.- СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2018.

DOI 10.1872/MMF-2018-53
УДК 625.084

В.П.Ложечко

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЗАКОНА И СИСТЕМ РЕГУЛИРОВАНИЯ СИЛОВОГО ВОЗДЕЙСТВИЯ ВИБРАЦИОННЫХ КАТКОВ ДЛЯ УПЛОТНЕНИЯ АСФАЛЬТОБЕТОННЫХ СМЕСЕЙ

Виктор Петрович Ложечко,
Санкт-Петербургский государственный политехнический университет
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (921)998-55-92, E-mail: vplozhechko@mail.ru.

Аннотация

В работе дано обоснование зависимости, позволяющей в процессе уплотнения регулировать силовое воздействие вибрационных катков в соответствии с изменением параметров асфальтобетонных смесей. Для этого использован коэффициент эффективности вибрационной нагрузки, зависящий от параметров вибрации и параметров уплотняемой смеси. Представлены результаты экспериментов, позволяющие определять значения коэффициента эффективности. Предложены варианты систем автоматического регулирования статического момента вибровозбудителя.

Ключевые слова: вибрационный каток, уплотнение, асфальтобетонная смесь, контактное давление, регулирование статического момента.

В статье [1] представлена зависимость оптимального контактного давления для катков статического действия при уплотнении асфальтобетонных смесей:

$$\sigma_{опт} = 0{,}7\, K_у^{9{,}46}\, (T/T_о)^{-2{,}72}, \qquad (1)$$

где $\sigma_{опт}$ – оптимальное контактное давление катка, т.е. давление, при котором глубина развития пластических деформаций в уплотняемом слое

равна его толщине, $К_у$- коэффициент уплотнения асфальтобетона; Т- текущая температура смеси; $Т_о$- постоянная. Однако большинство парка катков сегодня составляют вибрационные катки, поэтому появилась необходимость установить аналогичную зависимость применительно к этому типу катков.

В работах [2,3,4] показано, что по эффекту уплотнения вибрационный каток эквивалентен катку статического типа, но с большей массой. Для виброкатков определение величины контактных давлений вызывает некоторые трудности из-за возможности работы катка в разных режимах и отсутствия надежных данных по влиянию параметров вибрации на развивающиеся под вальцами давления. Поэтому часто контактные давления под виброкатком выражают через эквивалентные им давления от статической нагрузки [3,4]. Для этого можно использовать зависимость

$$\sigma_{экв} = К_э \, \sigma_в \, . \qquad (2)$$

Здесь $\sigma_{экв}$- напряжения, возникающие от действия статической нагрузки и эквивалентные напряжениям от вибрационного воздействия; $\sigma_в$ - напряжения, вызванные силой тяжести вибровальца; $К_Э$ - коэффициент эффективности вибрационного воздействия, где $К_э = f(\nu,P/Q,T)$, а ν - частота колебаний вибровозбудителя; Р - вынуждающая сила; Q - сила тяжести вибровальца.

Такой подход позволяет использовать схему взаимодействия вальца статического действия с уплотняемым материалом для оценки уплотнения вибрационным вальцом. Коэффициент $К_Э$ показывает, во сколько раз давление от силы тяжести вибровальца $\sigma_в$ может быть меньше давления вальца статического действия $\sigma_{экв}$ при условии одинакового эффекта уплотнения. Критерием сопоставления статической и динамической нагрузок принято равенство скоростей деформаций уплотняемого материала.

К сожалению, установленные в [3] зависимости для $К_Э$ относятся только к песчаным смесям и не учитывают толщину слоя и плотность асфальтобетона. Поэтому были проведены дополнительные исследования с целью определения $К_Э$ для мелкозернистой и крупнозернистой смесей с учетом текущих параметров уплотняемого материала.

Исследования проводились на специальном стенде по методике, близкой к представленной в [3]. В экспериментах оценивалось влияние относительной вынуждающей силы (P/Q), частоты колебаний штампа, температуры и плотности асфальтобетонной смеси на получаемую в итоге деформацию материала. При этом осуществлялось планирование эксперимента со следующими границами изменения факторов [5]:

Коэффициент уплотнения: 0,90 - 0,96;

Температура (^oC): 80 - 120;

Частота колебаний (Гц): 25 - 75;

Относительная вынуждающая сила: 0,5 - 4,0.

Значения указанных факторов отражают условия, в которых чаще всего приходится работать виброкаткам при уплотнении асфальтобетона. Статическое контактное давление под штампом поддерживалось практически постоянным во всех опытах и равнялось 1,56 – 1,60 МПа. Искомым параметром являлся $К_Э$, который определялся путем совмещения полученной в каждом конкретном опыте кривой ползучести с семейством кривых ползучести, полученных ранее при статическом нагружении разными нагрузками. Зная величину статического давления от штампа в опыте и определив по кривым ползучести эквивалентное (вибрационному воздействию) давление, по (2) находили величину $К_Э$.

По результатам проведенных исследований было получено следующее уравнение регрессии для мелкозернистой смеси:

$$К_Э = 1{,}06 \cdot К_у^{-11{,}3} (T/T_o)^{0{,}46} (\nu/\nu_o)^{-0{,}31} (P/Q)^{0{,}45}, \qquad (3)$$

где $T_o = 125^oC$ и $\nu_o = 25$ Гц - постоянные. Эксперименты показали, что (3) может быть использовано и для крупнозернистых смесей. При этом получаемые значения $К_Э$ следует увеличить примерно на 15%.

Графическое отображение результатов исследований представлено на рис. 1. Все кривые на рис. 1,а получены при $К_у = 0{,}9$; $T = 80^oC$; $\nu = 50$Гц.

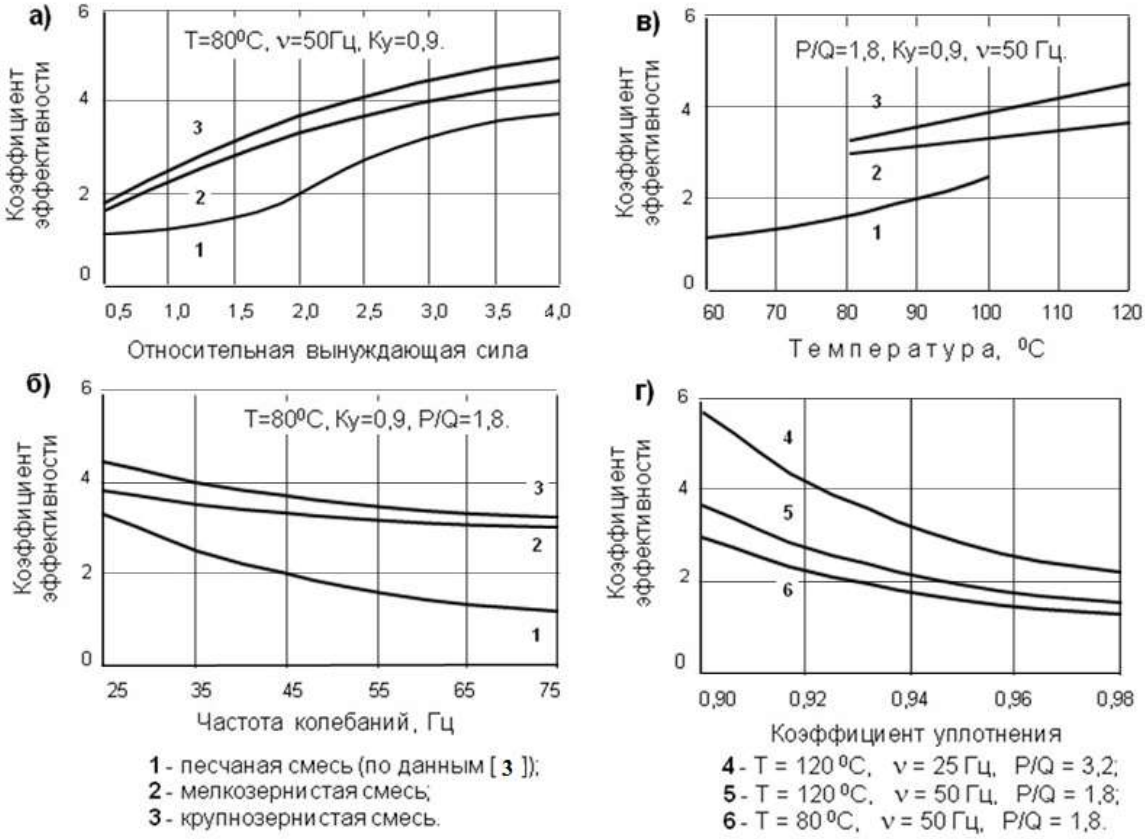


Рис. 1. Зависимости коэффициента эффективности от относительной вынуждающей силы, частоты колебаний, температуры и плотности асфальтобетонной смеси

Из графиков следует, что характер изменения $К_Э$ для щебенистых смесей в основном такой же, как и для песчаного асфальтобетона. Наблюдается рост $К_Э$ по мере увеличения крупности каменного материала в смеси. Так, при P/Q = 4, когда величина $К_Э$ начинает стабилизироваться, последний для мелкозернистой и крупнозернистой смесей соответственно в 1,25 и 1,35 раза выше, чем для песчаной. Эти соотношения сохраняются и для амплитуд колебаний. К примеру, при P/Q = 3,2 на песчаной смеси амплитуда составила 0,35 мм, а на мелкозернистой - 0,45 мм.

Из графиков на рис. 1,б видно, что с увеличением частоты колебаний $К_Э$ постепенно снижается для всех типов смесей. С увеличением крупности каменного материала наблюдается рост $К_Э$. Так, для крупнозернистой смеси $К_Э$ в 1,2 и 1,9 раза выше, чем для мелкозернистой и песчаной соответственно. Аналогично $К_Э$ изменяется и амплитуда колебаний от частоты. Кроме того, с ростом частоты меняется и характер колебаний, который из виброударного постепенно переходит в гармонический.

Следует согласиться с мнением ряда авторов, что сама по себе частота большого влияния на уплотняемость асфальтобетона не оказывает. Учитывая характер зависимости $К_Э$ от частоты, можно заключить, что не следует производить регулирование вынуждающей силы путем изменения частоты ввиду возможного снижения эффекта. Очевидно, по этой причине многие зарубежные фирмы перешли на выпуск катков с регулированием вынуждающей силы за счет изменения статического момента дебалансов.

Характер колебаний, а, следовательно, и эффективность вибрационного уплотнения зависит не только от параметров вибрации, но и от физико-механических свойств асфальтобетонной смеси. Исследования показали, что зависимость $К_Э$ от температуры близка к линейной (рис.1,в). Небольшое изменение амплитуды и неизменный характер колебаний указывают на слабое влияние температуры смеси на параметры вибрации.

Сильнее на эффективность виброуплотнения влияет плотность асфальтобетона, что подтверждается зависимостями на рис. 1,г. Так, снижение T со 120 до 80^{o}C при $К_у$ = 0,9, ν = 50 Гц и P/Q =1,8 вызывает уменьшение $К_Э$ лишь в 1,2 раза, а изменение $К_у$ от 0,9 до 0,96 при тех же параметрах вибрации и практически независимо от температуры снижает $К_Э$ более чем в 2 раза. Объяснить более сильное влияние плотности можно следующим образом. Известно, что жесткость асфальтобетона, характеризуемая модулем деформации, как и прочность, зависит от внутреннего трения и сцепления частиц материала [6]. Температура оказывает значительное влияние только на величину сцепления, которое определяется, в первую очередь, когезионной прочностью битума. Степень уплотнения существенно влияет как на внутреннее трение, так и на сцепление асфальтобетона. Особенно возрастает роль плотности при уплотнении щебенистых асфальтобетонов, где внутреннее трение превалирует над сцеплением. Подтверждением служат результаты работы [7], по данным которой модуль

деформации асфальтобетона при охлаждении со 125 до 80°С возрастает в 1,5 раза, а при увеличении $К_у$ от 0,9 до 0,96 - в 2,5 раза.

Проведенные исследования влияния толщины слоя на эффективность вибрационного уплотнения подтвердили общеизвестный факт повышения удобообрабатываемости асфальтобетона по мере увеличения толщины укладываемого слоя. Однако, увеличение толщины слоя смеси более 10 - 12 см не приводит к заметному повышению эффективности.

Имея зависимость (3), можно установить закон регулирования параметров вибрационных машин в процессе уплотнения асфальтобетонных смесей. Проведенные с этой целью преобразования [5] позволили получить зависимость для оптимального статического момента дебалансов:

$$M_{опт} = 0{,}074\cdot(q_в/R)^{-1{,}11}\, Q\, \nu^{-1{,}29}\, К_у^{\,40{,}67}\, (T/T_о)^{-6{,}27}, \qquad (4)$$

где $q_в$ - линейное давление вибровальца, кН/м; R - радиус вибровальца, м;

При этом учтено, что наиболее целесообразно регулировать силовое воздействие виброкатка путем изменения статического момента при постоянной частоте, а вынуждающая сила находится как $P = M\cdot\omega^2$, где M - статический момент дебалансов вибровозбудителя, $\omega = 2\pi\nu$ - частота вращения дебалансов. Это выражение справедливо для слоя мелкозернистой смеси толщиной 5 см при $25Гц \le \nu \le 75Гц$. При увеличении толщины слоя до 10 см постоянный сомножитель в (4) следует принимать равным 0,109.

В качестве примера были проведены расчеты по (4), позволившие установить необходимый характер регулирования статического момента у катка ДУ- 63, чтобы поддерживать в процессе укатки оптимальную нагрузку на уплотняемый материал (рис. 2). Предполагалось, что каток ведет укатку в диапазоне температур 120-80°С, $К_у$ асфальтобетона нарастает с 0,9 до 0,98. Зависимости на рис.2 построены для двух рабочих частот, присущих вибровозбудителю катка: 30 Гц (кривая 1) и 45 Гц (кривая 2). Здесь

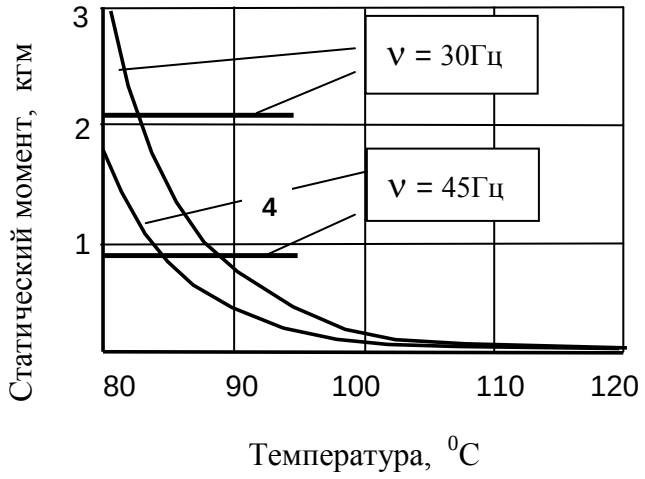


Рис. 2. Изменение оптимальной величины статического момента дебаланса в процессе уплотнения асфальтобетона (для катка ДУ-63)

же показаны прямые 3 и 4, которые соответствуют постоянным статическим моментам, реально имеющим место на катке при указанных частотах. Анализ графиков указывает на необходимость постепенного повышения М в ходе укатки. Учитывая, что обычно виброкатки начинают уплотнение при $T \leq 100^{o}C$, к концу укатки момент должен возрастать более чем в 20 раз. Интересно, что значения существующих моментов на обеих частотах соответствуют оптимальным только к концу укатки при $T=82\text{-}85^{o}C$, отставая от последних в 1,4 - 2 раза при завершении укатки ($T=80^{o}C$, $К_{у}=0,98$). На температурах более $85^{o}C$ существующие статические моменты много выше оптимальных значений, т.е. имеют место излишние энергозатраты.

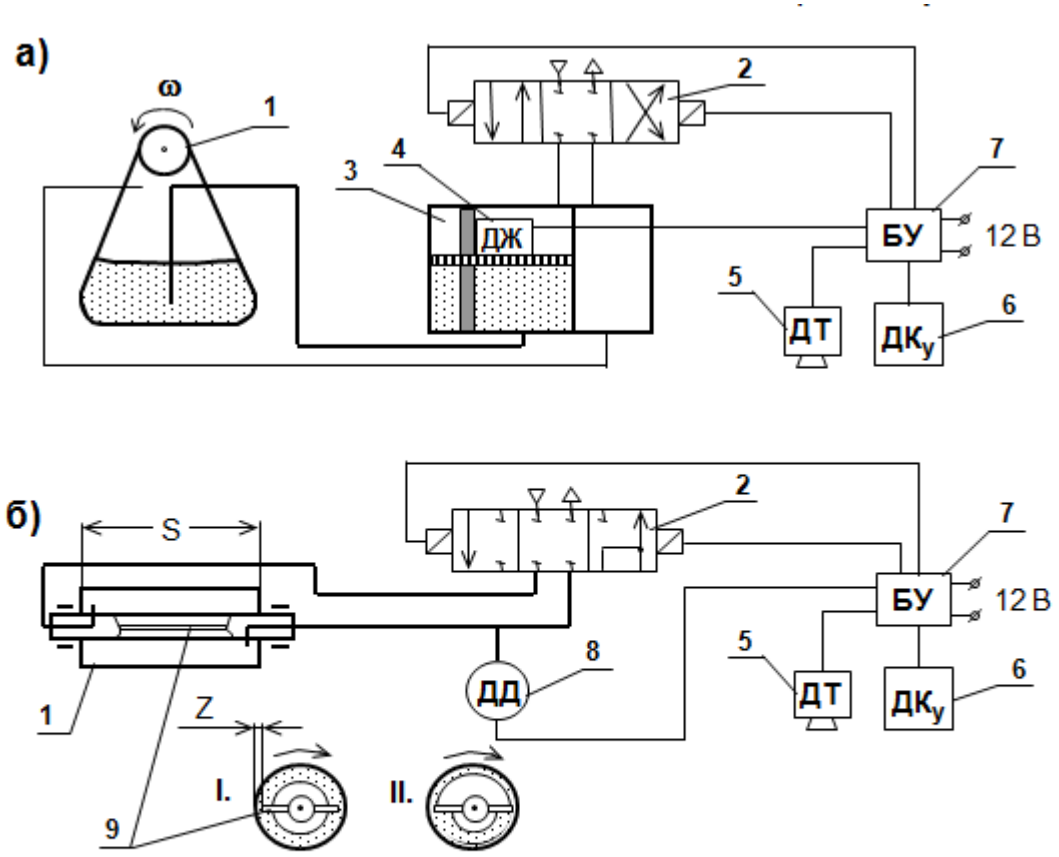
Все сказанное еще раз доказывает необходимость бесступенчатого регулирования вибрационных параметров на всем протяжении процесса уплотнения. По этому пути идут многие ведущие фирмы, производящие вибрационные катки [8,9]. Ввиду сложности такого регулирования процесс должен быть автоматизирован. При этом в качестве закона регулирования рекомендуется использовать для виброкатков выражение (4).

Вибрационные дорожные катки дают наибольший эффект в том случае, когда амплитуду колебаний вальца можно бесступенчато регулировать. Регулировка амплитуды колебаний обеспечивается изменением частоты колебаний или статического момента вибровозбудителя. Последнее предпочтительнее, хотя не всегда позволяет добиваться требуемой величины вынуждающей силы.

Наиболее простые конструкции вибровозбудителей с регулированием статического момента основаны на использовании жидкости в качестве дебалансной массы [10,11]. Поэтому и для создания систем автоматического регулирования вибрационных параметров целесообразно прежде всего выбирать подобные конструкции.

На рис. 3 предложены две схемы САР статического момента вибровозбудителей с жидкостными дебалансами. В обеих системах входными воздействиями являются температура и плотность асфальтобетона. Причем, как следует из анализа выражения (4), их влияние на величину $М_{опт}$ примерно одинаково. На основании данных о Т и $К_{у}$ в блоке управления 7 производится расчет по (4) и вырабатывается управляющий сигнал пропорциональный $М_{опт}$. В соответствие со знаком этого сигнала плунжер золотника 2 занимает то или иное положение.

Согласно схеме на рис. 3,а при необходимости изменения статического момента (количества жидкости в полости дебаланса) сжатый воздух подается в одну из полостей бака 3. При этом изменение количества жидкости фиксируется датчиком 4, посредством которого осуществляется обратная связь в системе.



1 - жидкостный дебаланс; **2** - электропневматический золотник;
3 - бак с рабочей жидкостью; **4** - поплавок-датчик уровня жидкости;
5 - датчик температуры; **6** - датчик плотности; **7** - блок управления;
8 - датчик давления воздуха; **9** - разделительная пластина.

Рис. 3. Схемы САР статического момента вибровозбудителя

Данная САР рекомендуется для использования на средних и тяжелых виброкатках ввиду возможности создания достаточно большой величины вынуждающей силы при наличии вместительного бака с рабочей жидкостью. Расчеты системы применительно к параметрам катка ДУ-63 массой 9 т показали, что для обеспечения в конце укатки $M_{опт}$ = 3 кг·м при ν = 30 Гц (см. рис. 2) необходимо закачать в дебаланс 26,5 кг индустриального масла. При этом размеры дебаланса будут вполне приемлемыми: радиус - 0,2 м, центральный угол - 120°, длина - 0,75 м, а вынуждающая сила и $K_Э$ составят соответственно 106 кН и 1,7.

Отличительной особенностью вибровозбудителя на рис. 3,б, конструкция которого предложена в [10], является отсутствие специального бака с рабочей жидкостью. Вся жидкость находится в дебалансе, который разделен на две полости пластиной 9, приваренной к валу и торцам корпуса дебаланса. Полости сообщаются через две щели площадью Z×S между краями пластины и цилиндрической поверхностью корпуса дебаланса. Ка-

ждая из полостей, посредством каналов в вале, соединена с одним из входов золотника 2.

Работа вибровозбудителя осуществляется следующим образом. В дебаланс закачивается определенный объем жидкости, которая при вращении дебаланса и равенстве давлений в полостях примет положение I. Статический момент при этом будет равен нулю. При подаче сжатого воздуха в одну из полостей (на схеме - в верхнюю) жидкость будет перетекать в другую полость, изменяя статический момент (положение II). По давлению защемленного в нижней полости воздуха, которое фиксируется датчиком 8, можно судить о количестве поступившей в полость жидкости, т.е. о величине статического момента. Поскольку давление воздуха можно регулировать бесступенчато, то и $M_{опт}$ можно изменять в соответствии с (4).

Испытаниями доказана работоспособность такого вибровозбудителя [10]. Его целесообразно устанавливать на легких виброкатках. Проведенные нами расчеты показали, что при диаметре дебаланса 180 мм, длине 0,5 м и давлении питания 0,4 МПа в зависимости от частоты колебаний (25-70 Гц) вибровозбудитель способен создавать вынуждающую силу в пределах 5-38 кН. Установлено, что рациональный размер щели - Z = 2-3 мм. Время изменения статического момента от нуля до максимального значения не превышает при этом 0,35 с. Последнее обстоятельство позволяет отключать вибровозбудитель при реверсировании катка во избежание образования на поверхности покрытия "лунок", которые дальнейшей укаткой трудноустранимы. Более того, данная система способна автоматически снизить величину вынуждающей силы при отсутствии управляющего воздействия.

Представленные на рис. 3 системы отвечают по своим параметрам и возможностям требованиям, предъявляемым к вибровозбудителям современных дорожных катков. Эти системы позволяют реализовать в автоматическом режиме оптимальное воздействие вибрационного катка на уплотняемый материал и, тем самым, повысить производительность и качество укатки.

Таким образом, установлен закон регулирования силового воздействия вибрационных катков в ходе укатки. Показано, что во избежание снижения эффективности уплотнения целесообразно изменять воздействие виброкатка на материал путем регулирования величины статического момента дебаланса. При этом в качестве задающих воздействий системы регулирования должны выступать как температура, так и плотность асфальтобетонной смеси. Обоснованы конструктивные и функциональные схемы систем автоматического регулирования статического момента в вибровозбудителях с жидкостными дебалансами.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

[1] Ложечко В.П., Петров И.П. Выбор оптимальных параметров и режимов работы дорожных катков//Известия ВУЗов. Строительство. Новосибирск, 1998, № 1. С. 56-65.

[2] Хархута Н.Я. Машины для уплотнения грунтов. Л.: Машиностроение, 1973. - 176 с.

[3] Коваленко Ю.Я. Исследование самоходных вибрационных катков для уплотнения асфальтобетонных смесей/Автореф.дисс. канд.техн.наук. Л., 1979. 16 с.

[4] Зубков А.Ф., Хархута Н.Я. Сопоставление параметров вибрационных и статических катков для уплотнения асфальтобетонных смесей //Труды СоюздорНИИ, вып. 84. М., 1975. С. 124 - 132.

[5] Ложечко В.П. Научные основы создания дорожных катков с автоматизированным оборудованием//Дисс. докт.техн.наук. СПб., 1997. 396 с.

[6] Дорожный асфальтобетон/ Под ред. Л.Б.Гезенцвея. М.: Транспорт, 1985. - 350 с.

[7] Сергеева Т.Н., Башкарев А.Я. К вопросу уплотнения асфальтобетонных смесей //В кн. Исследование современных способов и средств уплотнения грунтов и конструктивных слоев дорожных одежд/Тр. СоюздорНИИ, вып. 84. М., 1975. С. 124-132.

[8] Костельов М.П. Уплотнению асфальтобетона требуется обновленное оборудование (технологические заметки, размышления, прогнозы) // Каталог-справочник «Дорожная техника», Славутич, СПб., 2003. С.13.

[9] Кондрашов Н.А., Шестопалов А.А. Рекомендации по выбору параметров машин и технологии уплотнения асфальтобетонных смесей дорожных покрытиях//3-я Международная научно-техническая конференция «Современное машиностроение. Наука и образование» / СПб., СПбГПУ, 2013. С. 982-991.

[10] Коваленко Ю.Я. и др. Вибратор дорожного катка//Повышение эффективности использования строительных машин в условиях Дальнего Востока: Сб.научн.тр./Хабаровск: ХПИ, 1991. С. 40-43.

[11] Монастырский О.В. Особенности вибрационных катков с гидроприводом фирм Швеции и США//Строительные и дорожные машины, 1980, №3. С. 12-14.

V.P. Lozhechko

DEFINITION OF THE LAW AND SYSTEMS OF REGULATION POWER INFLUENCE OF VIBRATION ROLLERS FOR COMPACTION OF ASPHALT CONCRETE MIXES

Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, Russia

Abstract

In work the substantiation of the dependence that allows the compaction process to adjust the force effect vibrating rollers in accordance with change of parameters of asphalt mixtures. For this we used the coefficient of efficiency of the vibration depending on the vibration parameters and settings of the sealing mixture. The results of experiments are to determine the values of the efficiency factor. Embodiments of systems for automatic regulation of the static moment of vibration exciter is proposed.

Keywords: vibratory roller, compaction, asphalt concrete mixture, contact pressure, regulation of static moment.

REFERENCES

[1] Lozhechko V.P., Petrov I.P. The choice of optimum parameters and modes of operation of road rollers. News of HIGHER EDUCATION INSTITUTIONS. Construction. Novosibirsk Publ, 1998. № 1. Pp. 56-65.
[2] Harhuta N.Y. Cars for consolidation of soil. Leningrad: Mashinostroenie Publ., 1973. - 176 p.
[3] Kovalenko U.Y. Research of the self-propelled vibratory rollers for compaction of asphalt mixes. Abstract of dissertation. Leningrad, 1979. 16 p.
[4] Zubkov A.F., Harhuta N.Y. Comparison of parameters of vibratory and static rollers for consolidation of asphalt concrete mixes. Trudi SouzdorNII, no.84. Moscow, 1975. Pp. 124 - 132.
[5] Lozhechko V.P. Scientific bases of creation of road rollers with the automated equipment./ Doct. Diss. St.Petersburg. 1997. 396 p.
[6] Gezentsveya L.B. Road asphalt concrete. Moscow: Transport Publ., 1985. - 350 p.
[7] Sergeeva T.N., Bashkarev A.Y. To a question of consolidation of asphalt concrete mixes. In: Research of modern ways and means of consolidation of soil and constructive layers of road clothes./ Trudi SouzdorNII, no.84. Moscow, 1975. Pp. 124 - 132.

[8] Kosteliov M.P. Consolidation of asphalt concrete needs the updated equipment (technological notes, reflections, forecasts). Catalog reference book «Road equipment», St.Petersburg: Slavutich Publ, 2003. Pp.13.
[9] Kondrashov N.A., Shestopalov A.A. Recommendations about the choice of parameters of cars and technology of consolidation of asphalt concrete mixes in pavings./ Advances in Mechanical Engineering. Selected Contributions from the Conference "Modern Engineering: Science and Education", Saint Petersburg, Russia, June 20-21, 2013. Pp. 982-991.
[10] Kovalenko U.Y. Vibrator of a road roller. Increase in efficiency of use of construction machines in the conditions of the Far East./Khabarovck: KhPI Publ., 1991. Pp. 40-43.
[11] Monastirskiy O.V. Features of vibration rollers with a hydraulic actuator of firms of Sweden and the USA. Construction and road machines, 1980, no. 3. Pp. 12-14.

ISSN 2223-0807
Современное машиностроение: Наука и образование:
материалы 7-й международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н.Евграфова и А.А. Поповича.- СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2018.

DOI 10.1872/MMF-2018-54
УДК 621.643.03

Э.И. Мансырев[1], А.В. Коковцева[2], В.К. Бельченко[3], Д.Э. Мансырев[4]

КИНЕТИКА РОСТА НЕСКВОЗНОЙ ПОПЕРЕЧНОЙ ТРЕЩИНЫ В ТОНКОСТЕННОЙ ТРУБЕ

[1]Энвер Ибрагимович Мансырев,
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого,
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: +7(921)907-68-53, E-mail: enver.mansyrev@yandex.ru

[2]Анна Валерьевна Коковцева,
НИЦ «Курчатовский институт» - ЦНИИ КМ «Прометей»,
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: +7(921)431-55-51, E-mail: nutka92.92@mail.ru

[3]Владимир Константинович Бельченко,
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого,
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: +7(962)700-64-69, E-mail: belchenko239@gmail.com

[4]Дмитрий Энверович Мансырев,
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого,
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: +7(921)405-26-25, E-mail: dm.mansurev@gmail.com

Аннотация

Разработан способ определения кинетической диаграммы роста несквозной поперечной поверхностной трещины в тонкостенной трубе, испытывающей циклическое осевое растяжение. Предложены простые соотношения, позволяющие определить глубину трещины и величину размаха коэффициента интенсивности напряжений в наиболее глубокой точке трещины, коэффициенты которых установлены расчетным и экспериментальным способом. Отмечено, что в процессе циклической эволюции несквозной трещины изменяется форма фронта и ее глубина, длина трещины практически остается неизменной.

Ключевые слова: испытания на трещиностойкость, трубный образец, коэффициент интенсивности напряжений, глубина трещины в трубе, кинетическая диаграмма роста трещины.

1. Введение

Решение прикладной задачи о развитии трещины в металлической трубе в результате действия на нее циклических нагрузок преимущественно базируется на определенных расчетным способом сведениях о напряженно-деформированном состоянии в окрестности фронта [1 – 4] и экспериментальных сведениях о сопротивлении распространению трещины. Последние обычно определяют по результатам испытаний стандартных образцов (например, [6 – 11]) из соответствующего материала.

Циклическое осевое растяжение тонкостенной трубы приводит к изменению как размеров, так и формы поперечной несквозной трещины [13,14]. В этом случае указанный выше подход оказывается определенным приближением решения проблемы, прямые циклические испытания труб позволяют более детально выявить особенности развития трещин и, как следствие, оценивать их долговечность. Однако, опубликованные сведения о натурных испытаниях тонкостенных труб с несквозными трещинами весьма немногочисленны.

В предлагаемой статье рассмотрен возможный способ определения кинетической диаграммы роста поперечной трещины в тонкостенной трубе, подверженной циклическим нагрузкам, и основанный как на численном моделировании напряженного состояния в трубе с трещиной, так и прямых экспериментальных данных.

2. Теоретические предпосылки

Трубные образцы, используемые далее в экспериментальных исследованиях, имели искусственный малой толщины поперечный надрез (рис. 2.1), геометрию которого удобно характеризовать длиной хорды B и глубиной a_0. Фронт надреза представлял собой дугу окружности ($D_ф$ – диаметр окружности фронта надреза), а область надреза – объединение двух сегментов окружностей диаметром $D_ф$ и $D_н$ ($D_н$ – наружный диаметр трубки, W – ее толщина).

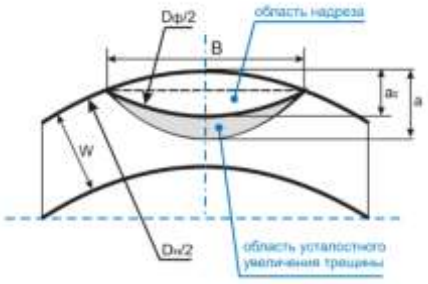


Рис. 2.1. Геометрия надреза и трещины в тонкостенной трубе

Теоретическое решение для коэффициента интенсивности напряжений в наиболее глубокой точке фронта K_{max} имеется лишь для полуэллиптической трещины [2 – 5]. Поэтому для определения зависимости коэффициента интенсивности напряжений и взаимного наибольшего смещения берегов устья надреза u (этот параметр деформированного состояния трубы необходим для определения глубины трещины методом податливости [8 – 11]) от размеров трещины и трубы выполнен многовариантный МКЭ-расчет указанных параметров с помощью пакета прикладных программ ANSYS 17.0 [15] при различных значениях B и a. Пример МКЭ-модели одного из вариантов расчета приведен на рис 2.2. Определенного внимания заслуживает вычисление взаимного смещения берегов надреза в его устье u, которое в процессе испытаний должно фиксироваться датчиком раскрытия устья трещины (датчиком COD) и может не совпадать с показаниями датчика u_{COD}, точки крепления которого не находятся на краях надреза в тонкостенной трубе сравнительно малого диаметра. Учитывая реальную ширину ножевых опор датчика COD, полученные варианты МКЭ-расчета позволили вычислить не только u, но и u_{COD}.

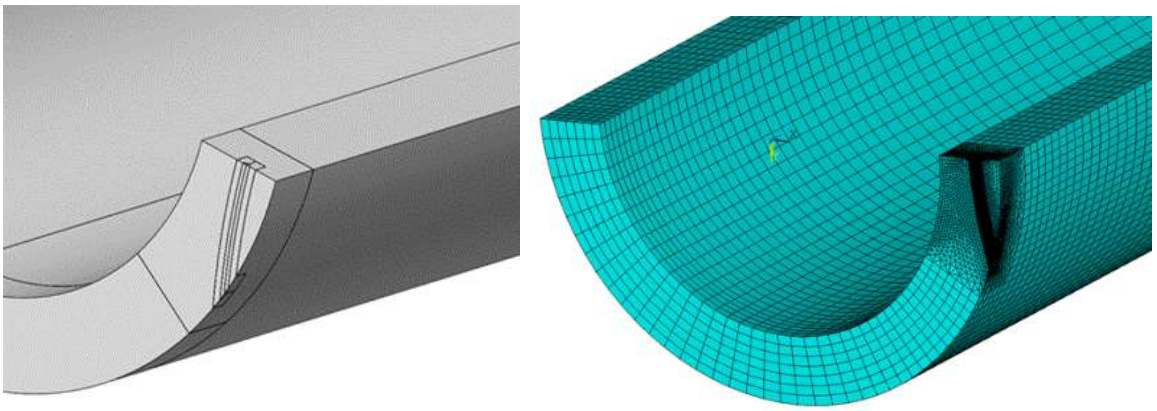


Рис. 2.2. МКЭ-модель четверти трубы с трещиной: геометрия трещины и КЭ сетка

Расчет выполнялся для ряда длин трещин, задаваемые длины превосходили и задавались менее фактической длины надреза (10 мм). Для каждого размера B задавались различные глубины a, таким образом имелась возможность оценить K_{max}, u и u_{COD} в процессе эволюции трещины при циклическом нагружении трубы. Полученные расчетные данные также позволили оценить и распределения коэффициента интенсивности напряжений K по фронту трещины, пример такого распределения приведен на рис. 2.3.

Для определения глубины трещины методом податливости и вычисления величины размаха коэффициента интенсивности напряжений в наи-

более глубокой точке фронта трещины ΔK_{max} в процессе циклического нагружения использовались следующие соотношения:

- зависимость глубины трещины от нормализованной податливости трубы

$$a/W = F_1(U), \tag{2.1}$$

в которой нормализованная податливость трубы

$$U = 1\Big/\left(1 + \sqrt{(E' \cdot u_{COD} \cdot B/P) \cdot (B/W)^{\varphi}}\right) \tag{2.2}$$

и интерполяционная функция F_1 экспоненциального типа (обычная форма в виде полинома 4, 5 или даже 6-го порядков оказалась малоэффективной вследствие численной неустойчивости к ошибкам округления)

$$F_1(U) = C_1 + C_2 \cdot \exp(-C_3 \cdot U) \tag{2.3}$$

определяются растягивающим трубу усилием P, показаниями датчика раскрытия устья трещины u_{COD}, коэффициентом Пуассона ν и приведенным модулем упругости в задаче о плоской деформации $E' = E/(1-\nu^2)$, а также геометрическими размерами трещины и трубы B и W, и эмпирическим коэффициентом φ;

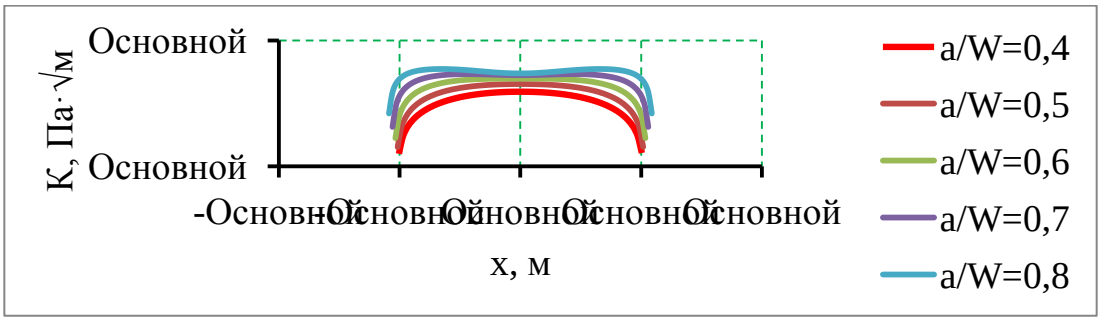


Рис. 2.3. Графики распределения коэффициента интенсивности напряжений K по фронту трещины при различных относительных глубинах a/W (длина хорды надреза B = 10 мм, наружный диаметр трубы $D_н$ = 27 мм, толщина стенки трубы W = 3,5 мм, растягивающее усилие P = 1 Н)

- зависимость размаха коэффициента интенсивности напряжений в наиболее глубокой точке фронта трещины от размаха растягивающего усилия и геометрических размеров трещины и трубы

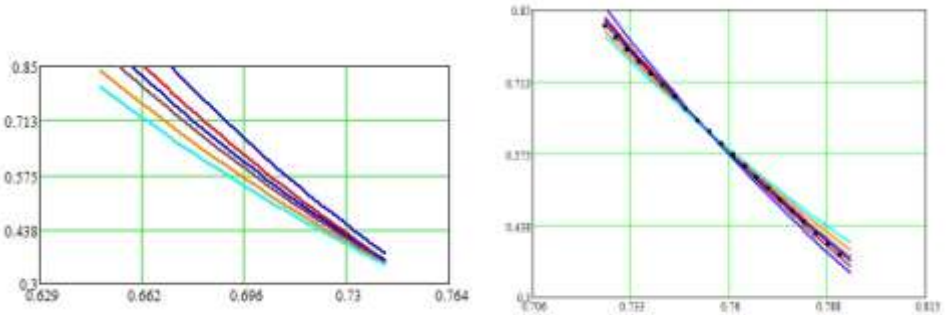
$$\Delta K_{max} = c_0 \cdot \left(\Delta P\sqrt{a}\Big/\pi D_c W\right) \cdot \left(B/W\right)^{\omega} \cdot F_2(a/W), \tag{2.4}$$

в которой $c_0 = 0{,}03162278$ – размерный коэффициент, а интерполяционная функция F_2 выбрана в форме традиционного полинома 3-го порядка

$$F_2\left(a/W\right) = M_1 + M_2\, a/W + M_3(a/W)^2 + M_4(a/W)^3. \qquad (2.5)$$

Здесь $D_с = D_н - W$ – диаметр срединного слоя трубы, ω – эмпирический коэффициент.

Коэффициенты указанных выше интерполяционных функций $C_1 - C_3$ и $M_1 - M_4$ определялись методом наименьших квадратов по результатам МКЭ-расчетов, выполненных для различных длин и глубин трещин. Введение «поправочных» сомножителей в формулах (2.2) и (2.4) типа $(B/W)^{\varphi}$ и $(B/W)^{\omega}$ позволило значительно уменьшить разброс F_1 и F_2 в зависимости от длины надреза B (рис. 2.4, 2.5), однако получить полностью универсальные интерполяционные функции (то есть не зависящие от длины надреза) с помощью указанных сомножителей не удалось. Эмпирические показатели степеней φ и ω подбирались последовательными повторными расчетами по определению коэффициентов $C_1 - C_3$ и $M_1 - M_4$.



(*а*) (*б*)

Рис. 2.4. Графики интерполяционных функций $F_1(U)$ (2.3) при различных значениях длины хорды трещины B в диапазоне 9,0 – 13,0 мм: (*а*) соответствует φ = 0; (*б*) соответствует φ = – 0,55

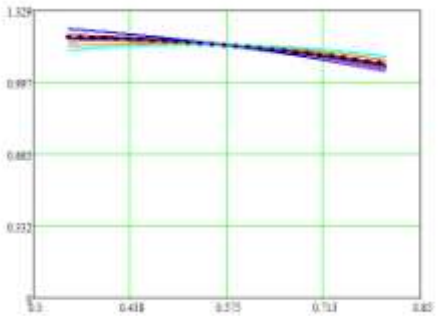


Рис. 2.5. Графики интерполяционных функций $F_2(a/W)$ (2.5) при различных значениях длины хорды трещины B в диапазоне 9,0 – 13,0 мм, ω = 0,5

3. Экспериментальные исследования

Испытания по циклическому нагружению трубных образцов (рис. 3.1) выполнялись на сервогидравлическом оборудовании Instron 8850, оснащенном цифровой системой управления и фиксации результатов испытаний. Испытаниям подвергались трубные образцы с наружным диаметром 27 мм и толщиной стенки 3,5 мм. Поперечный надрез, инициирующий усталостный рост трещины, имел глубину a_0 = 1,4 мм и длину хорды B = 10 мм, что соответствовало начальной относительной глубине a_0/W = 0,40. Режимы нагружения соответствовали контролю по усилию с частотой нагружения 5 Гц, коэффициент асимметрии цикла составлял R_σ = 0,1. Регистрируемые датчиком COD циклические раскрытия устья трещин оказывались весьма малыми и составляли единицы мкм. Испытание каждого образца завершалось статическим нагружением до полного разрушения с целью оптического измерения фактических размеров трещины по завершении циклического нагружения.

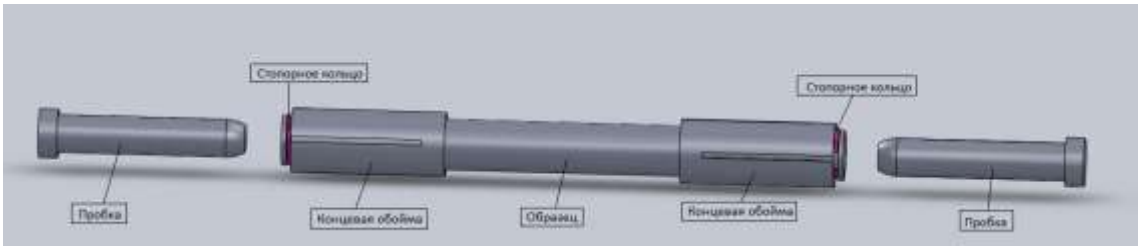


Рис. 3.1. Трубный образец с поперечным надрезом и дополнительная оснастка

Полученные расчетным образом теоретические величины коэффициентов интерполяционных функций $C_1 - C_3$ приводили к заметным отклонениям от фактически измеренных глубин трещин усталости для первых испытанных образцов. Наиболее вероятно эти отклонения были вызваны особенностями крепления ножевых опор на образце. Дополнительные испытания, выполненные для устранения указанных отклонений, позволили уточнить коэффициенты интерполяционных функций и установить величины коэффициентов

$$C_1 = -2,6882537, \quad C_2 = 143,7682354, \quad C_3 = 5,3654544, \qquad (3.1)$$

использование которых в формуле (2.3) обеспечивало точность вычисления глубины трещины по сравнению с оптически измеренной не ниже 3% (длина надреза B = 10 мм, глубина надреза a_0 = 1,4 мм, толщина ножевых опор датчика раскрытия устья трещины t = 1,2 мм).

Следует отметить, что результат вычисления длины трещины с помощью соотношения (2.1) крайне чувствителен к изменению коэффициентов $C_1 - C_3$, использование «средних» значений коэффициентов (соответствуют точечной кривой на графике рис. 2.4) в интерполяционной функции (2.3) взамен «точной» при заданном значении длины хорды B приводит к отклонениям в десятки процентов.

Коэффициенты $M_1 - M_4$, необходимые для вычисления размаха коэффициента интенсивности напряжений в наиболее глубокой точке фронта трещины ΔK_{max}, обладали слабой зависимостью от длины хорды трещины B, «средние» значения коэффициентов (соответствующие точечной кривой на графике рис. 2.5)

$$M_1 = 1{,}292221, \quad M_2 = -0{,}354212, \quad M_3 = 0{,}580744, \quad M_4 = -0{,}582265, \quad (3.2)$$

не приводили к отклонениям ΔK_{max} превышающим 4% при любых значениях B в диапазоне 9,0 – 13,0 мм.

Результаты выполненных испытаний свидетельствуют о том, что в процессе циклического нагружения длина хорды трещины B (равная длине хорды надреза) практически не меняется до тех пор, пока трещина не станет сквозной. Эволюция формы трещины по мере роста ее глубины иллюстрируется фотографиями, приведенными на рис. 3.2: при глубинах, мало отличающихся от глубины надреза a_0, наиболее интенсивно увеличивается центральная (более глубокая) зона фронта трещины, фронт трещины имеет перегибы; дальнейшее увеличение трещины сопровождается исчезновением перегибов фронта и более ускоренным ростом глубины в периферийных областях фронта. Это обстоятельство достаточно хорошо согласуется с расчетными графиками распределения коэффициента интенсивности напряжений K, приведенными на рис. 2.3.

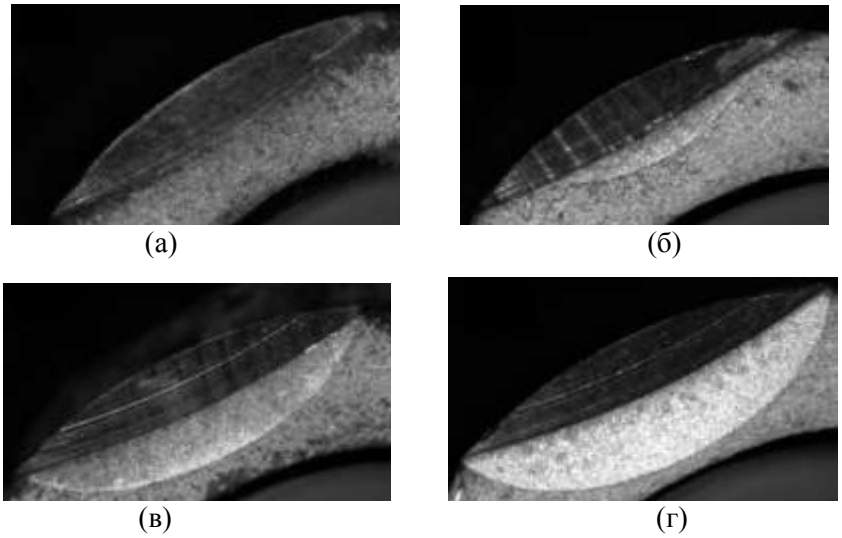
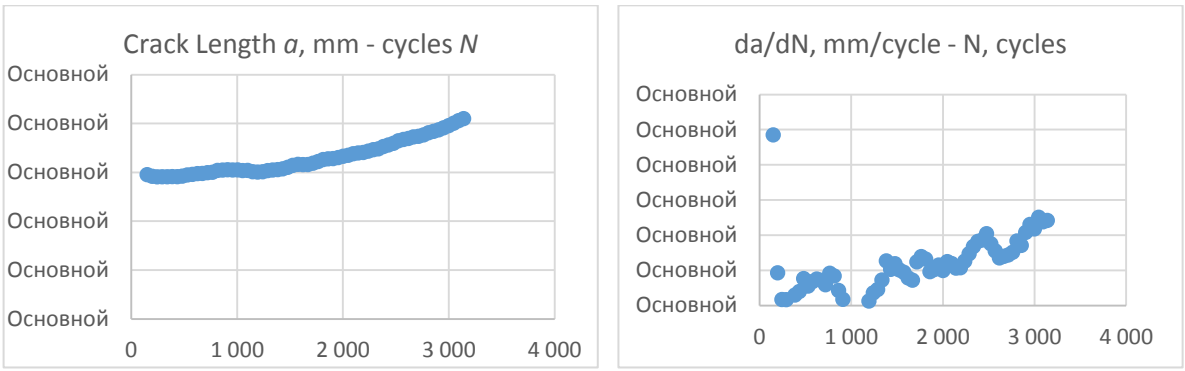


Рис. 3.2. Эволюция формы и размеров поверхностной поперечной трещины в трубных образцах ($D_н$ = 27 мм, W = 3,5 мм, B = 10 мм, a_0 = 1,4 мм) в результате циклического нагружения: (а) – глубина трещины a = 1,55 мм, a/W = 0,45; (б) – глубина трещины a = 1,99 мм, a/W = 0,54; (в) – глубина трещины a = 2,68 мм, a/W = 0,72; (г) – глубина трещины a = 3,15 мм, a/W = 0,86

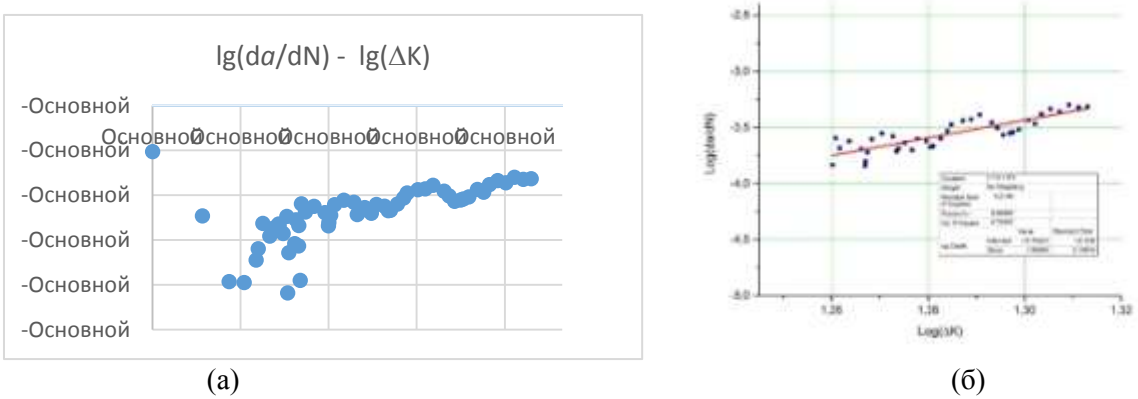
Цифровая запись показаний датчика усилия и датчика COD в процессе нагружения трубного образца позволяла оперативно контролировать

рост глубины трещины и, если требуется, предоставляла возможность вносить корректировку параметров режима нагружения непосредственно в процессе испытаний.



(а) (б)

Рис. 3.3. График зависимости глубины поперечной трещины a (а) и скорости роста глубины da/dN (б) в трубном образце (Dн = 27,0 мм, W = 3,53 мм, B = 9,38 мм, a_0 = 1,49 мм) от количества циклов нагружения N



(а) (б)

Рис. 3.4. Диаграмма (а) и линейная часть кинетической диаграммы (б) роста поперечной трещины в трубном образце (Dн = 27,0 мм, W = 3,53 мм, B = 9,38 мм, a_0 = 1,49 мм)

4. Заключение

Экспериментальные исследования, представленные в п. 3, подтверждают предположение о том, что в результате действия циклических осевых нагрузок наружная поперечная трещина в тонкостенной трубе развивается вглубь с сохранением первоначальной длины и меняющейся формой до тех пор пока не станет сквозной.

Разработанные в результате исследования простые соотношения 2.1 – 2.5 позволяют контролировать процесс развития трещины на этапе ее устойчивого роста без детализации изменения ее формы. Теоретически и экспериментально установленные величины коэффициентов интерполяционных функций $C_1 – C_3$ и $M_1 – M_4$ (3.1 – 3.2), а также эмпирических коэф-

фициентов φ и ω в соотношениях 2.1 – 2.5, позволяли оценивать глубину «мелких» и «почти сквозных» поперечных трещин в образцах с точностью не ниже 3% для тонкостенных труб с указанными размерами.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

[1] Yu Chen, S. Lambert. Analysis of ductile tearing of pipeline-steel in single edge notch tension specimens. – International Journal of Fracture, 124, 2003, pp. 179 – 199.

[2] Справочник по коэффициентам интенсивности напряжений. В 2-х томах. Т. 2: Пер. с англ. /Под ред. Ю. Мураками, т.2, – М.: Мир, 1990. – 1016 с.

[3] С.Н. Петров, Ю.В. Скворцов, К.А. Цапурин. Коэффициенты интенсивности напряжений для труб с несквозными трещинами // Изв. Самарского научного центра РАН, 2008, т.10, №3, С. 905 – 910.

[4] Глушков С.В., Скворцов Ю.В., Перов С.Н. Сравнение результатов решения задачи механики разрушения для трубы с несквозной трещиной // Вестник Пермского национального исследовательского политехнического университета, 2014, № 3, С. 36–49.

[5] Дж.Ф. Нотт. Основы механики разрушения. Пер. с англ. – М.: «Металлургия», 1978. – 256 с.

[6] ASTM E 647-00. Standard Test Method for Measurement of Fatigue Crack Growth Rates.

[7] Эрдоган Ф., Кобаяси А. и др. Вычислительные методы в механике разрушения: Пер. с англ. /Под ред. С. Алтури. – М.: Мир, 1990. – 392 с.

[8] M.A. Verstraete et al., Determination of CTOD resistance curves in side-grooved Single-Edge Notched Tensile specimens using full field deformation measurements. – Engineering Fracture Mechanics, 110, 2013, pp. 12–22.

[9] M.A. Verstraete et al., Evaluation and interpretation of ductile crack extension in SENT specimens using unloading compliance technique. – Engineering Fracture Mechanics, 115, 2014, pp. 190–203.

[10] BS 7448-4:1997 "Fracture mechanics toughness tests - Part 4: Method for determination of fracture resistance curves and initiation values for stable crack extension in metallic materials", 1997.

[11] Э.И. Мансырев, О.М. Мельников. Оценка длины трещины в защемленном SENT-образце методом податливости. – 4-ая Международная научно-практическая конференция «Современное машиностроение. Наука и образование», сборник трудов конференции, 19-20 июня 2014 г., СПб, Россия, с. 707-721.

[12] А.С. Яковлев. Тонкостенные оболочки с несквозными трещиноподобными дефектами в приближении Дагдейла // Вестник СамГУ,

2013, №9/2(110), С. 140 – 146.
[13] К.П. Манжула. О параметрах краевой трещины при действии внешней нагрузки и остаточных напряжений. – 4-ая Международная научно-практическая конференция «Современное машиностроение. Наука и образование», сборник трудов конференции, 19-20 июня 2014 г., СПб, Россия, с. 699-706.
[14] В.Н. Шлянников, Д.А. Чадаев. Анализ изменения формы усталостной поверхностной трещины в трубопроводе // Проблемы прочности, 2003, №5, С. 80 – 92.
[15] ANSYS release 17.0 documentation for ANSYS. SAS IP Inc., 2015.

E.I.Mansyrev[1], A.V.Kokovtseva[2], V.K.Belchenko[1], D.E.Mansyrev[1]

PART-THROUGH THICKNESS TRANSVERSE CRACK GROWTH KINETICS IN THINWALLED TUBE

[1]Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, Russia;
[2]Central Research Institute of Structural Materials “Prometey”, Russia

Abstract

Kinetic diagram for part-through thickness transverse crack growth in a thinwalled tube under cyclic tension method is developed. Simple equations for crack depth and stress intensity factor range in most deep crack front point are proposed. Coefficients of these equations are determined by special calculations and adjusted to experimental data. It is noted that part-through thickness transverse crack evolution under cycling loading lead to change of crack front shape and depth growth without crack length practical variation.

Key words: fracture mechanics toughness tests, tubular specimen, stress intensity factor, tube crack depth, crack growth kinetic diagram.

REFERENCES

[1] Yu Chen, S. Lambert. Analysis of ductile tearing of pipeline-steel in single edge notch tension specimens. – International Journal of Fracture, 124, 2003. Pp. 179 – 199.
[2] Stress intensity factors handbook. Vol. 2. / Ed.-in-Chief. Y. Murakami, Pergamon Press, 1990. 1016 p.
[3] S.N. Petrov, Y.V. Skvortsov, K.A. Tsapurin. Stress intensity factors for the pipes with the nonthrough cracks // Izvestia of Samara Scientific Center of the Russian Academy of Sciences, 2008, Vol.10, No 3, Pp. 905 – 910.
[4] Glushkov S.V., Skvortsov Yu.V., Perov S.N. Comparison of the results of solving the problem of fracture mechanics for pipe with non-through crack. PNRPU Mechanics Bulletin. 2014. No. 3. Pp. 36-49.

[5] J.F. Knott. Fundamentals of fracture mechanics. London, Butterworths, 1976. 256 p.
[6] ASTM E 647-00. Standard Test Method for Measurement of Fatigue Crack Growth Rates.
[7] Computational methods in the mechanics of fracture. Vol. 2. / Ed. by S.N. Alturi, North-Holland, 1986. 392 p.
[8] M.A. Verstraete et al., Determination of CTOD resistance curves in side-grooved Single-Edge Notched Tensile specimens using full field deformation measurements. Eng. Fracture Mechanics, 110, 2013. Pp. 12–22.
[9] M.A. Verstraete et al., Evaluation and interpretation of ductile crack extension in SENT specimens using unloading compliance technique. Eng. Fracture Mechanics, 115, 2014. Pp. 190–203.
[10] BS 7448-4:1997 "Fracture mechanics toughness tests, Part 4: Method for determination of fracture resistance curves and initiation values for stable crack extension in metallic materials", 1997.
[11] E.I. Mansyrev, O.M. Melnikov. Crack length in clamped SENT-specimen by compliance method assessment. / Contributions from the Conference “Modern Engineering: Science and Education”, Saint Petersburg, Russia, June 2014. Pp. 707-721.
[12] A.S.Yakovlev. Thin-walled covers with surface crack defects in Dugdale approximation // Vestnik Samarskogo Gosudarstvennogo Universiteta. Estestvenno-Nauchnaya Seriya, 2013, No. 9/2(110), Pp. 140–146.
[13] K.P. Manzhula. Parameters of edge crack under the action of external loading residual stress. / Contributions from the Conference “Modern Engineering: Science and Education”, Saint Petersburg, Russia, June 2014. Pp. 699-706.
[14] V.N. Shlyannikov, D.A. Chadaev. Study of Variation of Form of Fatigue Surface Crack in Pipeline // Problems of Strength, 2003, No. 5, Pp. 80 – 92.
[15] ANSYS release 17.0 documentation for ANSYS. SAS IP Inc., 2015.

ISSN 2223-0807
Современное машиностроение: Наука и образование :
материалы 7-й международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н.Евграфова и А.А. Поповича.- СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2018.

DOI 10.1872/MMF-2018-55
УДК 622.2

С. В. Никитин

ОСОБЕННОСТИ СОЗДАНИЯ ДИНАМИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ БУРОВОЙ УСТАНОВКИ С СИСТЕМОЙ ВЕРХНЕГО ПРИВОДА

Сергей Васильевич Никитин, к.т.н., доцент
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812)552-8401, E-mail: sergey_nikj@mail.ru

Аннотация

В работе рассмотрены аспекты построения динамической модели буровой установки с системой верхнего привода. Сформулированы основные физические принципы функционирования такой модели, принятые допущения. Показана работоспособность модели буровой установки, дальнейшие направления ее совершенствования и использования.

Ключевые слова: буровая установка, система верхнего привода, динамическая модель, электродвигатель, забойный двигатель.

Введение

Математическое моделирование процессов, происходящих в машинах, сегодня является основным из способов их всестороннего изучения. Это требуется как для более детального изучения влияния различных физических процессов, определения наиболее благоприятных параметров машин, позволяющих обеспечить их дальнейшее надежное функционирование.

Так, применительно к буровым установкам с верхним приводом, в литературе можно встретить достаточно информации о природе происходящих в них процессов. Первыми можно отметить учебные и справочные пособия [1] имеющие как описание установок в целом, так и необходимую техническую информацию, используемую при их проектировании. Работы [2, 3, 4] носят описательный характер и

рассматривают некоторые частные аспекты работы таких установок. Их особенностью является наличие анализа числовых данных полученных в результате мониторинга за функционированием этих машин, на основе которого возможно создавать более адекватные расчетные модели. Ряд работ [5, 6, 7] посвящен детальному исследованию отдельных процессов происходящих при бурении скважин без отнесения их к конкретным типам машин. В работах [8, 9] рассматриваются простейшие динамические модели отдельных физических процессов, происходящих в буровых установках, такие как крутильные колебания колонны, и анализируются результаты расчетов с применением этих моделей. В работе [10] в теории рассматриваются различные физические процессы, происходящие в буровой колонне. Это продольные и крутильные колебания колонны, процесс углубления забоя в следствии разрушения породы, действие забойного двигателя, и влияние искривления колонны при бурении изогнутых скважин. Однако все эти процессы так же рассматриваются отдельно друг от друга и не сведены в единую систему, что позволяет использовать эту информацию только как список правил и законов, которые необходимо учесть при составлении математического описания машины в целом.

В данной работе рассматривается вариант, из множества возможных, составления дискретной динамической модели буровой установки с системой верхнего привода учитывающей как продольные, так и крутильные колебания колонны, влияние приводов и, в несколько упрощенном виде, влияние сил трения.

Модель буровой установки с верхним приводом

Известно, что буровая установка с системой верхнего привода в общем случае содержит (рис.1, а) [2, 9]: вышку (1), спуско/подъемный механизм (2), собственно систему верхнего привода (3) (далее СВП), направляющие (4) закрепленные на вышке и служащие опорой для СВП, колонну буровых труб (5), на которой закрепляется дополнительное забойное оборудование (6) и долото (7). Конечно имеется и ряд иного оборудования, поддерживающего процессы бурения, но только указанные элементы воспринимают нагрузки, возникающие при бурении (если не считать систему подачи бурового раствора).

Работа такой системы заключается в том, чтобы, вращая долото и действуя на него определенной силой сверху, заставить его бурить грунт, углубляя забой скважины. Если забойное оборудование (6) содержит забойный двигатель, то он и используется для вращения долота под действием давления бурового раствора, подаваемого через СВП и колонну буровых труб. Если забойного двигателя нет, то долото приводится во вращение непосредственно при вращении колонны буровых труб. СВП (3) непосредственно осуществляет вращение колонны буровых труб, а также

участвует в ряде вспомогательных операций, таких как управлении потоком буровой жидкости или наращивании колонны буровых труб.

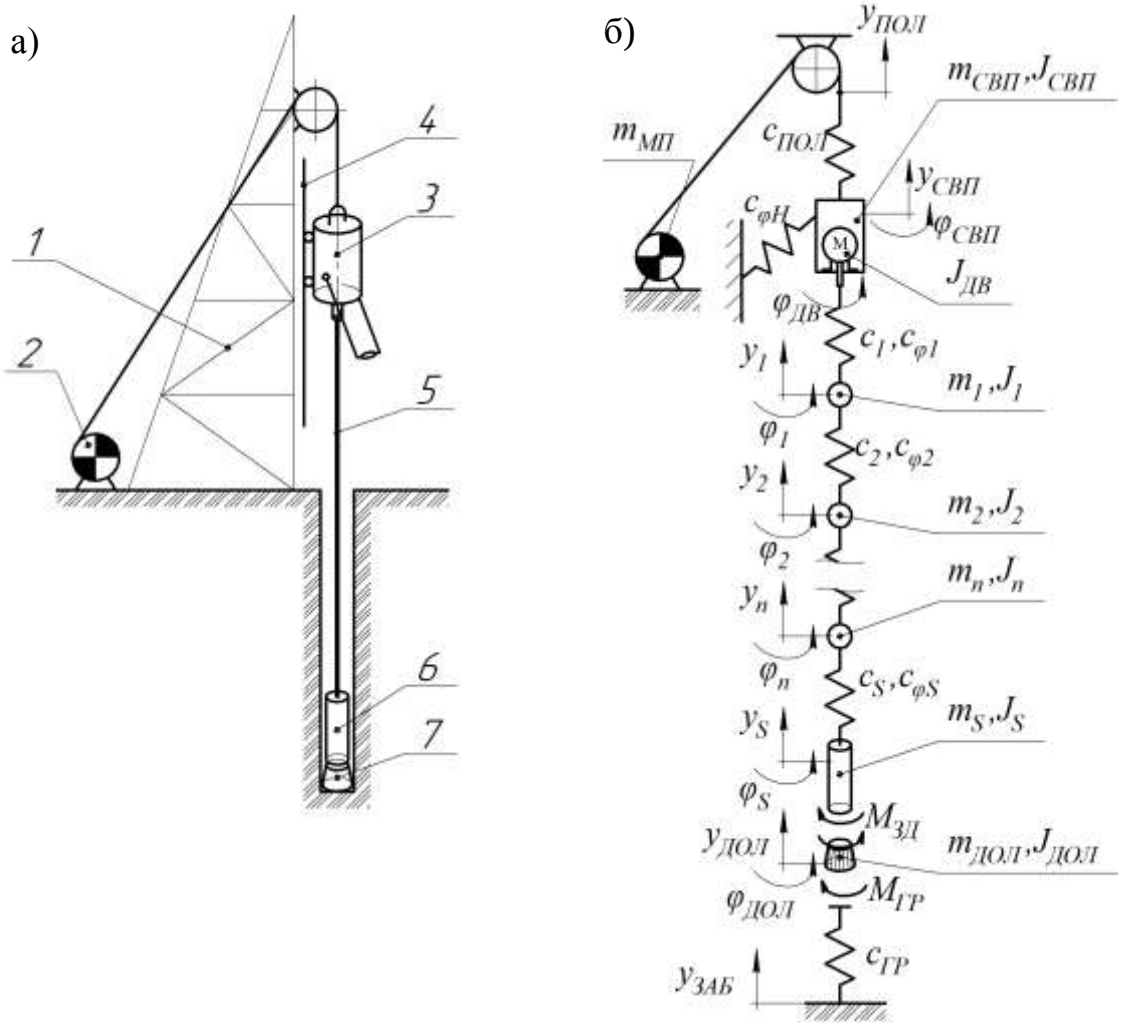


Рис. 1. Схема буровой установки с СВП (а) и ее динамическая модель (б)

Предлагаемая динамическая модель буровой установки с верхним приводом показана на рис. 1, б), и описывается следующей системой уравнений

$$\begin{cases} m_{МП}\cdot\ddot{y}_{МП} = (y_{СВП}-y_{МП})\cdot c_{ПОЛ} + (\dot{y}_{СВП}-\dot{y}_{МП})\cdot b_{ПОЛ} + F_{ДВ.П.}(\dot{y}_{МП}, f_L) \\ m_{СВП}\cdot\ddot{y}_{СВП} = (y_{МП}-y_{СВП})\cdot c_{ПОЛ} + (\dot{y}_{МП}-\dot{y}_{СВП})\cdot b_{ПОЛ} + (y_1-y_{СВП})\cdot c_1 + \\ \qquad +(\dot{y}_1-\dot{y}_{СВП})\cdot b_1 - m_{СВП}\cdot g \\ J_{СВП}\cdot\ddot{\varphi}_{СВП} = -\varphi_{СВП}\cdot c_{\varphi H} - \dot{\varphi}_{СВП}\cdot c_{\varphi H} - M_{ДВ.ВР}(\dot{\varphi}_{ДВ}, f_R) \\ J_{ДВ}\cdot\ddot{\varphi}_{ДВ} = (\varphi_1-\varphi_{ДВ}-\varphi_{СВП})\cdot c_{\varphi 1} + (\dot{\varphi}_1-\dot{\varphi}_{ДВ}-\dot{\varphi}_{СВП})\cdot b_{\varphi 1} + M_{ДВ.ВР}(\dot{\varphi}_{ДВ}, f_R) \\ m_1\cdot\ddot{y}_1 = (y_{СВП}-y_1)\cdot c_1 + (\dot{y}_{СВП}-\dot{y}_1)\cdot b_1 + (y_2-y_1)\cdot c_2 + (\dot{y}_2-\dot{y}_1)\cdot b_2 - \\ \qquad -W_{TP1}(\dot{y}_1, N_1) - m_1\cdot g \end{cases}$$

$$
\begin{cases}
J_1 \cdot \ddot{\varphi}_1 = \left(\varphi_{ДВ} + \varphi_{СВП} - \varphi_1\right) \cdot c_{\varphi 1} + \left(\dot{\varphi}_{ДВ} + \dot{\varphi}_{СВП} - \dot{\varphi}_1\right) \cdot b_{\varphi 1} + \left(\varphi_2 - \varphi_1\right) \cdot c_{\varphi 2} + \\
\quad + \left(\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_1\right) \cdot b_{\varphi 2} - M_{TP1}(\dot{\varphi}_1, N_1) \\
m_2 \cdot \ddot{y}_2 = \left(y_1 - y_2\right) \cdot c_2 + \left(\dot{y}_1 - \dot{y}_2\right) \cdot b_2 + \left(y_3 - y_2\right) \cdot c_3 + \left(\dot{y}_3 - \dot{y}_2\right) \cdot b_3 - \\
\quad - W_{TP2}(\dot{y}_2, N_2) - m_2 \cdot g \\
J_2 \cdot \ddot{\varphi}_2 = \left(\varphi_1 - \varphi_2\right) \cdot c_{\varphi 2} + \left(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2\right) \cdot b_{\varphi 2} + \left(\varphi_3 - \varphi_2\right) \cdot c_{\varphi 3} + \left(\dot{\varphi}_3 - \dot{\varphi}_2\right) \cdot b_{\varphi 3} - \\
\quad - M_{TP2}(\dot{\varphi}_2, N_2) \\
\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \\
m_n \cdot \ddot{y}_n = \left(y_{n-1} - y_n\right) \cdot c_n + \left(\dot{y}_{n-1} - \dot{y}_n\right) \cdot b_n + \left(y_S - y_n\right) \cdot c_{S1} + \left(\dot{y}_S - \dot{y}_2\right) \cdot b_{S1} - \\
\quad - W_{TPn}(\dot{y}_n, N_n) - m_n \cdot g \\
J_n \cdot \ddot{\varphi}_n = \left(\varphi_{n-1} - \varphi_n\right) \cdot c_{\varphi n} + \left(\dot{\varphi}_{n-1} - \dot{\varphi}_n\right) \cdot b_{\varphi n} + \left(\varphi_S - \varphi_n\right) \cdot c_{\varphi S1} + \\
\quad + \left(\dot{\varphi}_S - \dot{\varphi}_n\right) \cdot b_{\varphi S1} - M_{TPn}(\dot{\varphi}_n, N_n) \\
m_S \cdot \ddot{y}_S = \left(y_{n-1} - y_n\right) \cdot c_n + \left(\dot{y}_{n-1} - \dot{y}_n\right) \cdot b_n + \left(y_S - y_n\right) \cdot c_{S1} + \left(\dot{y}_S - \dot{y}_2\right) \cdot b_{S1} - \\
\quad - W_{TPn}(\dot{y}_S, N_n) - m_S \cdot g \\
J_S \cdot \ddot{\varphi}_S = \left(\varphi_n - \varphi_S\right) \cdot c_{\varphi SE} + \left(\dot{\varphi}_n - \dot{\varphi}_S\right) \cdot b_{\varphi S} - M_{ЗД}(\dot{\varphi}_{ДОЛ}, N_{ДОЛ}, Q) - \\
\quad - M_{TPS}(\dot{\varphi}_S, N_S) \\
m_{ДОЛ} \cdot \ddot{y}_{ДОЛ} = \left(y_S - y_{ДОЛ}\right) \cdot c_{S2} + \left(\dot{y}_S - \dot{y}_{ДОЛ}\right) \cdot b_{S2} + \left(y_{ЗАБ} - y_{ДОЛ}\right) \cdot c_{ГР} + \\
\quad + \left(\dot{y}_{ЗАБ} - \dot{y}_{ДОЛ}\right) \cdot b_{ГР} - W_{ТРД}(\dot{y}_{ДОЛ}, N_{ДОЛ}) - m_{ДОЛ} \cdot g \\
J_{ДОЛ} \cdot \ddot{\varphi}_{ДОЛ} = M_{ЗД}(\dot{\varphi}_{ДОЛ} - \dot{\varphi}_S, Q) - M_{ГР}(\dot{\varphi}_{ДОЛ}, N_{ДОЛ}) \\
y_{ЗАБ} = y_{ЗАБ0} + Z_{ДОЛ} \int h \cdot \dot{\varphi}_{ДОЛ}\, dt
\end{cases}
$$

Согласно схеме (рис. 1, б) и представленным уравнениям модель представляется цепной системой дискретных масс, соединенных упруго-вязкими связями. Учитываются крутильные и продольные колебания дискретных масс. Таким образом в уравнениях присутствуют следующие дискретные массы:

- $m_{МП}$ – приведенная к подвеске тальблока масса механизма подъема;
- $m_{СВП}$, $J_{СВП}$ – масса и момент инерции системы верхнего привода;
- $J_{ДВ}$ – момент инерции ротора двигателя вращающего колонну буровых труб;
- m_1, m_2, m_3, … m_n, J_1, J_2, J_3, … J_n – массы и моменты инерции буровых труб или их частей, если каждая буровая труба разделяется на несколько отдельных дискретных масс;
- m_S, J_S – масса и момент инерции забойного оборудования. В конкретной реализации модели забойное оборудование так же может быть разделено на несколько дискретных масс;

- $m_{ДОЛ}$, $J_{ДОЛ}$ – масса и момент инерции долота. Параметр момента инерции долота так же должен включать в себя и момент инерции той части забойного двигателя, что вращается совместно с долотом.

Вышка в данной модели представлена жесткой конструкцией. Ввести в систему уравнение, описывающее ее влияние, несложно, однако придется определить ее инерционные и жесткостные параметры соответствующими расчетами.

Продольная и вращательная координаты «*y*» и «*φ*» указанных дискретных масс имеют в обозначении соответствующие последним индексы. Единственным исключением является координата положения забоя $y_{ЗАБ}$, не имеющая привязанной к себе дискретной массы, определяемая тем, сколько грунта выбурилолось в процессе работы машины.

Для упрощения схемы рис.1, б) упруго-вязкие параметры обозначены в виде одиночных пружин. На рис.2, а) приводится укрупненная схема упруго-вязкой связи между двумя дискретными масса системы. Коэффициенты жесткости и вязкости при кручении имеют индекс «*φ*».

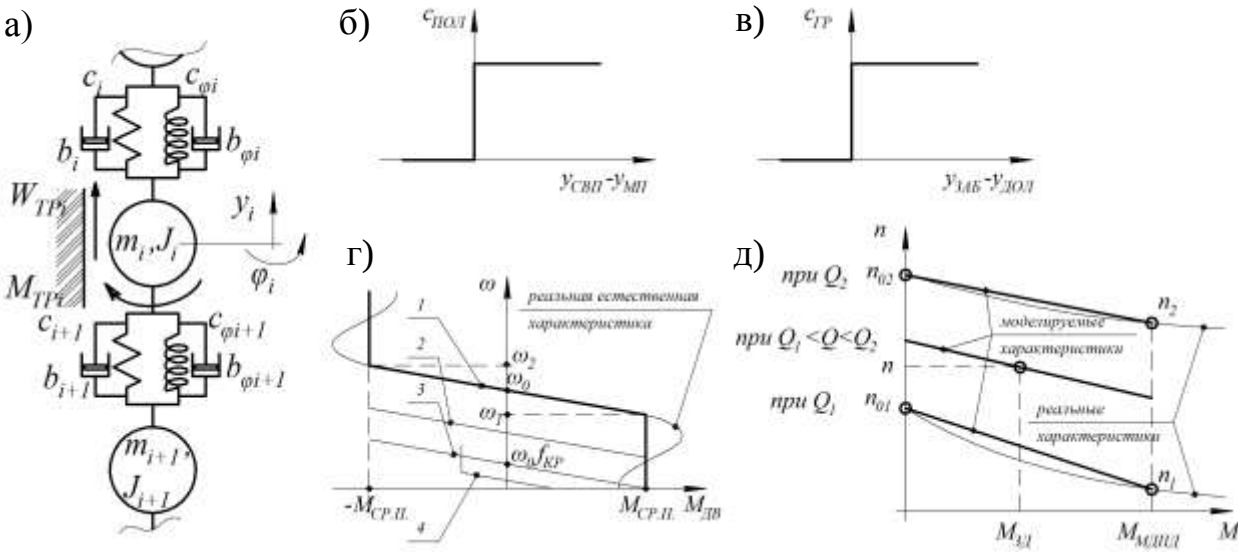


Рис. 2. Пояснение к элементам модели буровой установки: укрупненная схема упруго-вязких связей между дискретными массами модели (а), графики изменения жесткостей полиспаста (б), грунта (в) и механических характеристик электродвигателя (г), и забойного двигателя (д)

Указанные на схеме (рис.1, б) параметры жесткости определяются известными соотношениями между усилием и деформацией упругого объекта [11]. В данном случае элементы буровой колонны и забойного оборудования рассматриваются как стальные трубы различного размера. Крутильная жесткость направляющих СВП $c_{φH}$ в общем случае зависит от

положения привода (координата $y_{СВП}$), т.к. они работают на изгиб под действием опорных реакций со стороны привода, а положение последнего определяет точки приложения сил относительно мест закрепления направляющих.

Жесткость полиспаста механизма подъема $c_{ПОЛ}$ определяется приближенными соотношениями как жесткость нескольких ветвей каната [12]. Кроме того, жесткость полиспаста задается разрывной функцией,

Т.к. канаты не могут воспринимать сжимающих нагрузок, жесткость полиспаста задается разрывной функцией, которая при отрицательных деформациях полиспаста ($y_{СВП}-y_{МП}<0$) будет давать нулевое значение параметра жесткости (рис.2, б)

Обобщенные коэффициенты вязкости определяют величину диссипации энергии в системе. В данной модели их приближенно вычисляли в зависимости от принятого логарифмического декремента γ колебания по известным соотношениям [12, 13]

$$b_i = \frac{\gamma \cdot c_i \cdot p}{2 \cdot \pi}, \qquad (1)$$

где p – первая собственная частота системы, которая определялась отдельно для продольных и крутильных колебаний по результатам предварительных численных расчетов собственных колебаний модели.

Следующим важным моментом является введение в модель сил сухого трения, обозначенных в системе уравнений как W_{TP} и M_{TP}. Для таких систем стандартная ситуация, когда силы сухого трения вводятся зависимостью от коэффициента трения «μ», силы нормального давления «N» и знака относительной скорости движения трущихся объектов. Это приемлемо, когда в процессе симуляции модели рассматривается процесс движения без необходимости учета трения покоя, возможности заклинивания трущихся объектов. В данной модели может возникнуть необходимость в учете указанных выше эффектов, поэтому проблема решается методом, предложенным в работе [14], что требует модификации самого численного метода решения уравнений.

В общем случае величины сил и моментов сухого трения возникающих между колонной буровых труб и стенкой скважины при их относительном движении определяются выражениями

$$W_{TPi}(v_i, N_i) = \mu \cdot N_i \cdot sign(v_i); \qquad (2)$$

$$M_{TPi}(\omega_i, N_i) = \mu \cdot N_i \cdot sign(v_i) \cdot R_{СКВ}.$$

Здесь v_i и ω_i – линейная и угловая скорости движения i-й массы, N_i – сила нормального давления на стенку скважины, μ – коэффициент трения скольжения, $R_{СКВ}$ – радиус скважины.

Проблема заключается в определении силы нормального давления N_i, т.к. это взаимодействие возникает в следствии потери устойчивости и

изгибе буровой колонны при ее сжатии. Предлагаемая модель не предполагает учета поперечных деформаций колонны, поэтому было решено считать, что взаимодействие со стенкой скважины осуществляется только для тех дискретных масс, которые находятся в зоне сжимающих нагрузок, а сила нормального давления равна этой самой сжимающей нагрузке

$$\begin{cases} N_i^* = (y_{i-1} - y_i) \cdot c_{i-1} \\ если\ N_i^* > 0, то\ N_i = N_i^*. \\ иначе\ N_i = 0 \end{cases}$$

Тогда, в нашем случае, коэффициент μ нужно называть псевдо коэффициентом трения скольжения, т.к. он не будет отражать известную всем физическую закономерность. Определение величины этого коэффициента нужно будет осуществлять анализируя результаты расчетов при помощи предложенной модели с результатами натурных экспериментов, используя равенство одного из расчетных и экспериментальных параметров как признак адекватности построенной модели.

Отметим, что через соотношения (2) осуществляется взаимосвязь продольных и крутильных колебаний дискретных масс модели.

Модели приводов должны включать их приведенные инерционные и силовые характеристики, которые возможно определить по каталогам или по характеристикам аналогичных изделий [15].

Приводы спуско/подъемной лебедки и механизма вращения буровой трубы используют асинхронные электродвигатели. В модели их действие характеризуется инерционными параметрами ($m_{МП}$, $J_{ДВ}$) и функциями ($F_{ДВ.П.}$, $M_{ДВ.ВР.}$) описывающими их механические характеристики.

Здесь предлагается упростить механические характеристики электродвигателей (рис.2, в) и описать их следующей программой

$$M_{ДВ}(\omega, f) =$$

$$\begin{cases} если\ f > f_{KP}, то\ \omega_1^* = \omega_1 \cdot f;\ \omega_2^* = \omega_2 \cdot f;\ M^* = M_H \cdot \psi_{СР.П.} \\ иначе\ \omega_1^* = 0;\ \omega_2^* = 2 \cdot \omega_0 \cdot f;\ M^* = \dfrac{M_H}{s_H \cdot \omega_0} \cdot f \end{cases}$$

$$\begin{cases} если\ \omega < \omega_1^*,\ то\ M_{ДВ} = M^* \\ если\ \omega > \omega_2^*,\ то\ M_{ДВ} = -M^* \\ иначе\ M_{ДВ} = \dfrac{M_H}{s_H \cdot \omega_0} \cdot (\omega_0 \cdot f - \omega) \end{cases}$$

Для описания механической характеристики электродвигателей используя такие параметры как номинальный момент M_H, скольжение при номинальном моменте s_H, скорость вращения электромагнитного поля ω_0, кратность среднего пускового момента $\psi_{СР.П.}$.

Параметр f, введенный в эту модель – управляющий. Он позволяет снизить скорость вращения электродвигателя, имитируя действие частотного регулятора. Согласно этой модели снижение пускового момента двигателя происходить тогда, когда управляющий параметр f оказывается меньше его критического значения (линии 2, 3, 4, рис.2, г) $f_{КР} = \psi_{СР.П.} \cdot s_H$.

Параметры $\omega_1 = \omega_0 \cdot (1 - s_H \psi_{СР.П.})$ и $\omega_2 = \omega_0 \cdot (1 + s_H \psi_{СР.П.})$ соответствуют скоростям перехода механической характеристики с пускового момента на рабочую кривую.

Такая модель электродвигателя позволяет симулировать работу электродвигателя как в двигательном, так и в тормозном режиме, что важно при симуляции спуска СВП при бурении. Здесь переход от моментной характеристики к силовой ($F_{ДВ.П.}$) происходит по известным соотношениям [12], учитывая диаметр барабана, передаточное число редуктора, кратность полиспаста и КПД механизма подъема.

Забойный двигатель является турбо-гидравлическим устройством, приводимым во вращение потоком буровой жидкости, подаваемой по колонне буровых труб. Его упрощенная механическая характеристика может быть построена на основе энергетических показателей, приведенных в каталогах изготовителей. Такими характеристиками являются: рабочий диапазон расходов промывочной жидкости (от Q_1 до Q_2), соответствующие им частоты вращения холостого хода n_{01} и n_{02}, и частоты вращения n_1, и n_2 при моменте $M_{МДПД}$, соответствующему максимальному допустимому дифференциальному перепаду давления. Интерполируя эти характеристики можно получить зависимость крутящего момента $M_{ЗД}$ от подаваемого расхода Q и действующей в данный момент частоты вращения n выходного вала забойного двигателя

$$M_{ЗД}(n,Q) = M_{МДПД} \cdot \begin{pmatrix} (n_{01} - n_1) \cdot (Q_1 - Q) \cdot (n_{02} - n) - \\ -(n_{02} - n_2) \cdot (Q_2 - Q) \cdot (n_{01} - n) \end{pmatrix}$$

Используя приведенное линеаризованное соотношение можно при заданном расходе буровой жидкости выйти на прямую характеризующую соответствующую промежуточную механическую характеристику забойного двигателя (рис. 2, д).

Нужно отметить, что в предлагаемой модели угол поворота долота $\varphi_{ДОЛ}$ измеряется относительно неподвижного грунта, тогда как «n» – скорость вращения долота в соотношении для расчета момента отсчитывается относительно самого забойного двигателя, который в свою

очередь вращается совместно с буровой колонной. Поэтому в модели скорость «*n*», при соответствующих переводных коэффициентах, определяется разностью скоростей вращения долота и забойного оборудования: $\dot{\varphi}_{ДОЛ} - \dot{\varphi}_S$.

Существуют различные модели взаимодействия грунта с долотом [5, 10], однако в нашем случае была принята простая линейная модель [1], т.к. для нее в литературе приводятся конкретные величины эмпирических коэффициентов.

Момент сопротивления резанию грунта вводится в данной модели как сила сухого трения так, что его действие может остановить вращение долота. Величина момента определяется соотношением

$$M_{ГР}(\dot{\varphi}_{ДОЛ}, N_{ДОЛ}) = 0{,}5 \cdot D \cdot N_{ДОЛ} \cdot Z_{Л} \cdot (1 + \mu_{ГР}) \cdot sign(\dot{\varphi}_{ДОЛ}),$$

где D – диаметр бурового инструмента; $N_{ДОЛ}$ – усилие подачи долота; $Z_{Л}$ – число режущих лезвий; $\mu_{ГР}$ – коэффициент трения стали о грунт.

Согласно [1] можно определить усилие подачи долота, при котором толщина стружки будет равна 1м. Эту величину можно назвать жесткостью грунта

$$c_{ГР} = 0{,}25 \cdot K_З \cdot D \cdot \sigma_{М.Б.},$$

где $K_З$ – коэффициент затупления режущего инструмента; $\sigma_{М.Б.}$ – предел прочности породы при механическом способе бурения. Величина жесткости грунта вводится в модель как разрывная функция (рис.2, в) зависящая от величины деформации грунта $y_{ЗАБ}$-$y_{ДОЛ}$, чтобы была возможность смоделировать эффект отрыва долота от грунта.

Усилие подачи в модели определяется как произведение деформации грунта на его жесткость

$$N_{ДОЛ} = \left(y_{ЗАБ} - y_{ДОЛ}\right) \cdot c_{ГР}.$$

Последнее соотношение приведенной вначале системы уравнений вводит в модель процесс углубления забоя скважины с определенной скоростью зависящей от толщины стружки грунта h. Учитывая, что выбуривание породы будет происходить только при усилии подачи большем некоторого минимального значения N_{MIN} [1], величина h определяется следующими условными соотношениями

$$h = \begin{cases} 0 & при\ N_{ДОЛ} < N_{MIN} = 0{,}5 \cdot \sigma_{М.Б.} \cdot S_{ЗАТ} \\ \left(y_{ЗАБ} - y_{ДОЛ}\right) & иначе \end{cases},$$

где $S_{ЗАТ}$ - коэффициент затупления лезвий бурового инструмента.

Настройка модели

Выше были рассмотрены основные особенности реализации модели буровой установки с СВП. Решение предложенной системы уравнений может осуществляться любым из известных численных методов, однако в связи с модификациями, необходимыми для достоверной симуляции всех

эффектов, возникающих при сухом трении, воспользоваться методами, встроенными в математические пакеты, напрямую нельзя.

Для наиболее эффективного использования вычислительных ресурсов при решении данной задачи в системе MATLAB был, программным методом, реализован алгоритм Кутта-Мерсона 4-го порядка с переменным шагом [16] для двойного интегрирования правых частей системы уравнений.

Создавалась модель буровой установки включающей механизм подъема с двигателем мощностью 850 кВт и максимальной скоростью подъема 1,5 м/с; СВП типа СВЭП-320 производства «Промтехинвест» с двумя двигателями вращения колонны по 300 кВт каждый; буровой колонной составленной из труб типа БТ 127х9,2; элементы телесистемы ЛБТВК 180х110 и забойный двигатель ДРУ240-РС; долото типа 295,3 FD619SM (A406).

Для подготовки модели к дальнейшим расчетам необходимо:

- задать все необходимые инерционные и жесткостные параметры модели. Их можно искать расчетным путем или воспользовавшись данными из каталогов производителей согласно представленному выше списку оборудования;

- определить векторы начальных условий. При этом начальное состояние должно соответствовать состоянию равновесия системы, а как видно из уравнений, относящихся к продольным колебаниям буровой колонны, в положении y_i=0 на каждую i-ю массу будет действовать не скомпенсированная сила равная весу нижележащих масс. Поэтому начальные условия должны учитывать первоначальную деформацию колонны в вертикальном направлении. Так же за начальные условия принимают положение забоя без первоначального соприкосновения с долотом и начальное вращение долота под действием потока бурового раствора с заданным расходом Q;

- вычисление первых собственных частот модели для задания коэффициентов вязкого трения при помощи выражения (1). Вычисление собственных частот осуществляется отдельным решением систем уравнений для вертикальных и крутильных свободных колебаний после первоначального возмущения. Над полученными результатами решений осуществляется преобразование Фурье и дальнейшее определение первых собственных частот.

Чтобы показать работоспособность предложенной модели и продемонстрировать ряд эффектов на рис. 3 показаны отдельные результаты моделирования процесса бурения грунта 2-й категории прочности при различных скоростях опускания СВП. Колонна имеет в своем составе 5-ть бурильных труб длиной по 12 м, расход буровой

жидкости задан равным 64 л/с. Двигатель механизма подъема и вращения буровой колонны запускаются в момент модельного времени t=0.

Скорости опускания СВП в модели задавались параметром f_L, который физически определяет частоту поля электродвигателя в долях от номинального значения. Таким образом скорость опускания СВП при моделировании составляла 0,1, 0,3 и 0,6 от номинальной, что и отражено в легенде к представленным графикам.

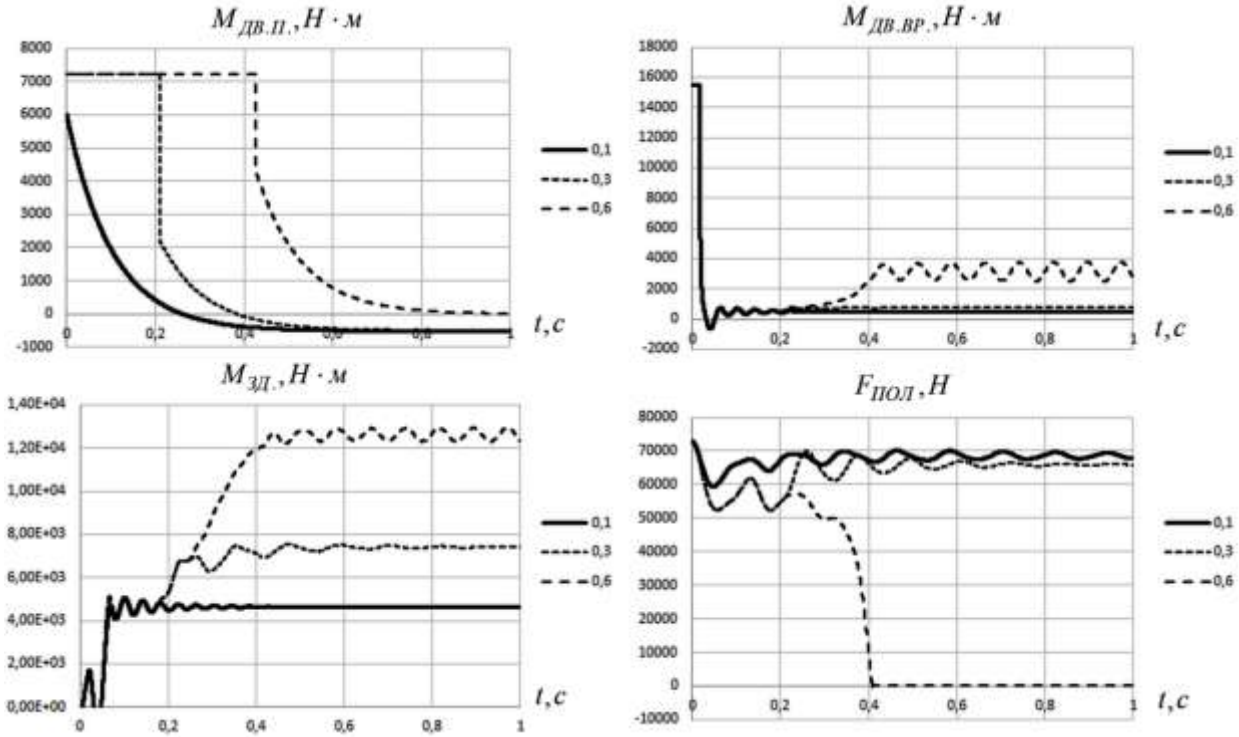


Рис. 3. Графики смоделированных расчетных величин параметров процесса бурения

На графике параметра $M_{ДВ.П.}$ представлено изменение момента двигателя механизма подъема. Разгон при f_L=0,1 происходит по промежуточной механической характеристики, на которой параметр f_L меньше критического значения (линия 4, рис.2, г), поэтому пусковой момент оказывается меньше, чем при других режимов спуска. При f_L=0,1 и f_L=0,3 линия момента с течением времени приобретает отрицательное значение, что означает, что двигатель перешел в тормозной режим работы. При f_L=0,6 линия графика момента заканчивается на отметке 0, т.е. в этом режиме двигатель не потребляет энергии.

Если обратиться к графикам параметра $F_{ПОЛ}$, то указанный выше эффект можно объяснить. Параметр $F_{ПОЛ} = (y_{МП} - y_{СВП}) \cdot c_{ПОЛ}$, при принятой характеристике жесткости полиспаста (рис.2, б), соответствует усилию в полиспасте механизма подъема. При работе машины часть веса СВП с буровой колонной поддерживается полиспастом, а другая часть веса давит на забой, создавая усилие подачи. В случае f_L=0,6 график параметра

$F_{ПОЛ}$ опускается до 0, что означает, что при такой скорости спуска СВП более не будет поддерживаться полиспастом, т.к. скорость бурения оказывается меньше скорости спуска.

На графиках параметров $M_{ДВ.ВР.}$ и $M_{ЗД.}$, определяемых расчетными значениями момента двигателя вращающего буровую колонну и момента создаваемого забойным двигателем соответственно, показан соответствующий рост определяемый ростом нагрузки на данный механизм в соответствии с режимом работы установки.

Заключение

Представленная в статье модель буровой установки работоспособна, но требует доработки в направлении повышения ее адекватности, что связано с необходимостью определить модельные коэффициенты для достоверного учета сил трения между колонной бурильных труб и стенками скважины.

После этого модель можно будет использовать для исследования различных динамических эффектов, определения нагрузок в машине или же создания адекватной системы управления технологическими процессами бурения.

Так же предполагается и совершенствование самой модели в нескольких направлениях. Например, введение поперечных деформаций колонны и учет потери ее устойчивости, моделирование наклонных участков скважины.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

[1] Фролов К.В. Машиностроение. Энциклопедия. Горные машины. Т.IV-24: Машиностроение, 2011. – 496с.

[2] Ащеулов, А.В., Шестопалов, А.А., Хорошанский, А.Е., Кочетков, А.В., Особенности работы буровых установок с системой верхнего привода // Международный научно-технический и производственный журнал «Химическое и нефтегазовое машиностроение». – М.: с. 14-17, 2015.

[3] Ащеулов, А.В., Шестопалов, А.А., Лобачев, А.А., Анализ динамической нагруженности силового верхнего привода буровых установок // Химическое и нефтегазовое машиностроение: Москва - №3, с. 12-15, 2016

[4] Aleksandr Ashcheulov, Sergey Nikitin, Artem Khoroshanskay Statistical Research of Drilling Rig’s Top Drive Stress Loading//International Journal of Applied Engineering Research ISSN 0973-4562 Volume 10, Number 19 (2015) pp 40021-40026

[5] Балицкий, П. В. Взаимодействие бурильной колонны с забоем скважины. – М. : Недра, 1975.

[6] Гулизаде М.П., Ильясов А.Г., Рустамов Н.Ш., Бунятов Р.Б. Исследование сил сопротивления на экспериментальной установке, имитирующей наклонную скважину //Изв. вузов. Нефть и газ.-1972.-№4.-С.21-25.
[7] Миниханов, Р.Ф. Анализ работы системы верхнего привода // Материалы Уральской горнопромышленной декады. – Екатеринбург: ГОУ ВПО УГГУ, 2006. – С. 163-164.
[8] Хегай В.К. О крутильных колебаниях бурильной колонны при проводке искривленных скважин // Сбор. науч. тр.: Матер, науч.-техн. конф. (15-17 апр. 2003)/ Ухтинский гос.тех.ун-т.-Ухта, 2004. С. 171-172.
[9] Башмур, К.А. Динамика системы верхнего привода буровой установки: журн. Оборудование и технологии для нефтегазового комплекса. – СПб.: изд-во Лань, 2013. – № 5. – С. 4-7.
[10] Юнин Е.К. Введение в механику глубокого бурения: Учебное пособие. – Ухта: УГТУ, 2003. – 120с.
[11] Пановко Я.Г. Основы прикладной теории колебаний и удара. Изд. 3-е, доп. и переработ. Л.: Машиностроение, 1976. 320с.
[12] Лобов Н.А. Динамика грузоподъемных кранов. Москва: Машиностроение, 1987. - 157 с.
[13] Смирнов В.Н. Подвесные конвейеры. Теория расчета, прогнозирование тенденций развития. – СПб.: Изд-во СПбГПУ, 2006. – 267 с.
[14] Никитин, С. В. Расширенная математическая модель тележки с неприводными колесами // Современное машиностроение. Наука и образование – Санкт-Петербург, 2017 . – С. 784-793.
[15] Вульфсон И.И. Некоторые особенности влияния электропривода на динамику цикловых машин // Современное машиностроение. Наука и образование – Санкт-Петербург, 2017 . – С. 91-108.
[16] Алексеев Е.Р., Чеснокова О.В. Решение задач вычислительной математики в пакетах Mathcad 12, MATLAB7, Maple 9. – М.: НТ Пресс, 2006. – 496 с.

S.V. Nikitin

FEATURES OF CREATING A DYNAMIC MODEL OF A DRILLING UNIT WHICH IS USING A TOP DRIVE SYSTEM

Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, Russia

Abstract

At this article, aspects of constructing a dynamic model of a drilling rig with a top drive system are considered. The basic physical principles of the functioning of such a model, the accepted assumptions are formulated. The operability of the drilling rig model, the further directions of its improvement and use are shown.

Key words: drilling rig, top drive system, dynamic model, electric motor, downhole motor.

REFERENCES

[1] Frolov K.V. Mashinostroenie. E`nciklopediya. Gorny`e mashiny`. T.IV-24: Mashinostroenie, 2011. – 496 p. (rus)
[2] Ashheulov, A.V., Shestopalov, A.A., Xoroshanskij, A.E., Kochetkov, A.V., Osobennosti raboty` burovy`x ustanovok s sistemoj verxnego privoda // Mezhdunarodny`j nauchno-texnicheskij i proizvodstvenny`j zhurnal «Ximicheskoe i neftegazovoe mashinostroenie». – M.: pp. 14-17, 2015. (rus)
[3] Ashheulov, A.V., Shestopalov, A.A., Lobachev, A.A., Analiz dinamicheskoj nagruzhennosti silovogo verxnego privoda burovy`x ustanovok // Ximicheskoe i neftegazovoe mashinostroenie: Moskva - №3, pp. 12-15, 2016 (rus)
[4] Aleksandr Ashcheulov, Sergey Nikitin, Artem Khoroshanskay Statistical Research of Drilling Rig's Top Drive Stress Loading//International Journal of Applied Engineering Research ISSN 0973-4562 Volume 10, Number 19 (2015) pp 40021-40026
[5] Baliczkij, P. V. Vzaimodejstvie buril`noj kolonny` s zaboem skvazhiny`. – M. : Nedra, 1975. (rus)
[6] Gulizade M.P., Il`yasov A.G., Rustamov N.Sh., Bunyatov R.B. Issledovanie sil soprotivleniya na e`ksperimental`noj ustanovke, imitiruyushhej naklonnuyu skvazhinu //Izv. vuzov. Neft` i gaz.-1972.- №4.- pp.21-25. (rus)

[7] Minixanov, R.F. Analiz raboty` sistemy` verxnego privoda // Materialy` Ural`skoj gornopromy`shlennoj dekady`. – Ekaterinburg: GOU VPO UGGU, 2006. – pp. 163-164. (rus)
[8] Xegaj V.K. O krutil`ny`x kolebaniyax buril`noj kolonny` pri provodke iskrivlenny`x skvazhin // Sbor. nauch. tr.: Mater, nauch.-texn. konf. (15-17 apr. 2003)/ Uxtinskij gos.tex.un-t.-Uxta, 2004. pp. 171-172. (rus)
[9] Bashmur, K.A. Dinamika sistemy` verxnego privoda burovoj ustanovki: zhurn. Oborudovanie i texnologii dlya neftegazovogo kompleksa. – SPb.: izd-vo Lan`, 2013. – № 5. – pp. 4-7. (rus)
[10] Yunin E.K. Vvedenie v mexaniku glubokogo bureniya: Uchebnoe posobie. – Uxta: UGTU, 2003. – 120 p. (rus)
[11] Panovko Ya.G. Osnovy` prikladnoj teorii kolebanij i udara. Izd. 3-e, dop. i pererabot. L.: Mashinostroenie, 1976. 320 p. (rus)
[12] Lobov N.A. Dinamika gruzopod``emny`x kranov. Moskva: Mashinostroenie, 1987. - 157 p. (rus)
[13] Smirnov V.N. Podvesny`e konvejery`. Teoriya rascheta, prognozirovanie tendencij razvitiya. – SPb.: Izd-vo SPbGPU, 2006. – 267 p. (rus)
[14] Nikitin, S. V. Rasshirennaya matematicheskaya model` telezhki s neprivodny`mi kolesami // Sovremennoe mashinostroenie. Nauka i obrazovanie – Sankt-Peterburg, 2017 . – pp. 784-793. (rus)
[15] Vul`fson I.I. Nekotory`e osobennosti vliyaniya e`lektroprivoda na dinamiku ciklovy`x mashin // Sovremennoe mashinostroenie. Nauka i obrazovanie – Sankt-Peterburg, 2017 . – pp. 91-108. (rus)
[16] Alekseev E.R., Chesnokova O.V. Reshenie zadach vy`chislitel`noj matematiki v paketax Mathcad 12, MATLAB7, Maple 9. – M.: NT Press, 2006. – 496 p. (rus)

ISSN 2223-0807
Современное машиностроение: Наука и образование :
материалы 7-й международной научно-практической конференции / Под ред.
А.Н.Евграфова и А.А. Поповича.- СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2018.

DOI 10.1872/MMF-2018-56
УДК 621-43

А.Ю. Шабанов[1], Ю.В. Галышев[2], В.В. Румянцев[3], А.А. Сидоров[4]

АНАЛИЗ ОРГАНИЗАЦИИ ТРИБОЛОГИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В ЦИЛИНДРО-ПОРШНЕВОЙ ГРУППЕ ВЫСОКОФОРСИРОВАННОГО ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ

[1]Александр Юрьевич Шабанов
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.:(812)552-77-85, E-mail: Aush2003@Mail.ru

[2]Юрий Витальевич Галышев
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.:(812)552-77-85, E-mail: Galyshev57@yandex.ru

[3] Румянцев Виктор Валентинович
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.:(812)552-77-85, E-mail: Rum.dvs@yandex.ru

[4] Анатолий Алексеевич Сидоров
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.:(812)552-77-85, E-mail: Turbo_motor@Mail.ru

Аннотация

В работе приведен анализ влияния основных факторов, таких как тепловые и механические деформации деталей ЦПГ двигателя (поршень, поршневое кольцо, гильза цилиндра), качество и покрытие поверхностей трения, выполняющих антифрикционные и противоизносные функции, физико-химические параметры смазочных масел и т.п., на трибологические процессы на поверхностях трения этих деталей в

современных двигателях форсированных до среднего эффективного давления 2,5 МПа и выше. Обосновано требование увязывать все базовые характеристики двигателя, в том числе и эффективные показатели, при проектировании и решении задач оптимизации конструкции узлов трения высокофорсированных дизелей.

Ключевые слова: трибологический процесс, дизельный двигатель, моторное масло, кинематическая вязкость масла, потери трения, износ.

Введение

Современный уровень развития дизелестроения в классе средне- и высокооборотных двигателей характеризуется высоким уровнем форсирования. Величины среднего эффективного давления для вновь проектируемых двигателей лежат в диапазоне 1,8…2.5 МПа, при этом величины максимального давления сгорания достигают 20…25 МПа (в ближайшей перспективе – до 30…32 МПа).

Столь высокий уровень форсирования предопределяет чрезвычайно жесткие условия работы трибологических узлов двигателя – деталей цилиндропоршневой группы и подшипников коленчатого вала [1,2,3,4].

Целью настоящего исследования является анализ основных факторов, которые требуется учитывать при оптимизации трибологических процессов в парах трения ЦПГ, на основании опыта работ авторов по исследованию и разработке конструкции узлов трения перспективных высокофорсированных двигателей.

Экспериментальное исследование и анализ основных факторов влияющих на трибологические процессы на поверхностях трения деталей ЦПГ

Для высокофорсированного дизеля можно выделить следующие особенности работы всех узлов трения ЦПГ:

- - Наличие высокоинтенсивной, близкой к ударной, переменной, как в пределах цикла, так и в зависимости от режима работы двигателя, механической нагрузки. Нагрузка на поршень в первую очередь формируется давлением газов, при этом относительная доля инерционной нагрузки снижается. Для основных трибологических узлов цилиндропоршневой группы - поршневых колец, характерно резкое увеличение давления газовых сил, определяемых возросшим перепадом давлений на них. Для иллюстрации на графиках, представленных на рис.1, приведено изменение газовой нагрузки на первые поршневые кольца высокооборотного дизельного двигателя семейства ЧН 15/17,5 при двух степенях формирования по эффективному давлению Ре. Расчетный уровень форсирования (Ре=2,6 МПа), характерен для современных мощных быстроходных дизелей разработки начала XXI века. Уровень форсирования (Ре=1,5 МПа), взятый для сравнения, соответствует лучшим

образцам дизелей рассматриваемого класса, производимых в 90-х годах прошлого века. Моделирование условия работы пар трения в ЦПГ производилось с использованием методик, разработанных в ФГАОУ ВО «СПбПУ Петра Великого» [5,6,7]. Из приведенных на графиках результатов видно, что максимальная газовая нагрузка на первое компрессионное кольцо на режимах работы дизеля, близких к номинальным, достигается в первой четверти рабочего хода поршня. На тыльную сторону кольца давление газовых сил достигает 15…18 МПа, что, с учетом реальной площади контакта кольца с поверхностью цилиндра, обеспечивает величины контактных давлений порядка 40…60 МПа.

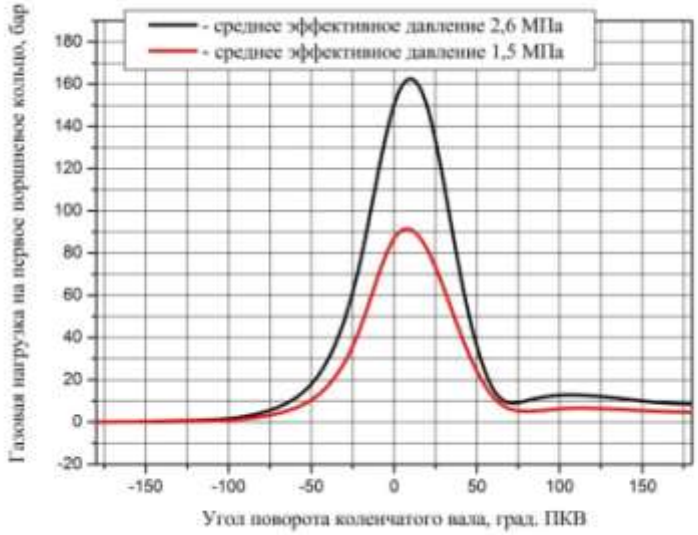


Рис.1. Изменение газовой нагрузки, действующей на первое поршневое кольцо дизеля ряда ЧН 15/17,5 при различных степенях форсирования.

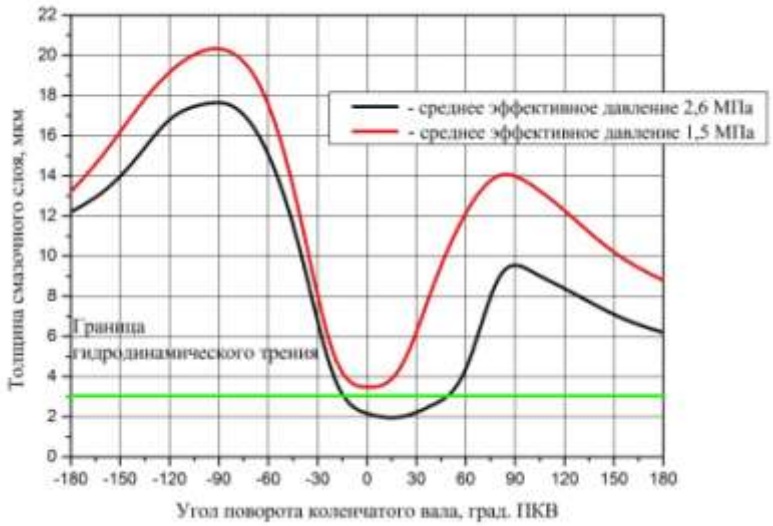


Рис.2. Изменение толщины смазочного слоя под первым поршневым кольцом дизеля ряда ЧН 15/17,5 при различных степенях форсирования.

При этом линейные скорости поршня на этом участке рабочего хода невелики (1,5…3,0 м/с), что существенно снижает величину гидродинамической подъемной силы, противодействующей газовой нагрузке на кольцо.

При высоких частотах вращения коленчатого вала, период цикла, в пределах которого нагрузка на кольцо изменяется от нулевой до максимальной, составляет единицы миллисекунд. Это позволяет классифицировать характер нагружения пары трения как близкий к ударному.

• - Высокая степень форсирования дизеля, обеспечиваемая резким ростом давления в цилиндре, существенно меняет условия работы маслосъемных колец, управляющих формированием смазочных слоев во всем поршневом комплекте. Так, при сравнительно невысоких давлениях в камере сгорания, характерных для умеренных степеней форсирования двигателя, основным фактором, влияющим на нагруженность пары трения «маслосъемное кольцо – гильза цилиндра», было давление собственной силы упругости кольца, при этом перепад давления газов на нем был сравнительно небольшим. При увеличении удельной мощности двигателя резко растет уровень газовой нагрузки всех колец, в том числе – маслосъемного (рис.3).

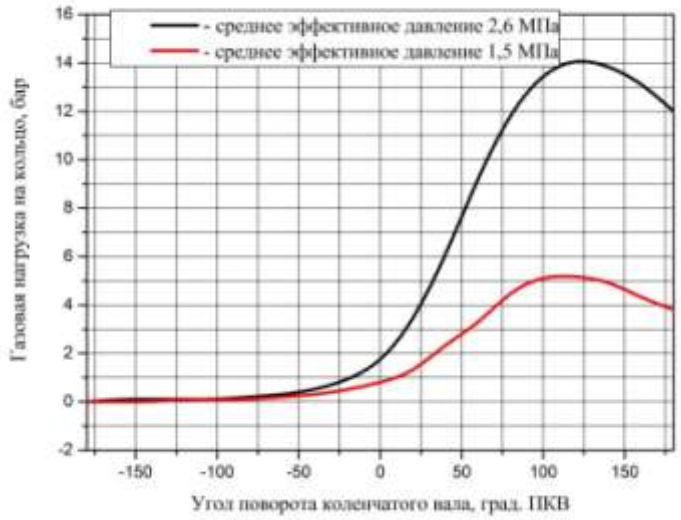


Рис.3. Изменение газовой нагрузки, действующей на маслосъемное поршневое кольцо дизеля ряда ЧН 15/17,5 при различных степенях форсирования.

Действующий перепад давления, прижимающий маслосъемное кольцо к поверхности цилиндра, в пределах рабочего хода поршня, становится существенно большим, чем давление силы собственной упругости кольца. При этом именно эта нагрузка становится определяющей для работы этого узла трения. При этом максимальные

газовые нагрузки на маслосъемное кольцо наблюдаются после полухода поршня, ближе к положению НМТ, где линейная скорость поршня невелика. Все это приводит к тому, что наблюдается резкое снижение толщин смазочного слоя, формируемых маслосъемными кольцами, на участке рабочего хода поршня (рис.4).

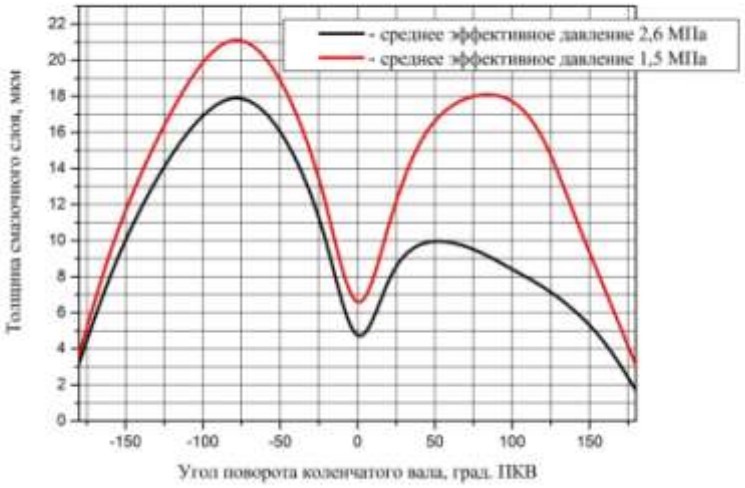


Рис.4. Изменение толщины смазочного слоя под маслосъемным поршневым кольцом дизеля ряда ЧН 15/17,5 при различных степенях форсирования.

Тем самым, рост форсирования двигателя по величине Ре приводит к заметному маслоограничению работы компрессионных колец и, следовательно, усложнению условий их работы.

Фактор существенного влияния газовой нагрузки на работу маслосъемного кольца наиболее четко проявляется на режимах высоких нагрузок на двигатель. При снижении нагрузки перепад давления на маслосъемном кольце уменьшается, при этом комплект колец работает при условиях маслообеспечения, определяемых в основном давлением силы собственной упругости расширителя маслосъемного кольца, то есть так, как это характерно для поршневой группы двигателей с малой и средней степенью форсирования. Это создает дополнительную сложность в проектировании поршневой группы высокофорсированного двигателя, поскольку необходимо учитывать фактор изменения механизма ее работы с изменением режима работы дизеля.

•- Высокое форсирование дизеля резко повышает тепловые нагрузки на детали ЦПГ и приводит к росту их температур, в том числе в зоне работы узлов трения. На рис.5 и 6 приведены результаты расчетов температур поршня дизеля ряда ЧН 15/17,5 на номинальных режимах работы в вариантах конструкции, рассчитанных на форсирование по Ре, равное 1,5 МПа и 2,6 МПа. Первый вариант имеет цельнометаллический охлаждаемый поршень, выполненный из алюминиевого сплава, второй –

составной охлаждаемый поршень, выполненный из жаропрочной стали. Приведенные результаты показывают, что современный уровень форсирования двигателя влечет за собой увеличение температур в зоне работы поршневых колец в среднем на 15…25% (на 30…50°С) по сравнению с двигателями аналогичной размерности более ранних разработок. Рост температур деталей имеет следствием дополнительное усложнение работы узлов трения – снижение вязкости масла, ускорение темпа его старения.

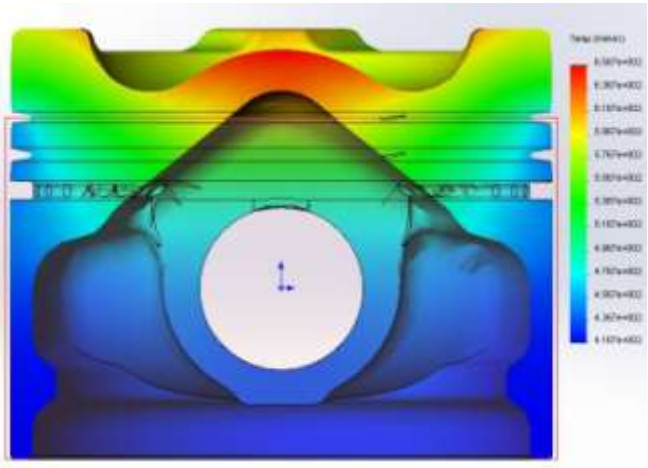


Рис.5. Температурное состояние поршня двигателя, режим Ре=1,5 МПа, n=2250 об/мин

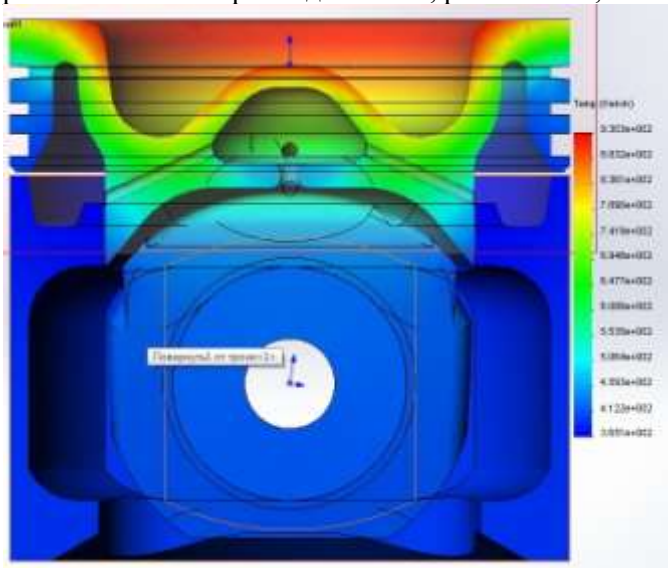


Рис.6. Температурное состояние поршня двигателя, режим Ре=2,6 МПа, n=2250 об/мин

При выборе конструкции узлов трения высокофорсированного двигателя следует учитывать расширение и без того широкого температурного диапазона работы узла трения – от больших «минусовых» температур на режимах холодного пуска, до высоких температур в зоне рабочих режимов. Это влечет за собой переменность величин и профилей рабочих поверхностей пар трения ЦПГ в процессе работы двигателя, существенно меняет вязкость моторного масла в зоне трения.

Если исключить из рассмотрения режимы холодного пуска и прогрева двигателя, то, как показывают расчетные оценки [5,8,9,10], при работе двигателя по нагрузочной характеристике в диапазоне изменения нагрузки от холостого хода до номинальной, температуры масла в узлах трения ЦПГ меняются в диапазоне 40…60°С. Это приводит к изменению кинематической вязкости масла, например, под первым поршневым кольцом, на 150…300% (рис.7). Это влечет за собой резкое изменение условий работы узлов трения ЦПГ в зависимости от режима работы дизеля, значительно более выраженное, чем для двигателей со средней степенью форсирования, характерного для предыдущего поколения ДВС [11,12].

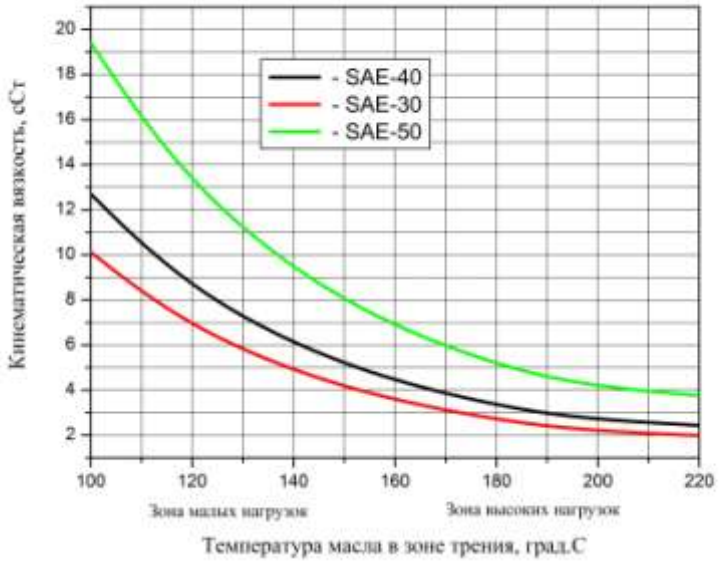


Рис.7. Изменение кинематической вязкости моторных масел в зависимости от температур в зоне трения

•- На работу узлов трения ЦПГ высокофорсированного дизеля оказывает влияние достаточно высокая податливость деталей, их образующих. Деформация рабочих поверхностей деталей, сопоставимая и даже превышающая величины масляных зазоров, оказывают значительное влияние на условия работы пар трения. Изменение тепловой деформации поршня изменяют величины зазоров в ЦПГ и вместе с ними – размеры объемов, формируемых в межколечных пространствах. Это прямо влияет на процессы перетекания рабочего тела из камеры сгорания в картер двигателя и, следовательно, на газовую нагрузку на поршневые кольца. Значительная депланация рабочей поверхности цилиндровых втулок (рис.8) оказывает влияние на формирование смазочных слоев под поршневыми кольцами. При этом фактор влияния деформаций на работу ЦПГ тем более выражен, чем выше уровень газовых и монтажных усилий в конструкции.

Кроме того, необходимо учитывать фактор недетерминированности процессов трения в ЦПГ, определяемой наличием процессов износа, старения масла и прочих случайных факторов внешнего воздействия на детали. При этом высокая степень форсирования двигателя резко ускоряет эти процессы, следовательно, увеличивает их влияние на условия работы пар трения ЦПГ.

Все вышеперечисленные обстоятельства, определяющие работу узлов трения высокофорсированного дизеля, существенно усложняют условия смазывания узлов трения ЦПГ. Это приводит к тому, что они преимущественно работают в условиях т.н. «масляного голодания» (рис.2). Значительную часть времени рабочего цикла поршневые кольца работают с нарушениями гидродинамического режима трения, в условиях граничного трения. В сочетании с резко увеличившимися по мере роста удельной мощности двигателя механическими нагрузками на узлы, нарушения целостности смазочных слоев ведут к росту мощности потерь трения и скоростей износа деталей ЦПГ.

При этом требования ограничения подвода смазки в зону поршневых колец четко коррелируют с современными нормами по снижению расхода масла на угар, эмиссии токсических компонент отработавших газов и их дымности.

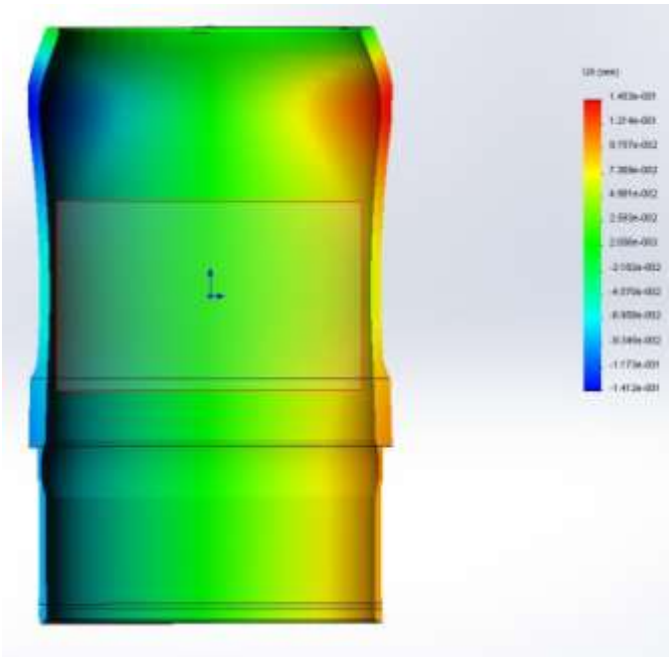


Рис.8. Радиальные перемещения цилиндровой втулки высокофорсированного дизеля под действием полного комплекса нагрузок (монтажных, газовых и тепловых)

Поэтому при проектировании узлов трения высокофорсированных дизелей возникает необходимость решения задачи оптимизации конструкции, в рамках которой следует увязывать все базовые характеристики дизеля.

Выражение для целевой функции оптимизации задачи выбора конструкции узлов трения ЦПГ для конкретного двигателя может быть записана в следующем виде:

$$F_M = \alpha K_{\text{ТР}} + \beta K_{\text{И}} ,$$

где K_{TP} – комплекс механических потерь; $K_И$ – комплекс пути износа; α, β – весовые коэффициенты целевой функции.

Комплекс механических потерь определяется следующим образом

$$K_{\text{ТР}} = \sum_{\text{к}-1}^{N_{\text{К}}} \gamma_{\text{к}} \frac{N_{\text{ТР}}^{\text{К}}}{N_i^{\text{К}}},$$

где N_{TP}^{κ} – суммарная мощность механических потерь в ЦПГ на K-ом режиме; N_i^{κ} – индикаторная (эффективная) мощность двигателя на K-ом режиме; $\gamma_к$ – весовой коэффициент режима, $N_к$ – количество режимов.

Комплекс пути износа определяется следующим образом

$$K_{\text{И}} = K_{\text{И}}^{\text{ЦПГ}} ,$$

где $K_{\text{И}}^{\text{ЦПГ}}$ – комплекс пути износа в ЦПГ.

Комплексы путей износа в ЦПГ определяется как

$$K_{\text{И}}^{\text{ЦПГ}} = \sum_{\text{К}=1}^{\text{И}_{\text{К}}} \gamma_{\text{К}} \frac{\left(L_{\text{ТР}}^{\text{П.КОЛ}}\right)_{\text{К}}}{S} ,$$

где $L_{\text{ТР}}^{\text{П.КОЛ}}$– длина пути трения суммарная по всем кольцам; S – ход поршня; $\gamma_к$ – весовой коэффициент режима.

Весовые коэффициенты режима $\gamma_к$ определяются исходя из назначения двигателя и спектра основных режимов его работы в условиях реальной эксплуатации.

Весовые коэффициенты целевой функции оптимизации α и β в сумме равны единице. Конкретные их значения определяются назначением двигателя и той задачей, которая решается при решении задачи оптимизации конструкции поршневых колец. Так, например, для малоресурсных форсированных двигателей величина коэффициента α, отвечающего за мощностные показатели, должна приниматься большей, допустим, 0,8, а величина коэффициента β, отвечающая за ресурсные показатели двигателя, соответственно, 0,2. Напротив, для двигателей, требующих максимального ресурса (судовых, дизель-генераторных установок), соотношение величин данных коэффициентов может быть принято обратным.

В качестве ограничений при постановке задачи оптимизации узлов трения необходимо ограничить относительную суммарную массу протечек рабочего тела из камеры сгорания в картер двигателя и величину среднего за типовой цикл эксплуатации расход масла на угар.

Следует отметить, что на современном уровне развития рабочих процессов в ДВС, резервы повышения топливной экономичности двигателя за счет оптимизации процессов смесеобразования и сгорания практически исчерпаны. В таких условиях основным путем повышения эффективных показателей двигателя является совершенствование работы

узлов трения с целью снижения непроизводительных механических потерь в них.

Поэтому принципиально важным для обеспечения надежной работы узлов трения цилиндропоршневой группы высокофорсированных перспективных высоко- и среднеоборотных дизельных двигателей является разработка комплекса мероприятий по оптимизации трибологических узлов ЦПГ, работающих в условиях реального жесткого механического и температурного нагружения.

Заключение

Решение этой задачи осуществляется несколькими перспективными способами, применяемыми либо отдельно друг от друга, либо совместно.

1. Оптимизация конструкции и величин зазоров в узлах трения цилиндропоршневой группы. Реализация этого мероприятия обеспечивает выбор наиболее благоприятных профилей рабочих поверхностей трения в парах «поршневое кольцо – гильза цилиндра» и «тронк поршня – гильза цилиндра» с учетом реального режима работы двигателя, температурного и напряженно-деформированного состояния, взаимного маслообеспечения трибологической системы «поршневые кольца – тронк поршня».

2. Подбор оптимального смазочного материала для улучшения условий работы узлов трения ЦПГ в условиях высокоинтенсивного нагружения, характерного для высокофорсированных средне- и высокооборотных дизельных двигателей. При этом в выборе физико-химических параметров смазочных масел приходится учитывать, что чисто нефтяная основа базового масла в условиях реального нагружения, характеризуемого величиной удельных давлений до 25 МПа при высоких температурах контактирующих деталей не может обеспечить сохранения гидродинамического разделяющего слоя, снижающего трение и скорость износа. При этом важным аспектом создания эффективного смазочного материала выступает наличие в нем противоизносных компонент, способных обеспечить безопасную работу узла трения в режиме граничного трения. Для этого требуется создание на рабочих поверхностях трения специальных устойчивых защитных слоев, снижающих величины коэффициентов трения и резко повышающих противозадирную стойкость в трибологических узлах дизеля.

3. Формирование на стадии изготовления деталей на поверхностях трения защитных покрытий, выполняющих антифрикционные и противоизносные функции. Они выполняют функции снижения потерь трения и скоростей износа на обкаточных режимах для новых двигателей, а также на режимах пуска, переходных режимах, режимах максимальных нагрузок. Эти покрытия были широко распространены и ранее (на базе графитов, дисульфида молибдена), однако

они отличались низкой стойкостью и быстро изнашивались в процессе эксплуатации двигателя. Поэтому они носили в первую очередь обкаточный характер, предотвращающий задиры и прочие повреждения поверхностей трения на начальной стадии эксплуатации двигателя. В настоящее время разработаны устойчивые покрытия тронковой части поршня на базе перспективных антифрикционных наноматериалов. Кроме того, может быть использовано специальное латунированное покрытие рабочей поверхности гильзы цилиндра, наносимое на стадии ее изготовления, при выполнении финишной операции хонингования.

4. Улучшение качества рабочих поверхностей узлов трения двигателя на стадии начальной заводской обкатки, в том числе – с использованием специальных обкаточных трибосоставов.

Комплексное системное применение всех вышеприведенных методов позволяет успешно решать задачи оптимизации трибологических процессов в узлах ЦПГ в дизельных двигателях современных и перспективных степеней форсирования.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

[1] Конструирование двигателей внутреннего сгорания: / Н. Д. Чайнов, Н. А. Иващенко, А. Н. Краснокутский, Л. Л. Мягков.; под общ. ред. Н. Д. Чайнова. М.: Машиностроение, 2008. 496 с., ил.

[2] Расчет автомобильных и тракторных двигателей: Учеб. Пособие для вузов. 3-е изд. перераб. и доп. / А.И. Колчин, В.П. Демидов; М.: Высш. шк., 2002. 496 с.

[3] Путинцев С.В. Механические потери в поршневых двигателях: специальные главы конструирования, расчета и испытаний// Электронное учебное издание. г. Москва, 2011, МГТУ им. Н.Э. Баумана

[4] Петриченко Р.М., Шабанов А.Ю., Канищев А.Б. и др. Трение и теплообмен в поршневых кольцах ДВС.// Изд. ЛГУ, 1990, 245 с.

[5] Элементы системы автоматизированного проектирования ДВС: Алгоритмы прикладных программ: Учеб. пособие / Р.М. Петриченко, С.А. Батурин, Ю.И. Исаков и др.; под общ. ред. Р.М. Петриченко. Л.: Машиностроение, 1990. 328с.

[6] Шабанов А.Ю. Очерки современной автохимии. //Изд. Иван Федоров, СПб, 2004 г, 289 с.

[7] Шабанов А.Ю. Современная автохимия: Теория и практика применения// СПб, Любавич, 2016 г, 240 с.

[8] Путинцев С.В. Трибометрия поршневых машин: Уч. пособие.-М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2003.–64с.

[9] Топливо, смазочные материалы и охлаждающие жидкости / Г.П. Покровский. М.: Машиностроение, 1985. 200 с.

[10] Бурштейн Л. М., Кобяков С. В. Основы расчета смазки и трения поршневого кольца. // Двигателестроение. 1985 №3. с. 6-9.
[11] Мохнаткин Э.М., Беседина Л.Т. Методические основы расчета масла на угар. // Двигателестроение. 1983. №6. с.17-20.
[12] Шабанов А.Ю., Галышев Ю.В., Зайцев А.Б., Сидоров А.А. Экспериментальное исследование влияния высокотемпературной вязкости моторного масла на технико-экономические показатели высокооборотного поршневого двигателя внутреннего сгорания. //Современное машино-строение. Наука и образование. 2017. № 6. С. 804-814.

A.Yu. Shabanov[1], Yu.V. Galyshev[2], V.V. Rumyantsev[3], A.A. Sidorov[4]

THE ANALYSIS OF THE ORGANIZATION OF TRIBOLOGICAL PROCESSES IN DETAILS OF TSILINDRO-PORSHNEVOY OF GROUP OF THE HIGH-FORCED DIESEL ENGINE

Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, Russia

Abstract

In work the analysis of influence of major factors, such as thermal and mechanical deformations of details of the engine (the piston, a piston ring, a cylinder line), quality and a covering of the surfaces of friction which are carrying out antifrictional and antiwear functions, physical and chemical parameters of lubricant oils, etc. on tribological processes is given in surfaces of friction of these details in the modern engines forced up to the average effective pressure of 2,5 MPas and above. The requirement to coordinate all basic characteristics of the engine including effective indicators, at design and the solution of problems of optimization of a design of frictional units of the high-forced diesels is proved.

Key words: tribological process, diesel engine, engine oil, kinematic viscosity of oil, loss of friction, wear.

REFERENCES

[1] Designing of internal combustion engines: / N. D. Chaynov, N. A. Ivashchenko, A. N. Krasnokutsky, L. L. Myagkov.; Under edition of N. D. Chaynov. M.: Mechanical engineering, 2008. 496 p.
[2] Calculation of automobile and tractor engines: The textbook / A.I. Kolchin, V.P. Demidov; M.: Vyssh. шк., 2002. 496 p.

[3] Putintsev S.V. Mechanical losses in piston engines: special heads of designing, calculation and tests//Electronic educational edition. Moscow, 2011, MGTU of N.E. Bauman.
[4] Petrichenko R. M., Shabanov A.Yu., Kanishchev A.B., etc. Friction and heat exchange in piston rings of DVS./Prod. I LIE, 1990, 245 p.
[5] Elements of the computer-aided engineering system DVS: Algorithms of application programs: The textbook / R. M. Petrichenko, S. A. Baturin, Yu.I. Isakov, etc.; Under edition of R. M. Petrichenko. L.: Mechanical engineering, 1990. 328 p.
[6] Shabanov A.Yu. Sketches of modern auto chemical goods.//Prod. Ivan Fedorov, SPb, 2004, 289 p.
[7] Shabanov A.Yu. Modern auto chemical goods: Theory and practice of application//SPb, Lyubavich, 2016, 240 p.
[8] Putintsev S.V. Tribometriya's supporters of piston cars: The textbook - M.: MGTU publishing house of N.E. Bauman, 2003. - 64 pages.
[9] Fuel, lubricants and cooling liquids / G. P. Pokrovsky. M.: Mechanical engineering, 1985. 200 p.
[10] Burstein L. M., Kobyakov S. V. Bases of calculation of greasing and friction of a piston ring.//Engine-building. 1985 No. 3. page 6-9.
[11] Mokhnatkin E.M., Besedina L.T. Methodical bases of calculation of oil on waste.//Engine-building. 1983. No. 6. page 17-20.
[12] Shabanov A.Yu., Galyshev Yu.V., Zaytsev A.B., Sidorov A.A. Pilot study of influence of high-temperature viscosity of engine oil on technical and economic indicators of a high-speed piston internal combustion engine.//Modern mechanical engineering. Science and education. 2017. No. 6. Page 804-814.

ISSN 2223-0807
Современное машиностроение: Наука и образование :
материалы 7-й международной научно-практической конференции / Под ред.
А.Н.Евграфова и А.А. Поповича.- СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2018.

DOI 10.1872/MMF-2018-57
УДК 624.078.45:621.791

А.Ю. Шлепетинский[1], К.П. Манжула[2]

РАЗМЕР ОПАСНОЙ ПО ПОВРЕЖДАЮЩЕМУ ВОЗДЕЙСТВИЮ ЗОНЫ У НЕПРОВАРА СВАРНОГО СОЕДИНЕНИЯ

[1]Антон Юрьевич Шлепетинский, к.т.н.
Инженерный центр, АО «РЭП Холдинг»
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (921)385-78-52, E-mail: A.Shlepetinskiy@reph.ru

[2]Константин Павлович Манжула, д.т.н., профессор
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812) 552-84-01, E-mail: conpaman@gmail.com

Аннотация

В работе представлены результаты исследования «опасных» по повреждающему воздействию зон предразрушения в вершине непровара в тавровом или крестовом соединении. Предложена методика определения площадей опасных зон при численном моделировании. Получена инженерная зависимость для определения площади опасной зоны в результате численного моделирования упругопластической задачи.

Ключевые слова: зона предразрушения, усталостное разрушение, непровар, крестовое сварное соединение, масштабный эффект.

Непровары в сварных соединениях с угловыми швами являются концентраторами напряжений и деформаций и могут быть обусловлены несовершенной технологией их изготовления или конструктивной невозможностью проварки коня шва. При циклическом нагружении непровары являются источниками зарождения усталостных трещин.

Металл в вершине непровара при нагружении может находиться в упругопластическом $\varepsilon_{max} > \varepsilon_{0.2}$ или циклически неупругом $\sigma_{0.2} > \sigma_{max} > u$ состоянии [1] в зависимости от уровня номинального напряжения. Здесь u – нижний порог опасного по усталостному повреждению напряжения. При наличии пластической зоны в вершине всегда имеется прилегающая к ней

циклически неупругая зона $\sigma_{max} > u$ так же опасная по повреждающему воздействию. Эти зоны предразрушения характеризуются объемом, который является разным в лабораторных образцах и реальных конструкциях, что определяет проявление масштабного эффекта. Исследованию масштабного эффекта в усталостной прочности сварных соединений посвящены работы [2 - 6 и др.].

В работах [4, 5] для определения объемов металла «опасных» (расчетных) зон у радиусных переходов принимается конфигурация зон в виде части круга в сечении и используются зависимости:

$$V_\sigma = S_u \cdot L = \frac{\pi \cdot r_{f\sigma}^2}{2} L, \quad (1)$$

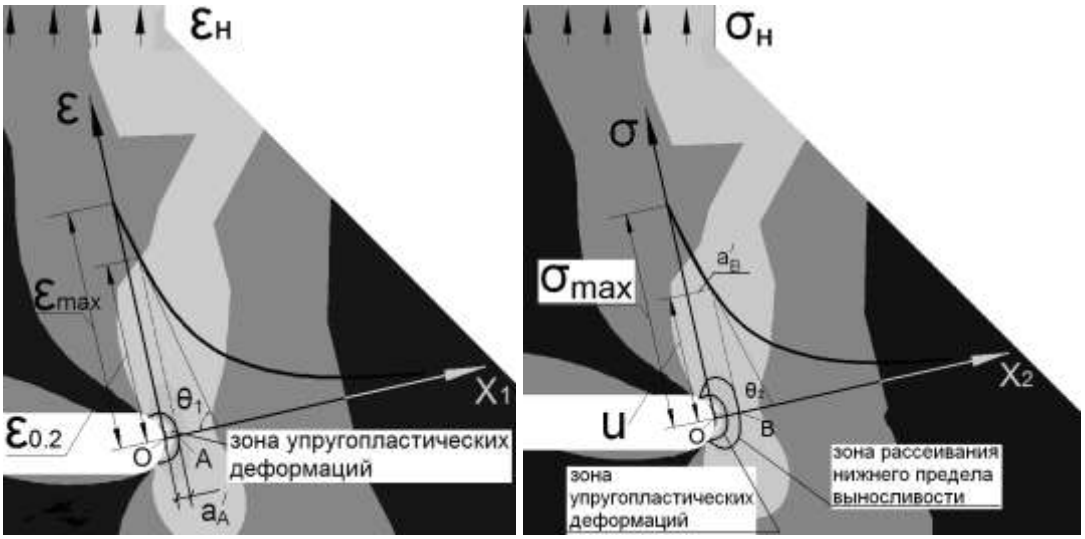
$$V_\varepsilon = S_{\varepsilon 0.2} \cdot L = \frac{\pi \cdot r_{f\varepsilon 0.2}^2}{2} L, \quad (2)$$

где S_u – площадь зоны напряжений превышающих u, $S_{\varepsilon 0.2}$ – площадь зоны деформаций превышающих $\varepsilon_{0,2}$, L – длина шва, $r_{f\sigma}$, $r_{f\varepsilon}$ – радиусы «опасных» зон напряжений и деформаций, определяемые по зависимостям:

$$r_{f\sigma} = \frac{\sigma_{max} - u}{tg\theta_2} = \frac{\sigma_{max} - u}{G_\sigma}, \quad (3)$$

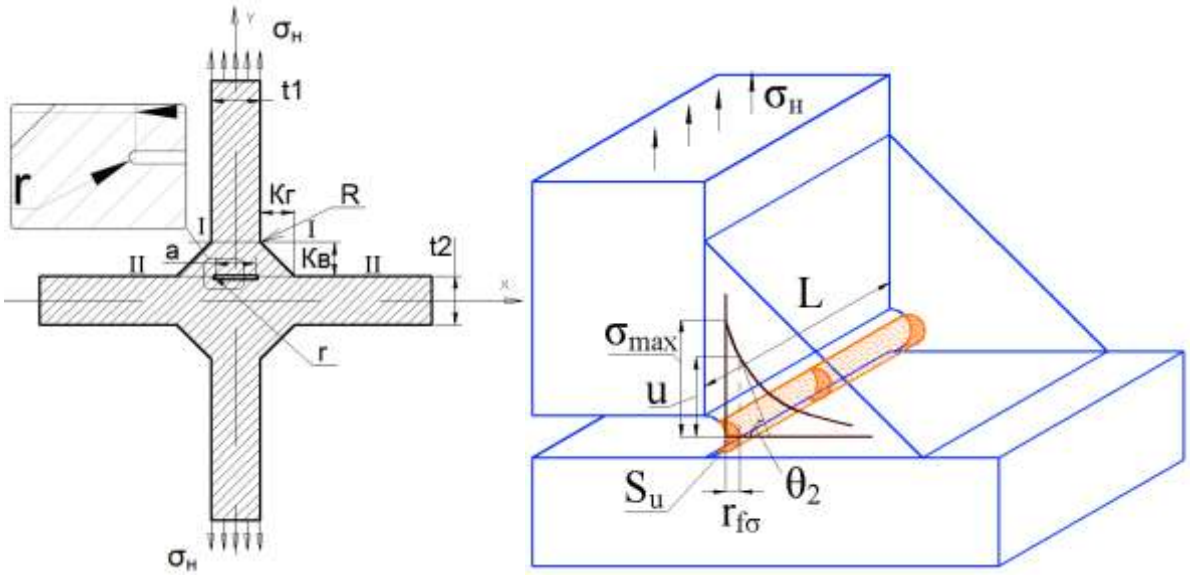
$$r_{f\varepsilon} = \frac{\varepsilon_{max} - \varepsilon_{0.2}}{tg\theta_1} = \frac{\varepsilon_{max} - \varepsilon_{0.2}}{G_\varepsilon}, \quad (4)$$

где θ_2 – угол наклона линии проведенной через σ_{max} и u, θ_1 – угол наклона линии проведенной через ε_{max} и $\varepsilon_{0,2}$. Используемые обозначения применены в схемах рис.1 а), б), рис.2. Для вершины непровара радиусы опасных зон будут соответствовать длинам отрезков ОА (рис.1 а) и ОВ (рис.1 б), т.е. $r_{f\sigma} = a_B'$ и $r_{f\varepsilon} = a_A'$.



а) б)

Рис. 1. Схема к определению градиентов деформаций – а) и напряжений – б) (показано на нагруженной модели с распределением напряжений и деформаций по Мизесу) [8]



а) б)

Рис. 2. Геометрические параметры и схема нагружения крестового соединения – а), схема к определению зоны «опасных» напряжений – б)

Зависимости для определения градиентов напряжений G_σ и деформаций G_ε в крестовом сварном соединении приведены в работе [8].

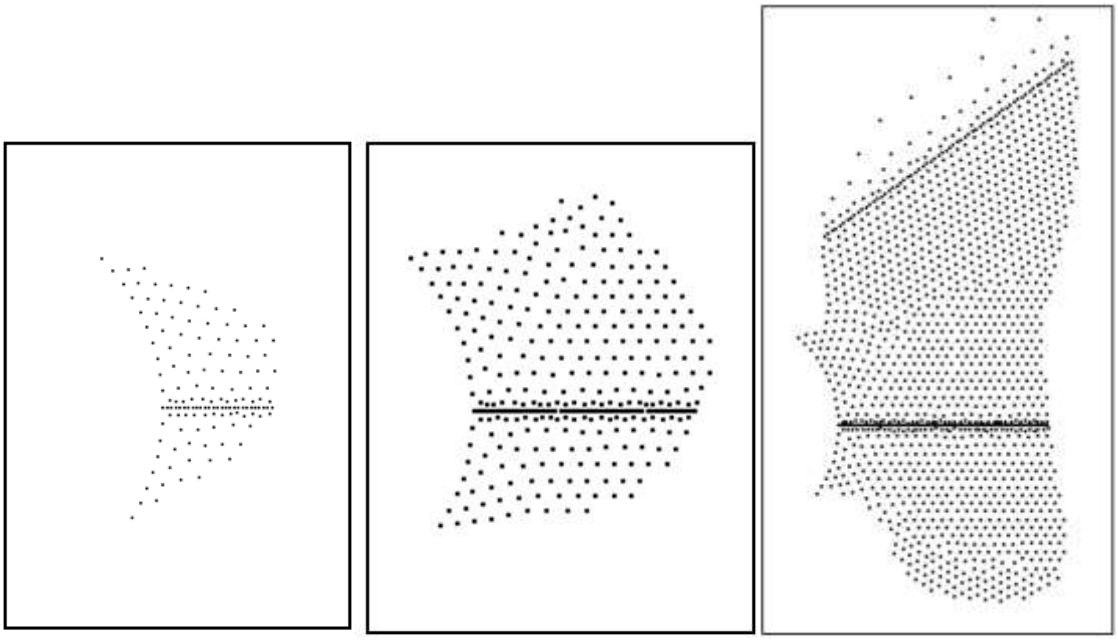
Определение объема металла расчетной зоны в вершине непровара по зависимостям (1, 2) через радиусы зон «опасных» напряжений и деформаций является приближенным. Для изучения размеров и конфигурации «опасных» зон было проведено численное моделирование крестового сварного соединения в среде конечно-элементного моделирования с решением упругопластической задачи при нагружении по схеме, показанной на рис.2. Использовалась диаграмма упругопластического деформирования стали 09Г2С [9]

$$\sigma = \sigma_{0,2} \cdot \left(\varepsilon / \varepsilon_{0.2}\right)^{0,114}, \qquad (5)$$

где $\sigma_{0,2}$=365 МПа, $\varepsilon_{0.2}$=0,002.

В качестве метода определения S_u и $S_{\varepsilon 0.2}$ может быть использован анализ площадей, занимаемых выборкой узлов из конечно-элементной модели со значениями напряжений превышающих u, и деформаций превышающих $\varepsilon_{0,2}$ с последующей визуализацией в среде Mathcad. Контур обводится замкнутой полилинией, для которой определяется площадь. Ошибка при обводе контура выборки составляет не более 5%. Пример такой выборки показан на рис.3.

На рис.3 видно как изменяется форма «опасной» зоны при увеличении нагрузки. При развитой зоне пластичности (расчетный случай 3в) её форма значительно отличается от дуги окружности, ошибка в расчете по зависимости (2) может превышать двукратное значение.



а) б) в)

Рис. 3. Выборка узлов конечно-элементной модели, в которых $\varepsilon \rangle \varepsilon_{0,2}$, при разных уровнях нагружения а) – $\sigma_н$=150МПа, б) – $\sigma_н$=200МПа, в) – $\sigma_н$=250МПа (показано для модели r=0,5мм, Кв=Кг=7 мм, a/t=0,7, t=10мм)

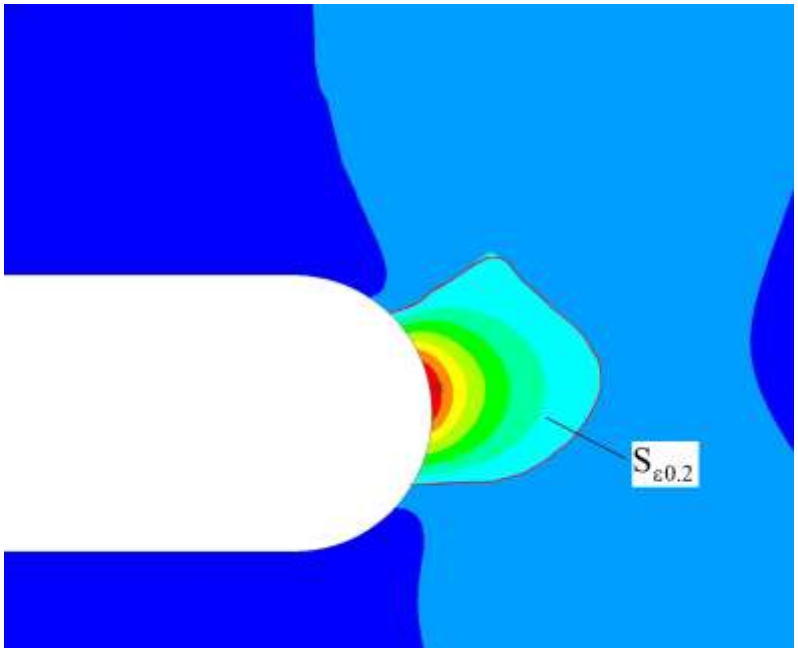


Рис. 4. Пример распределение деформаций в вершине непровара при $\sigma_н$=200МПа в модели r=0,5мм, Кв=Кг=7 мм, a/t=0,7, t=10мм, $S_{\varepsilon 0.2}$ - зона деформаций превышающих $\varepsilon_{0,2}$

В таблице 1 представлены значения $S_{\varepsilon 0.2}$, полученные в результате численного моделирования упругопластической задачи. Индексом «*рас*» обозначены значения, получаемые по аппроксимированной зависимости в виде полинома второго порядка по методике [10, 11]. Ошибка

аппроксимации оценена процентной величиной по зависимости (6) и включена в таблицу 1.

$$\delta_S = \frac{S_{\varepsilon 0.2 \varepsilon рас} - S_{\varepsilon 0.2}}{S_{\varepsilon 0.2}} \qquad (6)$$

Таблица 1

Численные значения, полученные в результате моделирования

r, мм	$K_В$, мм	$K_Г$, мм	a/t	t, мм	β	$\sigma_Н/\sigma_{0,2}$	$S_{\varepsilon 0.2}$, $мм^2$	$S_{\varepsilon 0.2\ рас}$, $мм^2$	δ_S, %
0,5	10	10	1	10	2	0,411	0,1219	-	-
						0,5479	0,2976	0,242	18,68
						0,6849	1,3192	1,529	-15,90
0,75	10	10	1	10	2	0,411	0,1464	-	-
						0,5479	0,3793	0,246	35,14
						0,6849	1,1935	1,479	-23,92
1	10	10	1	10	2	0,411	0,1605	0,082	48,91
						0,5479	0,4842	0,249	48,57
						0,6849	1,1287	1,428	-26,52
0,25	7	7	0,7	10	1,7	0,411	0,082	0,027	67,07
						0,5479	0,4077	0,503	-23,38
						0,6849	1,9893	1,991	-0,09
0,5	7	7	0,7	10	1,7	0,411	0,1234	0,126	-2,11
						0,5479	0,3501	0,548	-56,53
						0,6849	2,1621	1,983	8,28
0,75	7	7	0,7	10	1,7	0,411	0,15	0,225	-50,00
						0,5479	0,4079	0,593	-45,38
						0,6849	2,1367	1,974	7,61
1	7	7	0,7	10	1,7	0,411	0,172	0,323	-87,79
						0,5479	0,4765	0,637	-33,68
						0,6849	2,3038	1,964	14,75
0,5	7	7	0,4	10	2	0,411	0,048	0,036	25,00
						0,5479	0,1338	-	-
						0,6849	0,3315	0,651	-96,38
0,5	7	5	0,4	10	1,6	0,411	0,0249	-	-
						0,5479	0,078	-	-
						0,6849	0,167	-	-
0,5	7	7	1	10	1,4	0,411	0,29	0,562	-93,79
						0,5479	1,9421	1,605	17,36
						0,6849	-	-	-
0,5	10	10	0,7	10	2,3	0,411	0,0653	-	-
						0,5479	0,1647	-	-
						0,6849	0,4164	0,501	-20,32
0,5	10	10	0,4	10	2,6	0,411	0,023	-	-
						0,5479	0,0774	-	-
						0,6849	0,1581	-	-
0,5	10	7	1	10	1,4	0,411	0,1467	0,089	39,33

						0,5479	0,407	0,509	-25,06
						0,6849	1,9363	1,942	-0,29
0,5	10	10	0,7	20	1,3	0,411	0,6489	0,633	2,45
						0,5479	3,9722	4,007	-0,88
						0,6849	-	-	-
0,5	15	15	0,7	20	1,8	0,411	0,2826	-	-
						0,5479	1,1706	1,771	-51,29
						0,6849	4,9218	4,879	0,87
1	15	15	0,7	20	1,8	0,411	0,4183	-	-
						0,5479	1,1125	1,956	-75,82
						0,6849	5,3493	4,956	7,35
0,5	15	10,5	0,7	20	1,35	0,411	0,3146	-	-
						0,5479	1,3364	2,116	-58,34
						0,6849	5,6594	5,442	3,84
0,5	15	15	1	20	1,5	0,411	0,6886	1,121	-62,79
						0,5479	4,1993	3,837	8,63
						0,6849	-	-	-
0,5	15	10,5	1	20	1,05	0,411	0,9826	1,547	-57,44
						0,5479	5,1163	4,481	12,42
						0,6849	-	-	-
0,5	10,5	15	0,7	20	1,8	0,411	0,5516	0,485	12,07
						0,5479	3,4671	3,513	-1,32
						0,6849	-	-	-

Уравнение для определения $S_{e0.2}$ в зависимости от влияния геометрических параметров соединения в диапазоне варьирования параметров по таблице 1 в упрощенном виде, имеет вид

$$S_{\varepsilon 0,2} = -207,47 + r\left(33,99 + 5,38K_В - 1,287K_Г - 41,49\frac{a}{t} - 3,256t - 0,0043\sigma_Н\right) +$$
$$+ 0,05K_В \cdot \left(-31,81 - 0,073K_Г - 9,97\frac{a}{t} - 0,347t - 0,083\sigma_Н + 0,074K_В\right) +$$
$$+ 0,05K_Г \cdot \left(20,86 - 4,44\frac{a}{t} - 0,072t - 0,0194\sigma_Н\right) +$$
$$+ \frac{a}{t} \cdot \left(8,65 + 0,913t + 1,92\frac{a}{t} + 0,0414\sigma_Н\right) + 0,05t \cdot (620,74 + 0,14883\sigma_Н - 20,61t) +$$
$$+ 0,004\sigma_Н \cdot (-31,96 + 0,0506\sigma_Н)$$

. (7)

Полученная зависимость (7), определяющая размер пластической зоны в вершине непровара в зависимости от геометрических параметров и уровня нагружения, может быть использована для оценки проявления масштабного эффекта при усталостном разрушении от непровара в крестовом сварном соединении.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

[1] Циклические деформации и усталость металлов. В 2-х т. Т.1. Малоцикловая и многоцикловая усталость металлов. Т.2. Циклические деформации и усталость металлов./ Трощенко В.Т., Хамаза Л.А., Покровский В.В. и др. Под ред. Трощенко В.Т.- Киев: Наук. думка, 1985.- Т.1. 216 с. - Т.2. 224 с.

[2] Прочность сварных соединений при переменных нагрузках / Под ред. В.И. Труфякова. – Киев: Наук. думка, 1990. – 256 с.

[3] Юшкевич, В.Н. Теория и методы расчета характеристик сопротивления усталости элементов стальных конструкций кранов / В.Н. Юшкевич. - Л.: ЛПИ,1988. - 681с.

[4] Манжула, К.П. Теория и методы расчета сопротивления усталости металлических конструкций грузоподъемных машин: дис. … д-ра техн. наук: 05.05.05 / Манжула Константин Павлович. – СПб., 1997. – 356с.

[5] Манжула, К.П. Параметры зон усталостного повреждения в соединениях с угловыми швами при растяжении-сжатии / К.П. Манжула // Известия ТулГУ. - Вып. 4: Подъемно-транспортные машины и оборудование. – Тула: Изд-во ТулГУ. – 2003. – С. 207-212.

[6] Манжула, К.П. Анализ масштабного эффекта при переносе результатов усталостных испытаний лабораторных образцов на сварные конструкции / К.П. Манжула // Известия ТулГУ. - Вып. 5: Подъемно-транспортные машины и оборудование. – Тула: Изд-во ТулГУ. – 2005. – С. 107-114.

[7] Манжула, К.П., Хуан Пин. Параметры зон усталостного повреждения в соединениях с угловыми швами при сжатии с изгибом / К.П. Манжула, Хуан Пин // Известия ТулГУ. - Вып. 5: Подъемно-транспортные машины и оборудование. – Тула: Изд-во ТулГУ. – 2005. – С. 98-108.

[8] Manzhula K.P., Shlepetinski A.Yu. Stress and Strain Concentration in Weld-Joint Flaws/ Russian Engineering Research, 2016, Vol. 36, No. 9, pp. 722–726. Allerton Press, Inc., 2016.

[9] Шлепетинский А. Ю., Манжула К. П. Оценка напряженно-деформированного состояния вершины непровара в крестовом сварном соединении // Материалы. 3-й междунар. науч.-практ. конф. «Современное машиностроение. Наука и образование». СПб.: Изд-во ПУ, 2013. С. 1073−1081.

[10] Адлер, Ю.П. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий / Ю.П. Адлер, Е.В. Маркова, Ю.В. Грановский. - М.: Наука, 1976. - 279 с.

[11] Брандт, З. Анализ данных. Статистические и вычислительные методы для научных работников и инженеров: Пер. с англ. / З.Брандт. – М.: Мир, ООО «Издательство АСТ», 2003. – 686 с.

A.Y. Shlepetinskiy[1], K.P. Manzhula[2]

SIZE OF A ZONE DANGEROUS BY DAMAGE AT THE ROOT OF CRUCIFORM WELD JOINT

[1]Engineering Centre JSC «REP Holding», Russia;
[2]Peter the Great St.Petersburg Polytechnic University, Russia

Abstracts

The results of research mode of the "dangerous" pre-destruction zones at the root of cruciform weld joint are presented. A technique for determining the areas of "dangerous" zones in numerical simulation is proposed. The engineering equation to determine the area of the danger zone as a result of numerical modeling of the elastoplastic problem is received.

Key words: pre-destruction zone, fatigue failure, lack of fusion, cruciform weld joint, scale effect.

REFERENCES

[1] Tsiklicheskie deformatsii i ustalost’ metallov (Cyclic Deformation and Fatigue of Metals), Troshchenko,V.T., Ed., Kiev: Naukova Dumka, 1985, in 2 vols. (rus.)
[2] Prochnost' svarnykh soyedineniy pri peremennykh nagruzkakh (Strength of welded joints at variable loads), Trufiakov, V.I., Ed., Kiev: Naukova Dumka, 1990. 256 p. (rus.)
[3] Yushkevich V.N. Teoriya i metody rascheta kharakteristik soprotivleniya ustalosti elementov stal'nykh konstruktsiy kranov (Theory and methods of calculating fatigue resistance characteristics of steel structure elements of cranes). Leningrad, LPI,1988. 681 p. (rus.)
[4] Manzhula K.P. Teoriya i metody rascheta soprotivleniya ustalosti metallicheskikh konstruktsiy gruzopod"yemnykh mashin (Theory and methods for calculating fatigue resistance of metal structures of lifting machines). PhD thesis. St-Petersburg, 1997. 356 p. (rus.)
[5] Manzhula K.P. Parametry zon ustalostnogo povrezhdeniya v soyedineniyakh s uglovymi shvami pri rastyazhenii-szhatii (Parameters of the zones of fatigue damage in joints with angular seams at tension-

compression). Proceedings of the Tula State University. Vol. 4 Hoisting-and-transport machines and equipment. Tula, Publishing House of the Tula State University, 2003, pp. 207-212. (rus.)
[6] Manzhula K.P. Analiz masshtabnogo effekta pri perenose rezul'tatov ustalostnykh ispytaniy laboratornykh obraztsov na svarnyye konstruktsii (Analysis of the scale effect in transferring the results of fatigue testing of laboratory samples to welded structures). Proceedings of the Tula State University. Vol. 5 Hoisting-and-transport machines and equipment. Tula, Publishing House of the Tula State University, 2005, pp. 107-114. (rus.)
[7] Manzhula K.P., Khuan Pin Parametry zon ustalostnogo povrezhdeniya v soyedineniyakh s uglovymi shvami pri szhatii c izgibom (Parameters of zones of fatigue damage in joints with angular seams during compression with a bend). Proceedings of the Tula State University. Vol. 5 Hoisting-and-transport machines and equipment. Tula, Publishing House of the Tula State University, 2005, pp. 98-108. (rus.)
[8] Manzhula K.P., Shlepetinski A.Yu. Stress and Strain Concentration in Weld-Joint Flaws/ Russian Engineering Research, 2016, Vol. 36, No. 9, pp. 722–726. Allerton Press, Inc., 2016.
[9] Shlepetinskii, A.Yu. and Manzhula, K.P., Evaluation of stress-deformed of the state of the lack of fusion top in welded joint crusade, Mater. 3-i mezhd. nauchnoprakt. konf. “Sovremennoe mashinostroenie. Nauka i obrazovanie” (Proc. 3rd Int. Sci.-Pract. Conf. “Modern Engineering Industry. Science and Education”), St. Petersburg: S.-Peterb. Politekh. Univ., 2013, pp. 1073–1081.
[10] Adler Yu.P., Markova E.V., Granovskiy Yu.V. Planirovaniye eksperimenta pri poiske optimal'nykh usloviy (Planning an experiment when searching for optimal conditions). Moscow, Nauka Publishers, 1976. 279 p. (rus.)
[11] Siegmund Brandt. Data Analysis. Statistical and Computational Methods for Scientists and Engineers. Springer International Publishing , 2014. 523p.

ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ И ТРАНСМИССИИ

ISSN 2223-0807
Современное машиностроение: Наука и образование :
материалы 7-й международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н.Евграфова и А.А. Поповича.- СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2018.

DOI 10.1872/MMF-2018-58
УДК 621.01

Д.Т.Бабичев[1], С.Ю.Лебедев[2], Д.А.Бабичев[3]

ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ ПРИ ПЕРВОНАЧАЛЬНОМ СИНТЕЗЕ ОПТИМАЛЬНОЙ ЛИНИИ ЗАЦЕПЛЕНИЯ В ТОРЦОВОМ СЕЧЕНИИ

[1] Дмитрий Тихонович Бабичев
Тюменский индустриальный университет
Россия, Тюмень
Тел.: +79199268806, E-mail: babichevdt@rambler.ru.

[2] Сергей Юрьевич Лебедев
Тюменский индустриальный университет
Россия, Тюмень
Тел.: +79199585191, E-mail: lebedevsergey1995@gmail.com

[3] Денис Андреевич Бабичев
Тюменский индустриальный университет
Россия, Тюмень
Тел.: +73452539215, E-mail: www.nipingp.ru.

Аннотация. Перспективное направление поиска профилей зубьев цилиндрических передач – их синтез, при котором вначале находят оптимальную линию зацепления, и лишь затем – профили зубьев. При этом синтез строится на анализе условий контакта зубьев на множестве точек, расположенных на неподвижной плоскости, и в качестве важного критерия берут контактные напряжения σ_H по Герцу. Такому синтезу мешает 2 фактора. Во-первых, чтобы найти σ_H надо знать радиус кривизны ρ_1 профиля зуба, а он ещё неизвестен. Во-вторых, чтобы, зная линию зацепления, найти профиль зуба, нужно с высокой точностью решать численным методами дифференциальное уравнение зацепления. Делать это многократно внутри процедур оптимизации трудоёмко. Авторам удалось преодолеть оба негативных фактора. Для этого, в дополнение к уравнению Эйлера-Савари, нами получена *базовая формула* и разработан алгоритм нахождения кривизны сопряженных профилей зубьев в плоских зацеплениях через параметры линии зацепления. По базовой формуле

можно вычислять радиус кривизны ρ_0 производящей рейки всего через три локальных параметра линии зацепления: через два угла и через расстояние WK точки контакта K от полюса зацепления W. В работе даны примеры решения задач анализа кривизн и σ_H в цилиндрических передачах по программам, разработанным на основе базовой формулы и уравнения Эйлера-Савари. Это делается без нахождения их профилей зубьев.

Ключевые слова: теория зацеплений, геометрия зацеплений, цилиндрические передачи, оптимальная линия зацепления.

1 Постановка проблемы и задачи исследования

Зубчатые передачи – важная составная часть многих машин. От надежности и долговечности работы передач во многом зависит качество и конкурентоспособность машин в целом. Наиболее привлекательным способом повышения нагрузочной способности передач является совершенствование их геометрии, т.к. позволяет при тех же: материалах, точности изготовления, смазке и затратах на изготовление, получать передачи с меньшими габаритами и весом.

1.1 Главные элементы плоского зацепления

На рис. 1 показаны главные элементы плоского зацепления. Его *физические объекты*: Σ_1 и Σ_2 – профили зубьев шестерни и колеса. *Главные параметры контакта* Σ_1 с Σ_2: K – точка контакта; Σ – линия зацепления, у которой точки a и b – её границы. *Точки и линии в зацеплении*: W – полюс зацепления, являющийся мгновенным центром относительных скоростей;

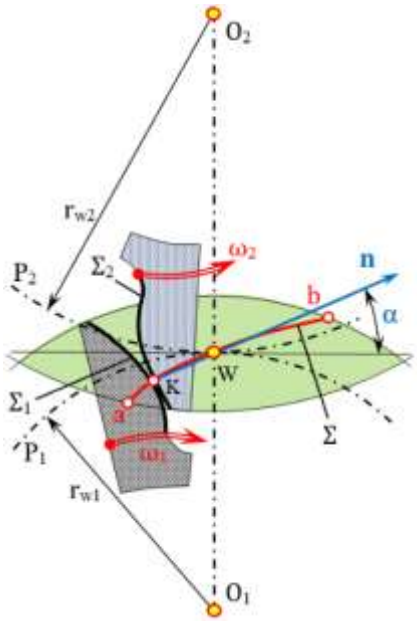


Рис. 1. Главные элементы плоского зацепления

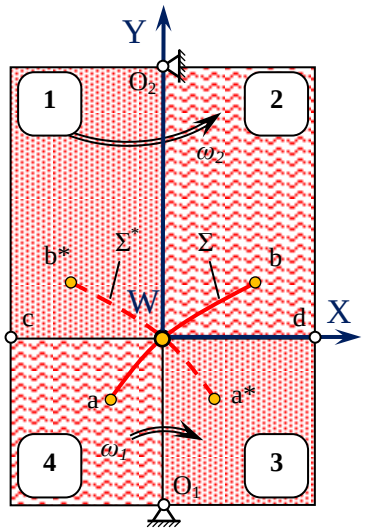


Рис. 2. Главная система координат XWY

P_1 и P_2 – центроиды, т.е. линии, которые при движении звеньев перекатываются друг по другу без проскальзывания. O_1 и O_2 – центры кривизны центроид в точке W их касания; r_{w1} и $r_{w\,2}$ – радиусы кривизны центроид в точке W. Заметим, что если O_1 и O_2 – центры вращения шестерни и колеса в передаче с i_{12}=const, то P_1 и P_2 – начальные окружности с радиусами r_{w1} и $r_{w\,2}$. *Векторы и углы в зацеплении*: **n** – общая нормаль к профилям Σ_1 и Σ_2, проходящая через полюс зацепления W; α – угол зацепления – угол между **n** и общей касательной к P_1 и P_2 в полюсе W.

На рис. 2 показаны четыре квадранта вокруг полюса зацепления W и две линии зацепления (Σ и Σ^*) для правой и левой сторон зубьев, соответственно. Главная система координат XWY расположена на стойке, её оси WX и WY пересекаются в полюсе W. Если W движется (например, в передачах с некруглыми колёсами), то и координаты XWY перемещаются.

1.2 Краткий обзор методов синтеза зацеплений

Есть две основные методологии синтеза геометрии зубчатых передач:

1.2.1. Методология 1. Она опирается на классические способы образования сопряженных зацеплений, берущих своё начало от работ Оливье [1] (в [2] описано 8 разновидностей таких способов). С математической точки зрения такой синтез сводится к задаче нелинейного программирования: найти вектор **x**, при котором целевая функция $F(\mathbf{x})\rightarrow max$ при соблюдении ограничений в виде неравенств и равенств. В практике проектирования [3-6] часто используют специальные диаграммы (блокировочные контуры [3], в том числе динамические [4]).

1.2.1. Методология 2. Её отличительные особенности: находят при синтезе не набор оптимальных параметров **x**, а управляющую функцию $f(z)$, при которой целевая функция $F(f(z))\rightarrow max$ при наличии ограничений. С математической точки зрения это вариационная задача, отягощённая наличием ограничений. Для плоских зацеплений $f(z)$ есть уравнение Σ_1, Σ_2 или Σ. Зная одну из линий Σ_1, Σ_2 или Σ, можно найти две остальные линии. При этом, зная Σ_1 или Σ_2, решают *алгебраическое или тригонометрическое уравнение* зацепления [7], а зная Σ, придётся с высокой точностью решать численными методами *дифференциальное уравнение* зацепления [8].

Методологию 1 используют в работах [2–7], методологию 2 – в [8–10].

1.3 Качественные показатели работы зацеплений

При анализе и синтезе зацеплений часто вычисляют разнообразные качественные показатели по всему множеству возможных точек контакта зубьев. В плоских зацеплениях важнейшими из показателей являются радиусы кривизны ρ_1 и ρ_2 профилей звеньев. В сопряженных плоских зацеплениях ρ_1 и ρ_2 связаны известным уравнением Эйлера-Савари:

$$\frac{1}{r_{w1}}+\frac{1}{r_{w2}}=\left(\frac{1}{\rho_1\mp WK}+\frac{1}{\rho_2\pm WK}\right)\cdot\sin\alpha \qquad (1)$$

Все параметры, входящие в уравнение (2), описаны в разделе 1.1 и показаны на рис. 1. Зная один из ρ_1 или ρ_2, можно вычислить по (1) другой из них. А затем и приведённый ρ_Σ по формулам:

$$\rho_\Sigma = \frac{\rho_1 \cdot \rho_2}{\rho_1 + \rho_2};\ k_{1,2} = \frac{1}{\rho_{1,2}};\ k_\Sigma = k_1 + k_2 \qquad (2)$$

На основе анализа работ [1–11 и др.] и собственного опыта, сформировалось убеждение, что по ряду причин (здесь их не обсуждаем) наиболее перспективна методологии 2 с такими особенностями:

1.3.1. Качественные показатели анализируют в системе XWY (рис. 2).

1.3.2. Синтезируют вначале оптимальную линию зацепления Σ в XWY (рис. 1 и 2), и лишь потом находят профили зубьев.

1.4 Постановка проблемы и способ её решения

Реализовать пункт 1.3.2 можно при условии, что мы умеем вычислять радиус кривизны ρ_1 профиля зуба Σ_1 через радиусы кривизны ρ или иные параметры линии Σ. Т.е., наряду с формулой Эйлера-Савари для пары профилей зубьев $\{\Sigma_1+\Sigma_2\}$, нужен ещё и аналог формулы (1) для пары линий $\{\Sigma+\Sigma_1\}$. Проанализировав в [12–13] более 1000 русскоязычных работ по теории зацеплений, мы не обнаружили в них ни постановки, ни решения задачи поиска аналога формулы (1) для линий$\{\Sigma+\Sigma_1\}$.

Нам удалось получить такую формулу для пары линий$\{\Sigma+\Sigma_1\}$ в плоском зацеплении при поступательном движении одного звена – формула приведена ниже в разделе 2, там же описан её вывод. Т.е. теоретически проблема снята, но возникла задача практического использования этой базовой формулы, т.е. разработки методологии и методик оптимизационного синтеза, основанных на полученной формуле.

1.5 Объект и задачи исследования

Объект исследования – плоские зацепления с вращающимися звеньями. В статье это, в основном, цилиндрические прямозубые передачи с i_{12}=const. *Задачи исследования* – опираясь на базовую формулу: создать методику вычисления всех радиусов кривизны в цилиндрических передачах, не находя самих профилей зубьев; разработать расчетные схемы, математические модели, алгоритмы; создать элементы интерфейса и программы; решить по программам ряд типичных задач.

2 Базовая формула для вычисления радиуса кривизны профиля зуба через параметры линии зацепления

Базовую формулу выводим, рассматривая плоское зацепление, в котором одно из звеньев движется поступательно, т.е. является рейкой. Такое зацепление – реечное – выбрано т.к. в нём уравнение зацепления

является линейным относительно перемещения рейки [7], и вывод базовой формулы упростился. Полагая, что зацепление образовано по первому способу Оливье [2], и разработав три расчетные схемы, приведённые на рис. 3-5, получили такую *базовую формулу* для вычисления радиуса ρ кривизны профиля рейки через параметры α и λ линии зацепления Σ и расстояние *WK* текущей точки контакта *K* от полюса зацепления *W*:

$$\rho = -WK \cdot \left(1 + \frac{\tan\alpha}{\tan\lambda}\right) \qquad (3)$$

Смысл трёх параметров *KW*, α и λ поясняют рисунки 1-3.

При выводе базовой формулы (3) в качестве исходной формулы взяли выражение $\rho = du/d\alpha$, где *du* – расстояние между соседними точками на профиле (плоской линии), $d\alpha$ – угол между нормалями (или касательными) к профилю на концах отрезка длиной *du*.

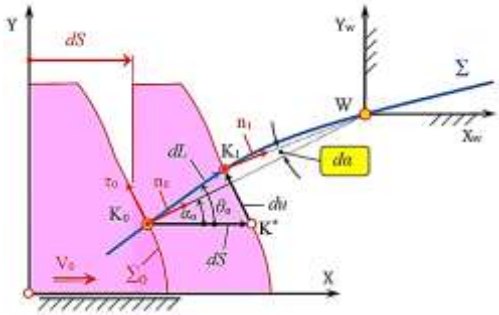


Рис. 3. Основная расчетная схема реечного зацепления

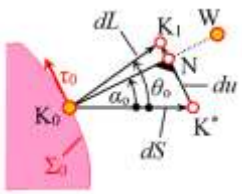


Рис. 4. Малые линейные перемещения

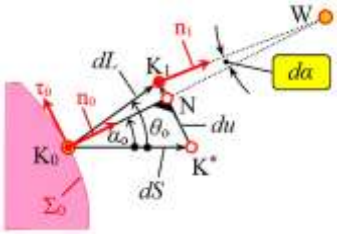


Рис. 5. Нахождение угла $d\alpha$ поворота нормали

3 Радиусы кривизны профилей зубьев шестерни и колеса и приведённый радиус кривизны в их контакте

Зная, что при образовании зацеплений по первому способу Оливье, в передаче $\{\Sigma_1+\Sigma_2\}$ и в двух станочных зацеплениях $\{(\Sigma_0+\Sigma_1)$ и $(\Sigma_0+\Sigma_2)\}$ линии зацепления совпадают, и, опираясь на формулу (3), разработали следующий алгоритм вычисления всех кривизн во всех трёх зацеплениях:

1) Задать точку на линии зацепления, т.е. вычислить её координаты и расстояние WK, а также найти параметры линии зацепления Σ в этой точке – углы α, θ, λ.
2) Вычислить по формуле (3) радиус кривизны ρ_o рейки Σ_0.
3) Рассмотрев станочное зацепление Σ_0 с Σ_1, найти радиус кривизны ρ_1 зуба шестерни по следующей формуле:

$$\rho_1 = \frac{r_{w1} \cdot \sin\alpha \cdot (\rho_0 + sign(x_K) \cdot WK)}{(\rho_0 + sign(x_K) \cdot WK) - r_{w1} \cdot \sin\alpha} + sign(x_K) \cdot WK \qquad (4)$$

Формула (4) получена из (1), полагая, что в нём: $r_{w2}=\infty$ и $\rho_2=\rho_0$.

4) Рассмотрев зацепление Σ_0 с Σ_2, найти ρ_2 зуба колеса (при $r_{w1}=\infty$ и $\rho_1=\rho_0$):

$$\rho_2 = \frac{r_{w2} \cdot \sin\alpha \cdot (\rho_0 \; - \; sign(x_K) \cdot WK)}{(\rho_0 \; - \; sign(x_K) \cdot WK) \; - \; r_{w2} \cdot \sin\alpha} - sign(x_K) \cdot WK \qquad (5)$$

5) Вычислить приведенный радиус кривизны ρ_Σ и приведенную кривизну k_Σ, по формулам (2).
6) Вычислить контактные напряжения по известной формуле Герца:

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{F \cdot (\rho_1 + \rho_2) \; \cdot E_1 \; \cdot E_2}{\pi \cdot b_2 \; \cdot \rho_1 \cdot \rho_2 \cdot [E_1 \; \cdot (1 - \nu_2^2) + E_2 \; \cdot (1 - \nu_1^2)]}} \qquad (6)$$

7) Найти все качественные показатели и построить диаграммы для них.

4 Система исходных данных и результатов расчета, расчетные схемы, математические модели, элементы интерфейса и программы кратко описаны в статье [16] настоящего сборника трудов.

5 Примеры решения задач анализа по созданным программам

Ниже на рис. 9 и рис. 10 приведены результаты решения двух задач. Каждая из задач – небольшое исследование. В задаче 1 набор исходных данных такой же, как при проверочных расчетах всех передач. Для рис. 9 они таковы: a_w=150 мм, i_{12}=2, z_1=15, $h_{a1}^*=h_{a2}^*$=1, P_1=40квт, n_1=600об/мин; ширина колеса b_2=43.6мм подобрана так, чтобы при $\alpha_w=20^0$ контактные напряжениях σ_H по Герцу в полюсе зацепления W были σ_H=1000Мпа.

Задача 1 – Для дополюсной цилиндрической передачи с линией зацепления Σ в виде отрезка прямой, проходящей через полюс зацепления W выяснить, как изменяются кривизны и контактные напряжения вдоль заданной линии зацепления. Заметим, что программа “не знала“, что анализу подвергается эвольвентное зацепление. Более того, не находились и сами эвольвентные профили зубьев. Хотя программа и нашла точку N_1 – одну из крайних точек теоретической линии зацепления. Нашла её как точку на линии зацепления, в которой радиус кривизны профиля зуба шестерни ρ_1=0. Левее точки N_1 касание зубьев невозможно, т.к. здесь сопряженный профиль зуба шестерни формируется внутри зуба колеса, и приведённый радиус кривизны ρ_Σ=0 – см. нижнюю правую диаграмму на рис. 9. Было сделано сравнение всех диаграмм, представленных на рис. 9, с результатами расчетов по другим нашим программам для проектирования эвольвентных передач. Результаты по кривизнам и по σ_H совпадают.

Задача 2 – Исследовать зацепление с непрерывной самопересекающейся линией зацепления, расположенной во всех четырёх квадрантах вокруг полюса зацепления. Такие линии зацепления типичны, например, для

станочных зацеплений (при формировании впадин зубьев всех зубчатых колёс). Результаты исследования представлены на рис. 10.

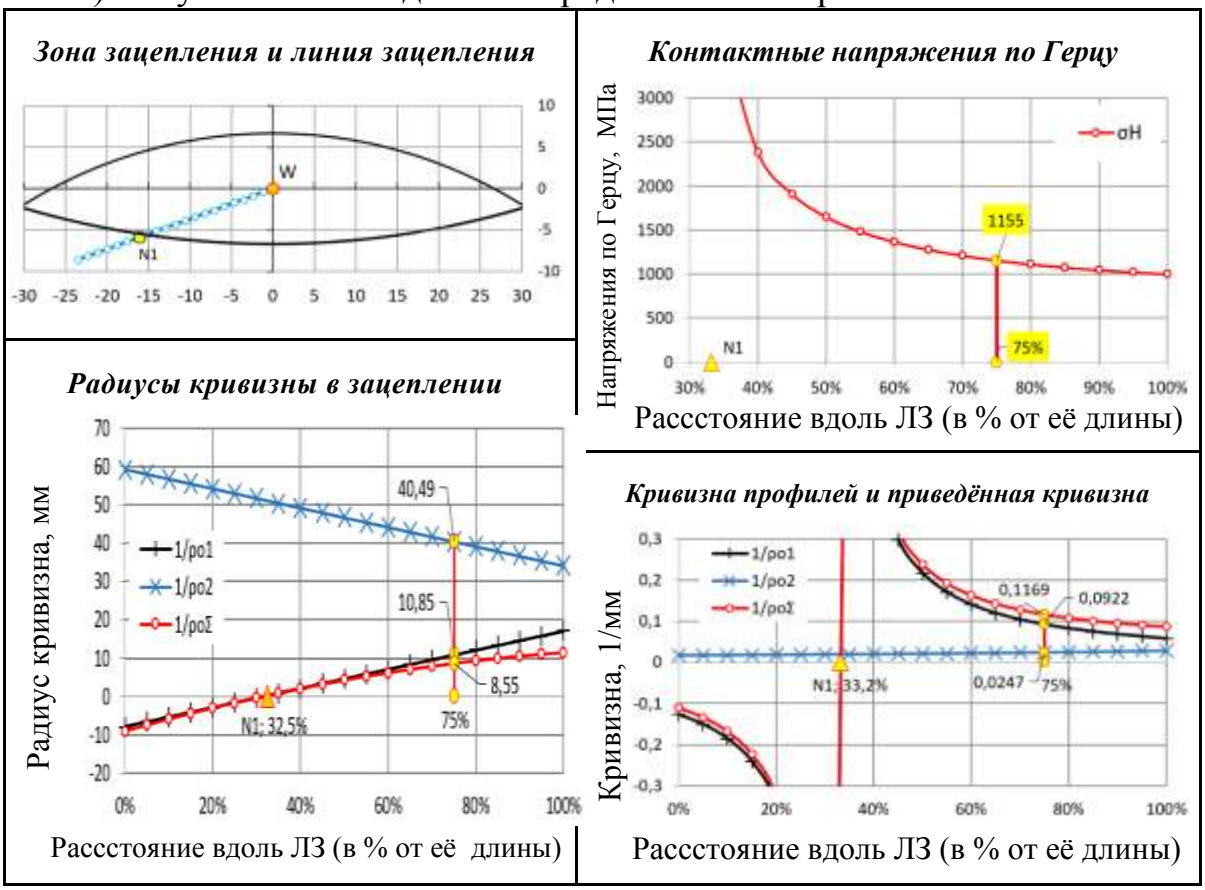


Рис. 9. Анализ работы дополюсной передачи с линией зацепления Σ в виде отрезка прямой, проходящей через полюс зацепления W

В задаче 2: показано поведение функции (3) вблизи особых точек, уточнен знак в формуле (3), рассмотрена погрешность вычислений. Саму линию зацепления Σ задавали не её уравнением, а множеством точек Σ; и касательную $\boldsymbol{\tau}$ к Σ (угол θ_0 на рис. 3) находили разностным методом. Множество точек Σ получили, рассмотрев реечную передачу, в которой на производящей рейке *профиль зуба* Σ_0 *был дугой окружности радиуса* $\rho_0=30$*мм* – см. диаграмму вверху на рис. 10. Расчеты вели по уточнённой базовой формуле:

$$\rho_0 = -sign(x \cdot y)\sqrt{x^2+y^2}\cdot\left(1+\frac{\tan\alpha}{\tan\lambda}\right) \qquad (7)$$

где x, y – координаты точки на Σ в системе координат XWY (рис. 2).

На рис. 10 на диаграммах $\rho_0=\rho_0(S)$ и *погрешность* $\rho_0=f(S)$ видно, что полученные значения ρ_0 отличаются от заданного радиуса кривизны профиля рейки (задано $\rho_0=30$*мм*) лишь на сотые доли микрометра. По рис. 10 видно, что особыми точками для базовых функций (3) и (7) являются точки пересечения Σ с осями координат. Вблизи от особых точек точность вычислений резко падает, а в особых точках есть разрывы второго рода, т.е. функции устремляются в $\pm\infty$. Это не следует считать ущербностью

базовой формулы – формула лишь отражает физическую реальность. Но наличие особых точек требует разработки особых алгоритмов вычислений.

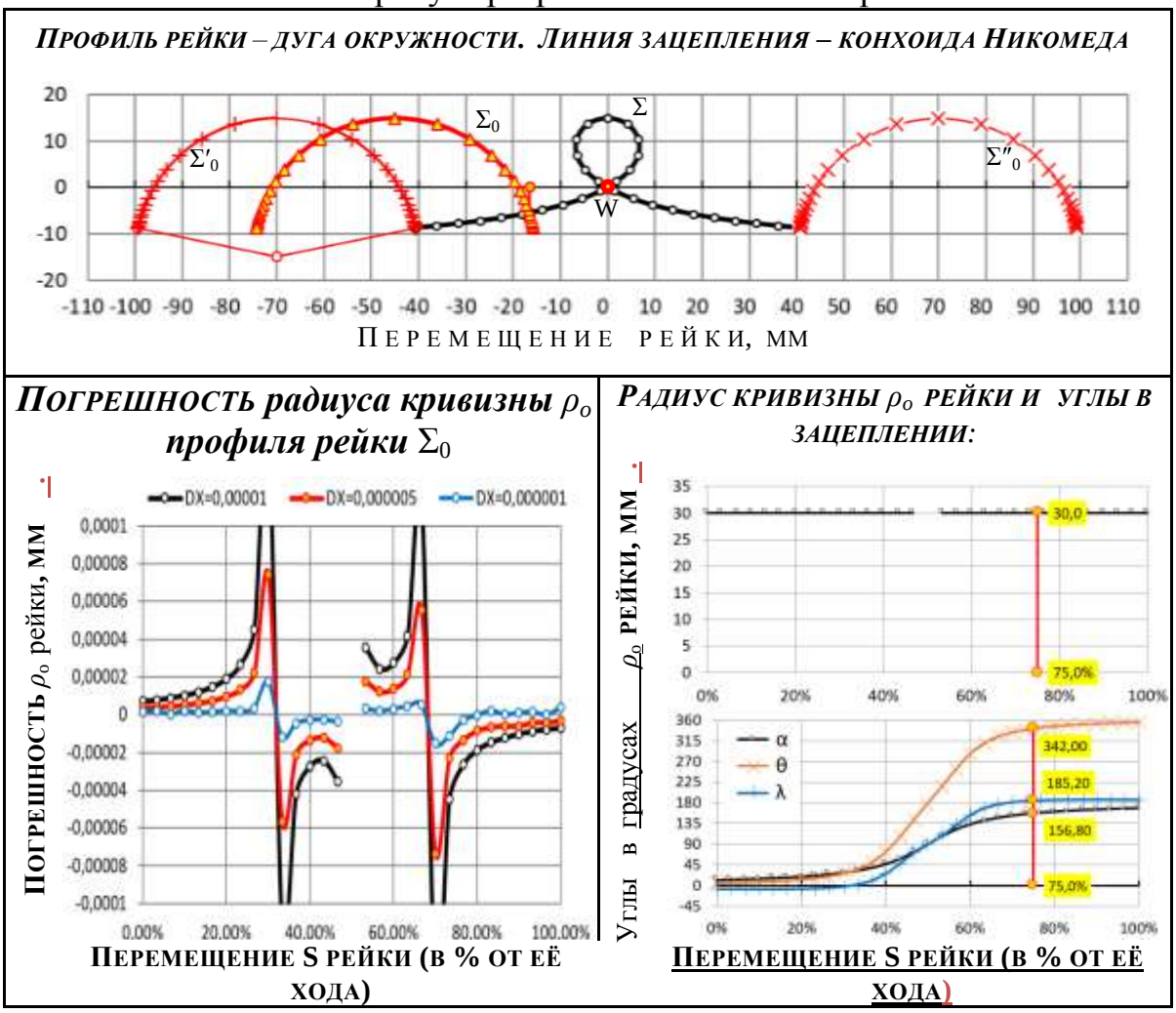


Рис. 10. Применимость базовой формулы для сложных самопересекающихся линий зацепления и оценка точности вычислений по базовой формуле

Выше в статье рассмотрено влияние параметров линии зацепления только на кривизну и контактные напряжения по Герцу. Проводится работа по нахождению и отображению большой гаммы локальных и глобальных показателей зубьев и зацепления. Основа – работы [17-18].

Выводы

Базовые формулы (3) и (7) – универсальны и эффективны, и могут быть рекомендованы для использования при решении многих задач анализа и синтеза разнообразных плоских зацеплений.

Работа выполнена в рамках проекта № 9.6355.2017/БЧ госзадания Минобрнауки РФ на 2017–2019 гг. в ТИУ.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

[1] Olivier T. Theorie geometrique des engrenages, Paris, 1842.
[2] Литвин Ф.Л. Теория зубчатых зацеплений. – М.: Наука. 1968. – 584 с.
[3] Болотовский И.А., Безруков В.И., Васильев О.Ф. и др. Справочник по геометрическому расчету эвольвентных зубчатых и червячных передач. – М.: Машиностроение,1986. – 448с.
[4] Гольдфарб В.И., Ткачёв А.А. Проектирование эвольвентных цилиндрических передач. Новый подход. – Ижевск: Изд-во ИжГТУ, 2004. – 94 с.
[5] Вулгаков Э.Б. Теория эвольвентных зубчатых передач. – М.: Машиностроение, 1995. – 320 с.
[6] Litvin F.L., Feng P.-H. and Lagutin S.A. Computerized Generation and Simulation of Meshing and Contact of New Type of Novikov-Wildhaber Helical Gears/NASA Report CR-2000-209415/ARL-CR-428, 2000, – 55 p.
[7] Бабичев Д.Т. Теоремы о линейных и квадратных уравнениях зацепления и их решение / Современное машиностроение: Наука и образование /– СПб.: Изд-во СПбГТУ – 2017. с. 80-90**.** ISSN 2223-0807
[8] Шишов В.П., Носко П.Л., Филь П.В. Теоретические основы синтеза передач зацеплением. – Луганск: СНУ им. Даля, 2006. – 408 с.
[9] Бабичев Д.Т., Сторчак М.Г., Бабичев Д.А. Основы концепции синтеза рабочих поверхностей зубьев цилиндрических передач, обладающих заданной контактной прочностью / Современное машиностроение. Наука и образование. – СПб: Изд-во СПбГТУ. 2012. с. 150-160.
[10] Babichev D. and Storchak M. Synthesis of cylindrical gears with optimum rolling fatigue strength. / Production Engineering. Research and Development., Springer, v.9, N.1, 2015 pp. 87-97. ISSN 0944-6524.
[11] Лагутин С.А. Пространство зацепления и его элементы. №4. – Машиноведение. 1987. – с. 69–73.
[12] Бабичев Д.Т., Лагутин С.А., Бармина Н.А. Обзор работ русской школы теории и геометрии зацеплений. / Часть 1. Истоки теории зацеплений и период её расцвета в 1935-1975 годы / Теория механизмов и машин. Том 14. 2016. №3(31). – СПб.: Изд-во СПбГУ. с. 101-134. ISSN 2079-0201
[13] Бабичев Д.Т., Лагутин С.А., Бармина Н.А. Обзор работ русской школы теории и геометрии зацеплений. / Часть 2. Развитие классической теории зацеплений и становление теории реальных зацеплений в 1976-2000 годы. Том 15. 2017. №3(35). – СПб: Изд-во СПбГУ. с. 86-130. ISSN 2079-0201
[14] Babichev D.A., Serebrennikov A.A., Babichev D.T. Qualitative indexes of flat engagements operation. / The 7th international Conference IRMES 2011: 8.8. – Zlatibor, Serbia. 2011. pp. 623-630.
[15] D. Babichev and M. Storchak. Quality Characteristics of Gearing / Mechanisms and Machine Science, Vol. 51: Advanced Gear

Engineering. – Springer, Switzerland. 2018. pp. 73-90. ISSN 2211-0984 ISSN 2211-0992 (electronic); DOI 10.1007/978-3-319-60399-5.
[16] Лебедев С.Ю., Бабичев Д.Т. Разработка комплекса программ для анализа и оптимизационного синтеза цилиндрических передач / Современное машиностроение: Наука и образование. – Санкт-Петербург: Изд-во СПбГТУ, 2018**.** (В печати).

D.T. Babichev, S.Yu. Lebedev, D.A. Babichev

BASICS OF ENGINEERING CYLINDRICAL GEARS IN THE INITIAL SYNTHESIS OF THE OPTIMAL MESHING LINES IN THE FACE SECTION

Tyumen Industrial University, Tyumen, Russia;

Abstract

One of the directions for synthesizing tooth profiles of cylindrical gears is to find the meshing line first, analyzing the contact conditions of the teeth on a set of points located on a fixed plane. This is hampered by 2 factors. First, in order to find σ_H, one must know ρ_1, and it is still unknown. Secondly, in order to find the profile of the tooth, knowing the meshing line, it is necessary to solve the differential equation of the meshing with high accuracy by numerical methods. Do this many times inside the optimization procedures is time-consuming. The authors managed to overcome both negative factors. For this purpose, in addition to the Euler-Savary equation, we obtained the basic formula and developed an algorithm for finding the curvature of the conjugate tooth profiles in plane gearing through the parameters of the meshing line. The basic formula makes it possible to calculate the radius of curvature ρ_0 of the counterpart rack through only three local parameters of the meshing line: through two angles and through the distance WK of the contact point K from the point of contact W. In this paper, examples are given of solving various problems of curvature analysis and σ_H in cylindrical gears, developed on the basis of the basic formula and the Euler-Savary equations. This is done without finding the tooth profiles themselves.

Key words: theory of meshing, geometry of meshing, optimal meshing line.

REFERENCES

[1] Olivier T. Theorie geometrique des engrenages, Paris, 1842.
[2] Litvin F. L. Theory of Gearing. – M.: Nauka. 1968. – 584 p. (rus.)

[3] Bolotovsky I. A., Bezrukov V. I., Vassiliev O. F. et al, Reference Book on Geometrical Analysis of Involute Spur and Helical and Worm Gears. – M.: Mashinostroyeniye,1986. –448c. (rus.)
[4] Goldfarb V. I, Tkachev A. A, Design of involute spur and helical gears. New approach. – Izhevsk: ISTU, 2004. – 94 p. (rus.)
[5] Vulgakov E. B. Theory of involute gearing. – M.: Mashinostroyeniye, 1995. – 320 p. (rus.)
[6] Litvin F.L., Feng P.-H. and Lagutin S.A. Computerized Generation and Simulation of Meshing and Contact of New Type of Novikov-Wildhaber Helical Gears/NASA Report CR-2000-209415/ARL-CR-428, 2000, – 55 p.
[7] Babichev D. T. Theorems of linear and square equations of meshing and their solution. / Advanced mechanical engineering: Science and education.– Saint Petersburg. 2017. pp. 80-90**.** ISSN 2223-0807 (rus.)
[8] Shishov V. P., Nosko P. L., Fyl' P. V. Theoretical fundamentals of synthesis of gearing. – Lugansk: Dal' SNU, 2006. – 408 p. (rus.)
[9] Babichev D. T., Storchak M. G., Babichev D. A. Fundamentals of concept of synthesis of operating flanks of spur and helical gears with assigned contact strength / Advanced mechanical engineering. Science and education. St-Petersburg, Publishing House of the Polytechnic University, 2012. p. 150-160. ISSN 2223-0807. (rus.)
[10] Babichev D. and Storchak M. Synthesis of cylindrical gears with optimum rolling fatigue strength. / Production Engineering. Research and Development. Springer, v.9, N.1, 2015 pp. 87-97. ISSN 0944-6524.
[11] Lagutin S. A. Meshing space and its elements. №4. – Mashinovedeniye. 1987. pp. 69–73. (rus.)
[12] Babichev D.T., Lagutin S.A., Barmina N.A. Overview of the works of the Russian school of theory and geometry of meshing. / Part 1. The origins of the theory of meshing and the re-emergence of its heyday in 1935-1975 / Theory of mechanisms and machines. Tom 14. 2016. №3 (31). – Saint Petersburg. pp. 101-134. ISSN 2079-0201 (rus.)
[13] Babichev D.T., Lagutin S.A., Barmina N.A. Overview of the works of the Russian school of theory and geometry of meshing. / Part 2. Development of the classical theory of links and the formation of the theory of real links in 1976-2000. Tom 15. 2017. №3(35). – Saint Petersburg. pp. 86-130. ISSN 2079-0201 (rus.)
[14] Babichev D.A., Serebrennikov A.A., Babichev D.T. Qualitative indexes of flat engagements operation. / The 7th international Conference IRMES 2011: 8.8. – Zlatibor, Serbia. 2011. pp. 623-630.
[15] D. Babichev and M. Storchak. Quality Characteristics of Gearing / Mechanisms and Machine Science, Vol. 51: Advanced Gear Engineering. – Springer, Switzerland. 2018. pp. 73-90. ISSN 2211-0984 ISSN 2211-0992 (electronic); DOI 10.1007/978-3-319-60399-5.
[16] S.Yu. Lebedev, D.T. Babichev. Development of the program complex for

analysis and optimization synthesis of cylindrical gears / Advanced mechanical engineering: Science and education. – Saint Petersburg. 2018. (rus.) (In press).

ISSN 2223-0807
Современное машиностроение: Наука и образование :
материалы 7-й международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н.Евграфова и А.А. Поповича.- СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2018.

DOI 10.1872/MMF-2018-59
УДК 621.9.417

А.Э. Волков[1], В.И. Медведев[2], Д.С. Матвеенков[3]

АЛГОРИТМ ОПТИМИЗАЦИОННОГО СИНТЕЗА СПИРАЛЬНО-КОНИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

[1]Андрей Эрикович Волков,
Московский государственный технологический университет «СТАНКИН»
Россия, Москва
Тел.: (499)972-9480, E-mail: volkov411@gmail.com

[2]Владимир Иванович Медведев
Московский государственный технологический университет «СТАНКИН», Россия, Москва
Тел.: (499)972-9480,
E-mail: vladimir.ivanovich.medvedev@gmail.com

[3]Дмитрий Сергеевич Матвеенков
Московский государственный технологический университет «СТАНКИН», Россия, Москва
Тел.: (499)972-9480,
E-mail: 1mdiman@mail.ru

Аннотация

Излагается алгоритм синтеза конических передач с круговыми зубьями. Алгоритм позволяет осуществить поиск формы боковых поверхностей зубьев, обеспечивающей минимум контактных давлений в передаче заданной конструкции. Сформулирована задача оптимизации с ограничениями. В качестве ограничений при оптимизации принимается наличие заданных отрывов пятна контакта от кромок зубьев. Для расчета формы, размеров пятна контакта и контактных давлений используется программный комплекс «Эксперт». Дан пример оптимизации.

Ключевые слова: конические передачи с круговыми зубьями, оптимизация с ограничениями, локализованный контакт, контактные давления, пятно контакта

Введение. Задача технологического синтеза конических передач с круговыми зубьями, т.е. задача расчета значений наладок зубообрабатывающих станков, является многопараметрической многокритериальной задачей. Обычно она решается либо по приближенным соотношениям, разработанным В.Н. Кедринским [1] и другими учеными [2], либо путем решения систем уравнений, которые описывают требуемые условия зацепления [3-9]. Ранее авторами статьи было разработано и представлено в [10] решение задачи оптимизационного технологического синтеза за счет варьированию формы боковой поверхности зуба шестерни с целью минимизации контактных давлений. В данной статье описан новый алгоритм оптимизационного синтеза, который по сравнению с предыдущим вариантом внесены существенные уточнения. Алгоритм основан на программных модулях программного комплекса (ПК) "Эксперт" [11].

Как было показано в работах авторов [10, 12] неудачный выбор формы зацепляющихся поверхностей во многих случаях является причиной кромочного контакта, который приводит к резкому увеличению контактного давления. В ПК "Эксперт" имеются два программных модуля, предназначенных для решения контактной задачи теории упругости. Первый, основанный рассмотрении зубьев как упругих трехмерных тел (негерцевское решение контактной задачи), достаточно трудоемок, что не позволяет использовать его в процессе минимизации [13]. Второй базируется на решении Г. Герца задачи о контакте двух бесконечных тел, ограниченных поверхностями двоякой кривизны [14], и может быть использован как инструмент для анализа зацепления под нагрузкой в процессе минимизации контактного давления.

Применимость решения Герца в зубчатых передачах была обоснована в работе [15] при условии, что все эллипсы контакта не выходят за пределы боковой поверхности зуба. В этом случае контактные давления, полученные на основе решения Герца, отличаются от давлений, полученных с использованием более точного негерцевского решения, не более чем на 3%.

Таким образом, если для оптимизации используется решение Герца, то необходимо стремиться к локализованному контакту не только на финальной стадии, но и на каждом итерационном шаге. Однако, как показывает практика использования оптимизационного синтеза в процессе поиска возможен выход пятна контакта на кромки зуба. В этом случае решение Герца неприменимо. Выход из этой ситуации предлагается в дополнительном расчете отрывов (т.е. расстояний) пятна контакта от кромок зуба шестерни и колеса.

В предлагаемой статье рассматривается уточненный алгоритм оптимизационного синтеза по сравнению с описанным в статье [10].

Постановка задачи оптимизационного синтеза. Контакт будем называть локализованным, если мгновенные контактные площадки не выходят за пределы контура зубьев даже при максимальной нагрузке и допустимых погрешностях шага f_{pt} зубьев. Степень локализации контакта определяется для каждого из колес тремя величинами (рис.1):

- отрывом Δ_a пятна контакта от вершины зуба;
- отрывами Δ_e, Δ_i от внешней и внутренней кромок зуба.

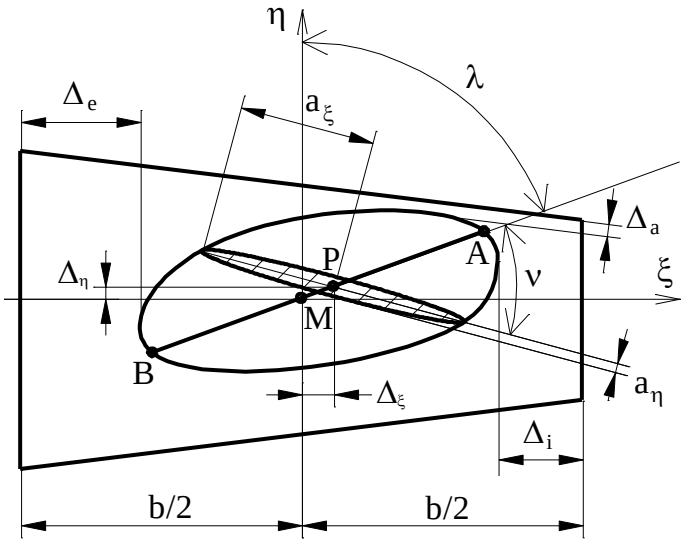


Рис. 1. Отрывы пятна контакта от кромок зубьев при локализованном контакте

Отрыв от кромки будем считать величиной со знаком. Отрыв равен расстоянию от пятна контакта до кромки зуба, вычисленный по нормали к ней. Отрывы считаются положительными в случае локализации контакта, т.е. когда пятно контакта полностью расположено внутри контура зуба (рис.1). Отрыв считается отрицательным, если пятно контакта, найденное с помощью решения Герца, выходит за пределы контура зуба. Отрицательный отрыв диагностирует наличие кромочного контакта.

В результате решения задачи синтеза должны быть определены оптимальные значения наладок и оптимальные боковые поверхности зубьев, которые обеспечивают минимум максимального по всем фазам зацепления контактного давления σ_H при локализованном контакте. Так как при отрицательных отрывах решение Герца контактной задачи несправедливо, то и находить его в этом случае не имеет смысла. Поэтому в первую очередь необходимо добиться положительных отрывов пятна контакта от кромок зубьев, а уже затем решать контактную задачу.

Требуемые значения Δ_{ar}, Δ_{er}, Δ_{ir} указанных выше отрывов являются исходными данными при решении задачи оптимизации.

Заметим, что оптимальные значения наладок и оптимальная форма боковых поверхностей зубьев зависят от нагрузок. При нагрузке большей, чем та, которая принята в качестве максимально допустимой при минимизации, возможен кромочный контакт. А при кромочном контакте полученное решение становится не оптимальным ввиду резкого повышения контактных давлений.

Задача оптимизационного синтеза сводится к построению поверхностей зубьев, обеспечивающих максимальную длину a_ξ большей полуоси мгновенного эллипса контакта в середине интервала зацепления пары зубьев. Заметим, что значение a_ξ ограничено размерами боковой поверхности зуба.

Локализация контакта в передаче оценивается четырьмя величинами: Δ_{a1}, Δ_{a2}, Δ_i и Δ_e. Для уменьшения числа исследуемых параметров в [10] введены новые переменные: $X = \Delta_i + \Delta_e$ и $Y = \Delta_{a1} + \Delta_{a2}$.

Здесь X – сумма отрывов пятна контакта от внутреннего и внешнего торца шестерни или колеса; Y – сумма отрывов пятен контакта от верхней кромки на колесе и шестерни. Дополнительным исходным данным при решении задачи оптимизации является X_r – требуемое значение суммы отрывов пятна контакта от поперечных торцев.

В качестве ограничений при минимизации примем

$$1{,}8\Delta_{ar} < Y < 2{,}1\Delta_{ar}; \quad (1)$$

$$\left|\Delta_{a1} - \Delta_{a2}\right| < 0{,}2Y; \quad (2)$$

$$X_r < X < 1{,}1X_r; \quad (3)$$

$$\left|\Delta_i - \Delta_{ir}\right| < 0{,}3\Delta_{ir}; \quad (4)$$

$$\left|\Delta_e - \Delta_{er}\right| < 0{,}2\Delta_{er}; \quad (5)$$

$$f < 0{,}7w_0. \quad (6)$$

Нижний индекс «1» относится к шестерне, а индекс «2» – к колесу.

Условия (1) и (2) требуют, чтобы отрывы пятен контакта на боковых поверхностях колеса и шестерни от вершинной кромки не сильно отличались друг от друга и от требуемого значения Δ_{ar}.

Условия (3), (4) и (5) налагают ограничения на отрывы пятна контакта от поперечных кромок зуба шестерни.

Условие (6) учитывает тот факт, что слишком большая неравномерность f передачи вращения при зацеплении приводит к вибрациям. Здесь w_0 – упругое сближение зубьев под действием нагрузки в середине интервала зацепления.

Условия (1) – (6) в соответствии с данным выше определением локализованного контакта должны выполняться при максимальной

допустимой нагрузке с учетом допустимой погрешности f_{pt} шага зубьев.

Основные идеи, положенные в основу алгоритма оптимизационного синтеза. Для решения поставленной выше задачи составлен алгоритм синтеза передачи, отличающийся от алгоритмов, описанных в работах [8, 10]. Исходными данными для выполнения алгоритма являются:

- геометрические характеристики зубчатой пары;
- расчетный крутящий момент на валу колеса, модуль Юнга и коэффициент Пуассона шестерни и колеса;
- геометрические параметры инструмента для обработки колеса.

В результате выполнения алгоритма выбираются оптимальные значения параметров синтеза. К параметрам синтеза относятся:

1) смещения Δ_ξ, Δ_η расчетной точки P на боковой поверхности зуба колеса относительно средней точки M зуба (рис.1);

2) длина a_ξ большей полуоси мгновенной контактной площадки при контакте зубьев в середине интервала зацепления (рис.1);

3) угол λ между рабочей линией (траекторией движения центра мгновенного эллипса контакта) и перпендикуляром к линии зуба колеса в расчетной точке (рис.1);

4) максимальный зазор f на интервале пересопряжения зубьев, который в дальнейшем характеризует степень неравномерности передачи вращения;

5) коэффициент K_m модификации движения обкатки.

Результатом синтеза являются значения наладок зубообрабатывающего станка для обработки разных сторон зубьев шестерни и колеса. В работе [12] даны рекомендации по выбору значений всех параметров синтеза.

Таким образом, задача сводится к определению набора параметров синтеза, при которых выполняются условия (1) – (6) при наибольшем значении a_ξ.

Синтез и последующий анализ зацепления основан на следующих предположениях. В каждый момент времени пара зубьев зацепляющихся колес контактирует по площадке, которая при отсутствии интерференции близка к эллипсу. Форма эллипса в центре зацепления определяется длинами a_ξ, a_η большей и меньшей полуосей, а площадь эллипса пропорциональна произведению этих полуосей

$$S = \pi a_\xi a_\eta. \qquad (7)$$

Максимальное давление σ_H имеет место в центре мгновенного эллипса контакта и определяется зависимостью

$$\sigma_H = \frac{3}{2}\frac{F_n}{S}. \quad (8)$$

Нормальное контактное усилие F_n связано с заданным моментом M_{giv} на валу колеса приближенным соотношением

$$F_n = \frac{M_{giv}}{r\cos\alpha\cos\beta}, \quad (9)$$

где r – средний делительный радиус колеса; α – угол профиля; β – угол спирали.

Максимальное контактное давление при оптимальном зацеплении должно действовать вдали от кромок зубьев. Для выполнения такого условия в работе [10] сформулированы кинематические требования к передаче. В той же работе приведены закономерности, на которых основан алгоритм оптимизационного синтеза.

Алгоритм оптимизационного синтеза. Итерационный поиск осуществляется за счет варьирования значений двух групп параметров:

- параметров синтеза Δ_ξ, Δ_η, a_ξ, λ, f;

- конструктивных параметров передачи β, m_n, h_a^*, x_n.

Здесь h_a^* – коэффициент высоты головки зуба; x_n – коэффициент смещения у шестерни.

В алгоритме оптимизационного синтеза предусмотрена двухуровневая оптимизация. На первом уровне варьируются конструктивные параметры передачи при сохранении габарита передачи. На этом уровне основным варьируемым параметром является угол β спирали, а остальные параметры (m_n, h_a^*, x_n) изменяются с целью сохранения размеров передачи [16]. На втором уровне для каждого набора значений конструктивных параметров определяется оптимальный набор значений параметров синтеза.

В предлагаемой статье рассмотрена та часть уточненного алгоритма оптимизационного синтеза, при котором конструктивные параметры передачи считаются фиксированными, а варьируются только параметры синтеза.

Модификацию обкатки при обработке колеса учитывать не будем.

На каждой итерации определяются значения наладок, проводится анализ контакта с вычислением максимального контактного давления, рассчитываются значения отрывов пятна контакта от кромок. Так как погрешность определения отрывов велика, то минимизации производится шаговым методом. Причем на каждом из шагов изменяется значение только одного параметра синтеза.

Для первой итерации рассчитываются начальные приближения варьируемых параметров. Их значения предложены в работе [17]:

$\Delta_\eta = 0{,}75 m_n x_n$, $\Delta_\xi = -\left(\Delta_{er} - \Delta_{ir}\right)/2$, $\lambda = 70°$, f = 0 и

$$a_\xi = \min\left(b/3 \quad 0{,}8\, h_a^* m_n / \sin\nu\right). \tag{10}$$

Здесь угол ν определяет ориентацию эллипса контакта (рис.1), и равен углу между линией зуба и большей полуосью эллипса. Его значение можно вычислить с помощью соотношения

$$\nu = arctg\left(\sin\alpha \cdot tg\beta\right). \tag{11}$$

Затем осуществляется синтез передачи и подсчитывается упругое сближение w_0 зубьев при однопарном контакте в расчетной точке P. Наконец, определяется начальное приближение величины f [12, 18]

$$f = \left(2w_0 + f_{pt1} + f_{pt2}\right)/k, \tag{12}$$

где k = 8 при $b/h_a^* > 8m_n$ и k = 6 в противном случае. Здесь f_{pt1}, f_{pt2} – максимальные допустимые разности окружных шага зубьев шестерни и колеса.

Алгоритм оптимизационного синтеза позволяет определить значения варьируемых параметров, обеспечивающих наличие заданных отрывов пятна контакта от всех кромок зуба. В процессе анализа зацепления возможны три варианта событий:

1) кромочный отрыв мал или отсутствует;

2) кромочный отрыв соответствует требуемому значению;

3) кромочный отрыв превышает требуемое значение.

Трем указанным вариантам событий соответствует блок-схема алгоритма, представленная на рис.2.

При 1-м событии имеет место кромочный контакт. Для его устранения и локализации контакта возможны два пути.

Путь первый - увеличение неравномерности f (это влечет рост суммы отрывов X без существенного возрастания суммы отрывов Y) с последующим увеличением угла λ (при этом существенно возрастает сумма отрывов X, но уменьшается сумма отрывов Y).

Путь второй - уменьшение длины большей полуоси a_ξ мгновенного эллипса контакта, что приводит к росту суммы отрывов X и одновременному росту суммы отрывов Y.

Оба пути позволяют локализовать контакт, однако второй приводит к росту контактных давлений. Поэтому при реализации 1-го события в первую очередь используется увеличение неравномерности f (рис.3).

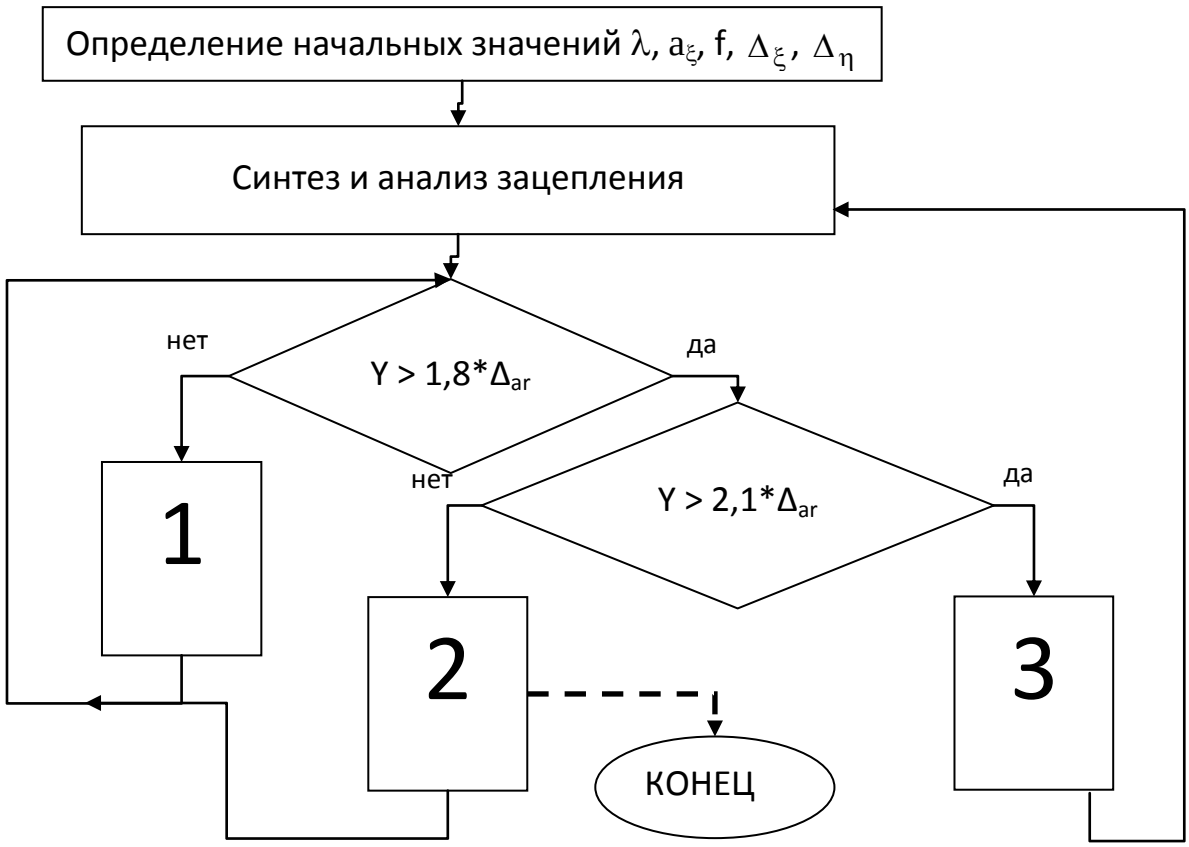


Рис. 2. Блок-схема, определяющая три возможных варианта событий

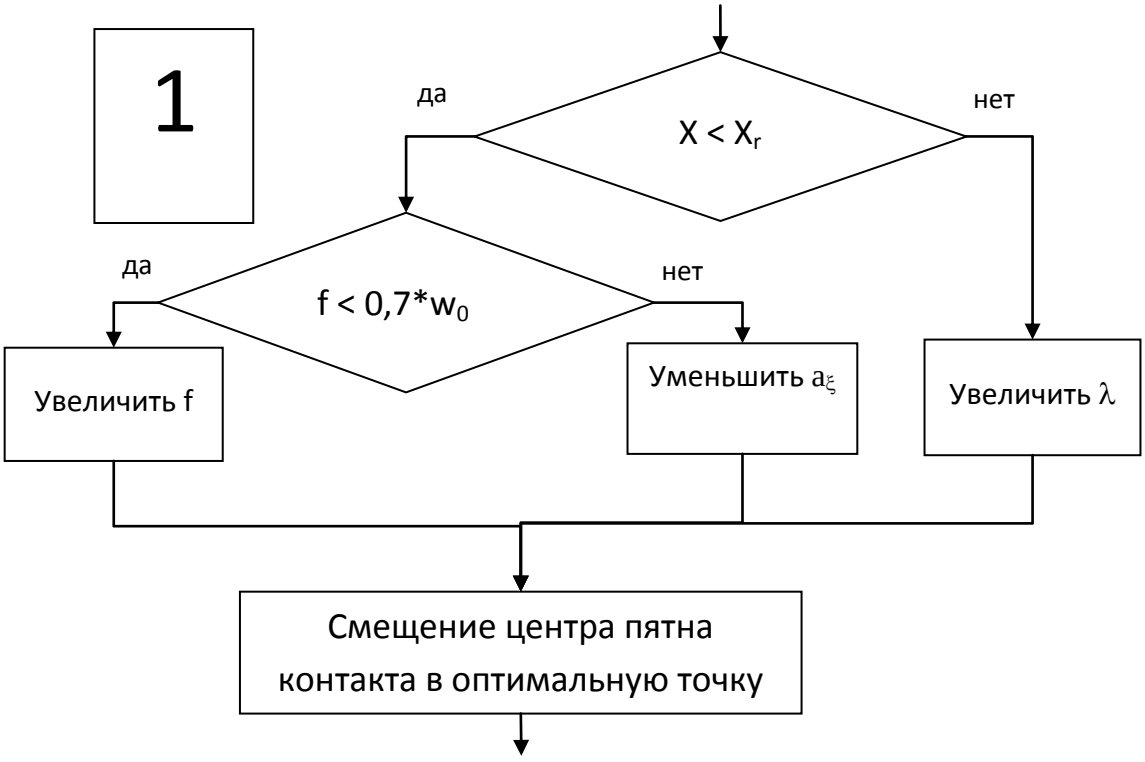


Рис. 3. Фрагмент алгоритма, соответствующий первому событию

После каждой итерации центр пятна контакта смещается в оптимальную точку. Оптимальной точкой центра пятна контакта названа [10] такая точка на поверхности зуба, при совмещении с которой центра пятна контакта отрывы от верхних кромок колеса и шестерни становятся практически одинаковыми, а отрывы от внешнего и внутреннего торцев обеспечивают отсутствие кромочного контакта при работе под нагрузкой. Таким образом, в результате смещения центра пятна контакта в оптимальную точку добиваются выполнения условий (2), (4), (5).

Смещение центра пятна контакта в оптимальную точку – процесс итерационный. В алгоритме предусмотрено пять итераций для такого смещения. На каждой итерации с номером k происходит уточнение значений двух параметров синтеза Δ_ξ, Δ_η следующим образом:

$$\Delta_\xi^k = \Delta_{1a} - Y/2 + \Delta_\xi^{k-1}; \quad \Delta_\eta^k = \Delta_i - \Delta_{er} + \Delta_\eta^{k-1}.$$

Во второй части алгоритма (рис.4) происходит уточнение решения либо за счет увеличения λ, либо за счет увеличения a_ξ, причем в каждом случае центр пятна контакта смещается в оптимальную точку. После этого определяются наладки и осуществляется анализа зацепления.

Алгоритм заканчивает работу, если сумма отрывов от торцев принадлежит интервалу допустимых значений: (1) – (5).

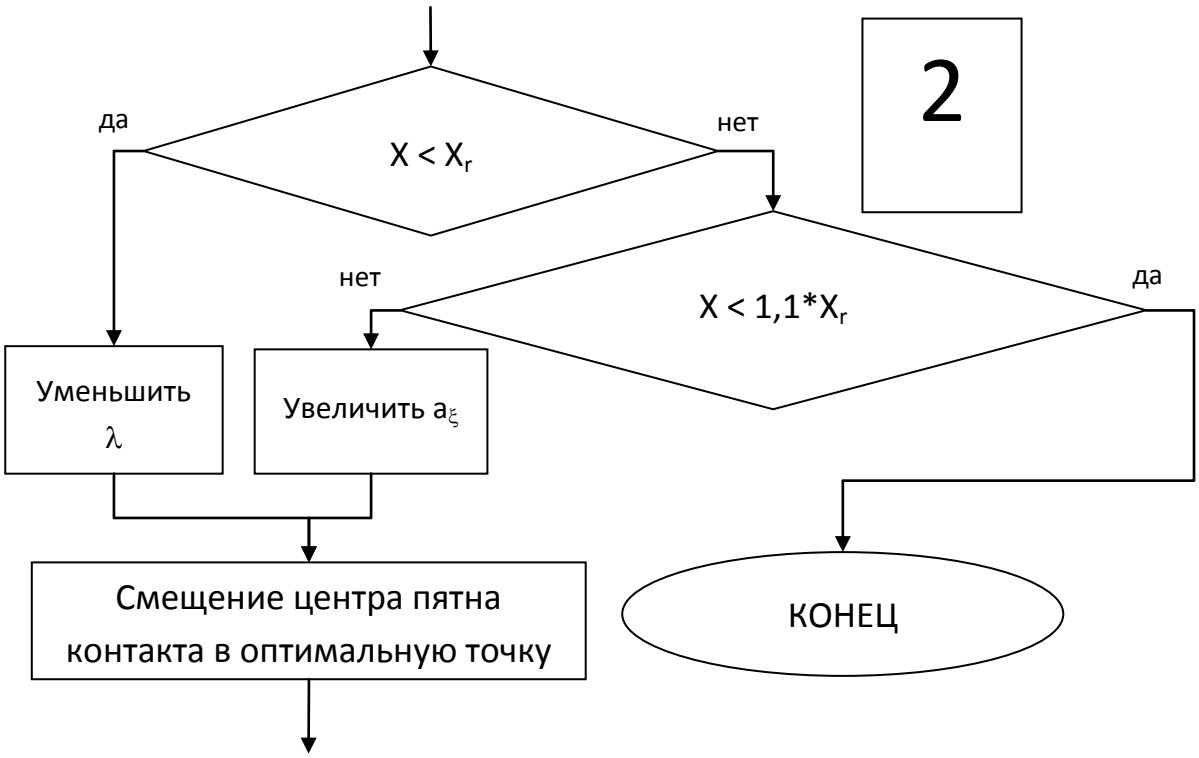


Рис. 4. Фрагмент алгоритма, соответствующий второму событию

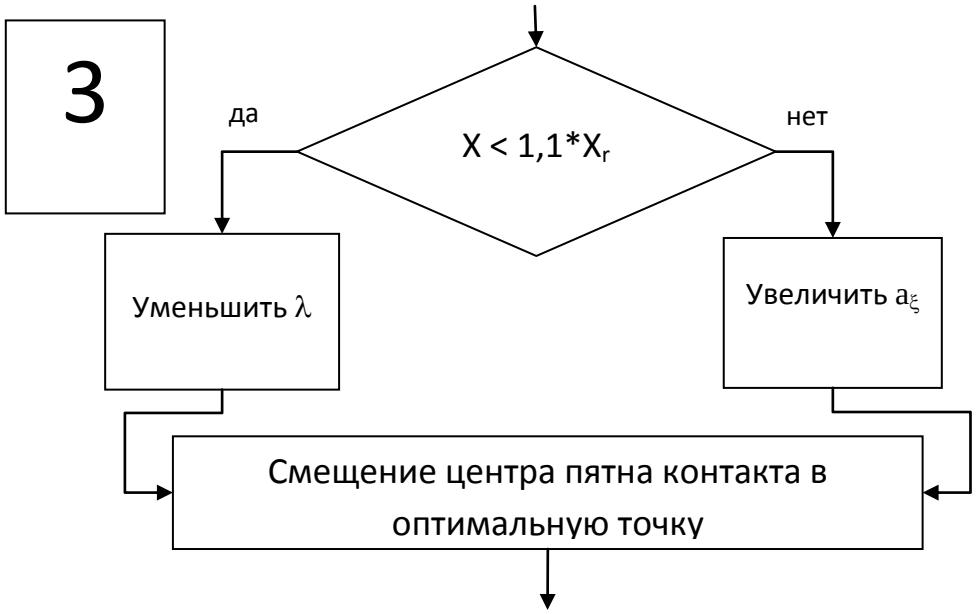


Рис. 5. Фрагмент алгоритма, соответствующий третьему событию

В третьей части алгоритма (рис.5) происходит обработка случая чрезмерно большого отрыва от верхней кромки. Для этого рассматриваются два пути: увеличить значение a_ξ, если сумма отрывов от торцев превышает допустимое значение, и уменьшить λ в противном случае.

Значения шагов изменения параметров синтеза приняты такими же, как и в работе [10].

Условием окончания оптимизации считается удовлетворение неравенств (1) – (5). Условие (6) выполняется в процессе минимизации автоматически.

Пример оптимизационного синтеза. В качестве примера рассмотрим ортогональную коническую пару с круговыми зубьями. Числа зубьев на шестерне и колесе соответственно равны 31 и 73. Средний нормальный модуль m_n = 5,946 мм. Угол спирали $\beta = 30°$. Большая ширина зубчатого венца: b/m_n = 70/5,946 = 11,77 > 8.

Погрешность шага зубьев $f_{pt1} = f_{pt2}$ = 0,01 мм. Модуль Юнга материала колеса и шестерни $E = 2{,}0 \cdot 10^5$ МПа, коэффициент Пуассона μ = 0,3. Пиковый момент на валу колеса M_{giv} = 20000 Нм.

Потребуем следующих ограничений, которые накладываются на отрывы пятна контакта от кромок зубьев: от продольной кромки Δ_{ar} = 0,4 мм; от внешней поперечной кромки Δ_{er} = 3,0 мм; от внутренней поперечной кромки Δ_{ir} = 0,8 мм. Требуемая сумма отрывов от поперечных кромок X_r = 3,8 мм; $1{,}1\,X_r$ = 4,18 мм; $1{,}8\,\Delta_{ar}$ = 0,72 мм;

$2{,}1\Delta_{ar}$ = 0,88 мм.

Пусть значения параметров синтеза на 1-м шаге оптимизации: λ = 70º; f = 0,00875 мм; Δ_η = 1,7 мм; Δ_ξ = -3 мм; a_ξ = 22 мм; K_m = -0,05 [12].

Результаты анализа контакта на 1-м шаге оптимизации приведены в табл.1.

Таблица 1

Δ_{a1}, мм	Δ_{a2}, мм	Y, мм	Δ_e, мм	Δ_i, мм	X, мм	σ_H, МПа
-3,03	-2,86	-5,89	9,26	0,8	10,06	–

Прочерк в последнем столбце табл.1 означает, что при расчете контактного давления с помощью решения Герца будет получен неверный результат, поскольку имеет место кромочный контакт (Y < 0).

На первом шаге получены пятна контакта на шестерне и на колесе, имеющие значительные отрицательные отрывы от верхней кромки зуба, что свидетельствует о кромочном контакте. Упругое смещение равно w_0 = 0,025 мм. Максимальное значение f, при котором возможно увеличение значения этого параметра, равно $0{,}7\,w_0$ = 0,0175. Из табл.2 видно, что условие (6) выполнено.

Пошаговые результаты оптимизации указаны в табл.2 (параметры синтеза) и табл.3 (характеристики зацепления).

Таблица 2

Значения параметров синтеза в процессе оптимизации

№ шага	λ, град	f, мм	Δ_η, мм	a_ξ, мм	Δ_ξ, мм
2	75	0,00875	1,6	22	0
3	80	0,00875	1,6	22	1
4	80	0,0092	1,7	22	0,2
5	80	0,0106	1,7	22	-3,5
6	81	0,0106	1,7	22	-3,5
7	81	0,0112	1,7	22	-3,5
8	82	0,0112	1,7	22	-4,3
9	82	0,0123	1,7	22	-4,3
10	82	0,0136	1,7	22	-4,3
11	83	0,0136	1,7	22	-4,3
12	83	0,01497	1,7	22	-3,3
13	84	0,01497	1,7	22	-4,3
14	84	0,017	1,7	22	-2,3
15	84	0,017	1,7	23	-3,3

16	84	0,017	1,7	24	-4,3
17	84,5	0,017	1,8	24	-4
18	84,5	0,0175	1,8	24	-4
19	84,8	0,0175	1,8	24	-4

Таблица 3

Результаты анализа контакта в процессе оптимизации

№ шага	Δ_{a1}, мм	Δ_{a2}, мм	Y, мм	Δ_e, мм	Δ_i, мм	X, мм	σ_H, МПа
2	-2,75	-2,56	-5,31	4,87	1,11	5,98	-
3	-1,97	-2,21	-4,18	3	0,71	-3,71	-
4	-1,91	-1,91	-3,82	-1,5	0,8	-0,7	-
5	-1,64	-1,37	-3,01	5,9	0,72	6,62	-
6	-1,31	-1,52	-2,83	3,35	-0,65	2,7	-
7	-1,1	-0,96	-2,06	4,8	0,84	5,64	-
8	-0,69	-1,05	-1,74	0,77	-0,69	0,08	-
9	-0,48	-0,53	-1,01	3,03	0,3	3,33	-
10	-0,19	-0,23	-0,42	6,37	1,41	6,78	-
11	-0,01	-0,05	-0,06	0,97	0,85	1,82	-
12	0,21	0,17	0,38	5,77	0,76	6,53	-
13	0,53	0,23	0,78	-2,03	1,05	-0,98	-
14	0,58	0,55	1,13	4,44	0,76	5,2	1758
15	0,44	0,45	0,91	5,9	0,7	6,6	1711
16	0,27	0,23	0,5	4,81	1,0	5,81	1676
17	0,41	0,21	0,61	2,54	0,85	3,39	1683
18	0,48	0,32	0,80	3,81	0,82	4,63	1668
19	0,42	0,43	0,85	3,04	0,84	3,88	1670

Передача, синтезированная на 19-м шаге итерационного процесса, проверена с использованием программного модуля «Контактные давления по Герцу» [19] программного комплекса ЭКСПЕРТ. Некоторые результаты представлены на рис.6. Слева вверху даны наладочные параметры зубообрабатывающих станков для нарезания колес зубчатой пары. Слева внизу – кривая Бакстера, т.е. график изменения погрешности положения ведомого колеса от угла поворота шестерни. Справа представлены пятна контакта на зубе шестерни (вверху) и зубе колеса (внизу), полученные при моделировании работы передачи под нагрузкой при пиковом моменте M_{giv}. Расчет показывает, что пятно контакта локализовано, а максимальное контактное давление равно 1670 МПа (табл.3).

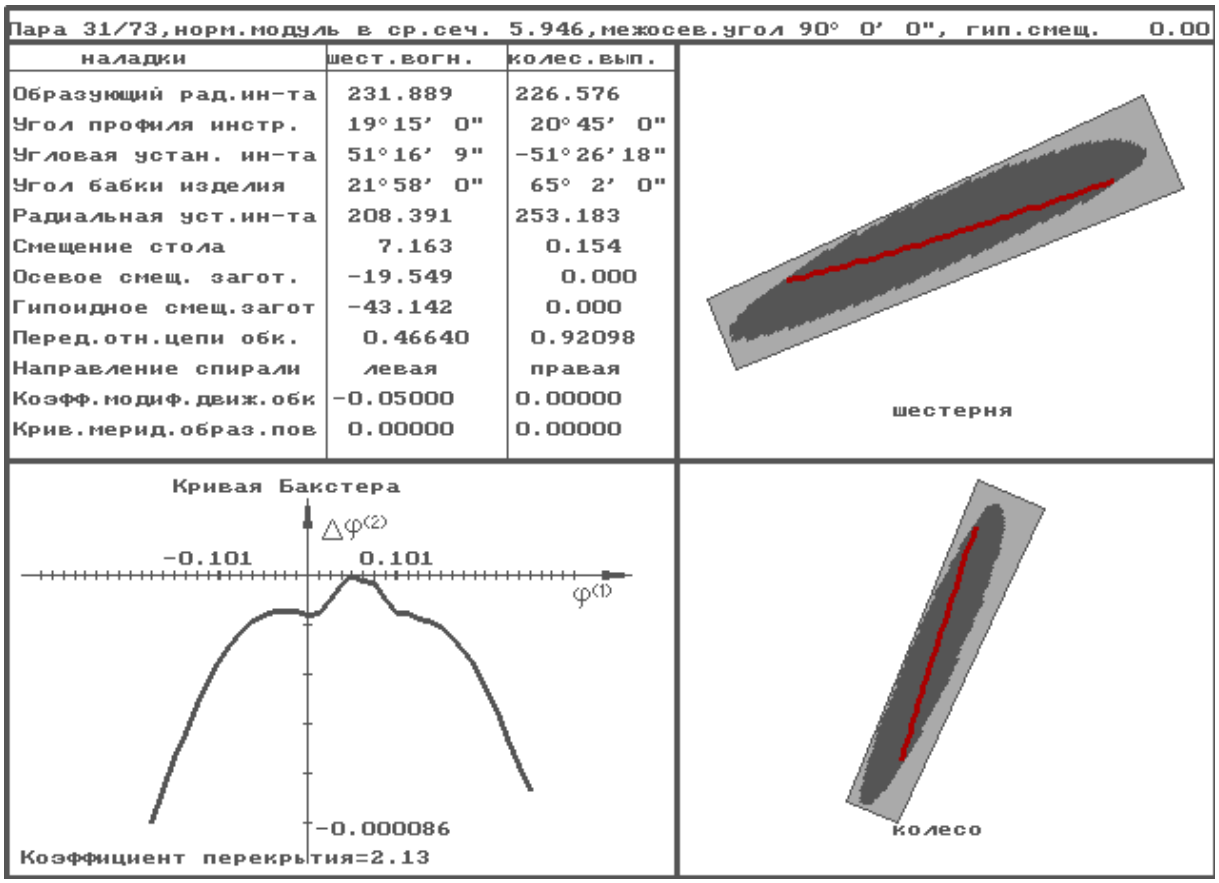


Рис. 6. Результаты анализа контакта оптимизированной передачи

Анализ результатов, приведенных в табл.2 и табл.3 позволяет сделать ряд выводов.

1. Полудлину мгновенной контактной площадки a_ξ удалось увеличить весьма незначительно, всего на 9%. Это связано с тем что первоначальный выбор параметра a_ξ оказался очень близким к оптимальному. Однако остальные параметры синтеза были далеки от оптимума, и именно поэтому потребовалось 19 итераций при оптимизационном поиске.

2. При оптимизации работал в основном фрагмент алгоритма, соответствующий первому событию, и только в самом конце (на 13 шаге) удалось перейти к выполнению второго события.

3. На первых тринадцати шагах алгоритма устранение кромочного контакта шло за счет увеличения угла λ и увеличения степени f неравномерности передачи вращения. И только после 14-го шага, когда был устранен кромочный контакт, появилась возможность увеличить полудлину a_ξ контактной площадки.

Следует обратить внимание на тот факт, что почти на каждом шаге корректировались значения параметров Δ_η и Δ_ξ в блоке «Смещение центра пятна контакта в оптимальную точку». Также обращаем внимание

на отсутствие значения контактного давления вплоть до 14 шага. Эти значения не приводились, т.к. при наличии кромочного контакта они не могут быть признаны достоверными.

Заключение. В работе предложен уточненный алгоритм оптимизационного синтеза, предназначенный для построения оптимальной формы боковой поверхности зубьев, которая дает локализованный контакт при работе передачи под нагрузкой. Алгоритм, реализованный в виде программного модуля, может быть рекомендован технологам и конструкторам при подготовке к производству спирально-конических зубчатых передач.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

[1] Кедринский В.Н., Писманик К.М. Станки для обработки конических зубчатых колес. - М.: Машиностроение. 1967. - 584 с.

[2] Хлебалин Н.Ф. Нарезание конических зубчатых колес. - Л.: Машиностроение. 1978. – 158 с.

[3] Медведев В.И. Синтез обкатных неортогональных конических и гипоидных зубчатых пар // Проблемы машиностроения и надежности машин. 1999. № 5. с.3.

[4] Литвин Ф.Л. Теория зубчатых зацеплений. - М.: Наука. 1968. - 584 с.

[5] Лопато Г.А., Кабатов Н.Ф., Сегаль М.Г. Конические и гипоидные передачи с круговыми зубьями. - М.: Машиностроение, 1977. - 423 с.

[6] Syzrantsev V., Kotlikova V. Mathematical and program provision of disign of bevel gearing with small shaft angle. Proceedings of the International Conference on Gearing, Transmissions, and Mechanical Systems: 3-6, July 2000, Nottingham Trent University, UK. – P.13-18.

[7] Сызранцев В.Н., Ратманов Э.В., Котликова В.Я. Оценка возможности изготовления конических и гипоидных пар в условиях жестких технологических ограничений // Техника машиностроения. 2001. № 2. С.52-56.

[8] Медведев В.И., Шевелева Г.И. Синтез спирально конических передач по условиям контактной прочности зубьев // Проблемы машиностроения и надежности машин. № 4. 2002.

[9] Didikov R.A., Dobretsov R.Yu., Galyshev Yu.V. Power Distribution Control in Perspective Wheeled Tractor Transmission / Procedia Engineering. 2017. 206. pp. 1735-1740.

[10] Медведев В.И., Матвеенков Д.С., Волков А.Э. Синтез оптимальных по контактным давлениям конических передач с круговыми зубьями // СТИН. № 7. 2014. – С.7-14.

[11] Шевелева Г.И., Волков А.Э., Медведев В.И. Программное обеспечение производства конических и гипоидных зубчатых передач с круговыми зубьями // Техника машиностроения. 2001. № 2. С.40.
[12] Волков А.Э., Медведев В.И. Проектировочные и технологические расчеты конических передач с круговыми зубьями. Учеб. пособие, МГТУ «Станкин». 2007. - 151 с.
[13] Шевелева Г.И. Теория формообразования и контакта движущихся тел: Монография. – М.: Издательство "Станкин". 1999. – 494 с.
[14] Медведев В.И. Расчет изгибных напряжений в круговых зубьях конических колес // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2003. №4. С. 32-40.
[15] Шевелева Г.И., Волков А.Э., Медведев В.И. Сравнение методов расчета контактных давлений в конических передачах с круговыми зубьями // Вестник машиностроения. № 6. 2003.
[16] Матвеенков Д.С., Медведев В.И. Снижение напряжений изгиба в зубьях конической передачи при сохранении исходных габаритных размеров // Вестник МГТУ «Станкин». № 3. 2011. С. 156-161.
[17] Волков А.Э., Матвеенков Д.С., Медведев В.И. Оптимизация конструктивных параметров конических пар с круговыми зубьями // СТИН. № 7. 2010. С.25-29.
[18] Матвеенков Д.С., Медведев В.И. Минимизация контактных давлений в конической передаче с круговыми зубьями // Материалы 2-й международной научно-практической конференции, Санкт-Петербургский государственный политехнический университет, 2012.
[19] Шевелева Г.И., Волков А.Э., Медведев В.И. Программный комплекс для подготовки производства спирально-конических зубчатых передач // Вестник машиностроения. № 9. 2005. С.6-14.

A.E. Volkov[1], V.I. Medvedev[2], D.S. Matveenkov[3]

THE ALGORITHM OF OPTIMIZATION SYNTHESIS OF SPIRAL BEVEL GEARS

[1,2,3]Moscow State University of Technological, Russia;

Abstract

An algorithm for synthesis of spiral bevel gears is considered. The algorithm makes possible a search of the tooth surface that satisfies minimum of contact pressure in transmission of predetermined design. The optimization problem with constraints is formulated. The desired distances from gear tooth edges are the restrictions imposed on contact pattern. The program set Expert is

used for calculation of contact pattern and contact pressure. An example of optimization is presented.

Key words: spiral bevel gear, optimization with constraints, localized contact, the contact pressure, the contact pattern

REFERENCES

[1] Kedrinsky V.N., Pismanik K.M. Machines for processing of bevel gears (in Russian), Moscow, Mashinostroenie, 1967. - 584 p.
[2] Khlebalin N.F. Cutting bevel gears (in Russian), Leningrad, Mashinostroenie, 1978. – 158 p.
[3] Medvedev V.I. Synthesis of rolled non-orthogonal spiral bevel and hypoid gears (in Russian), Problems of mechanical engineering and reliability of machines, 1999, № 5. p.3.
[4] Litvin F.L. Theory of Gearing (in Russian), Moscow, Nauka, 1968. - 584 p.
[5] Lopato G.A., Kabatov N.F., Segal' M.G. Bevel and hypoid gears with circular teeth (in Russian), Moscow, Mashinostroenie, 1977. - 423 p.
[6] Syzrantsev V., Kotlikova V. Mathematical and program provision of disign of bevel gearing with small shaft angle. Proceedings of the International Conference on Gearing, Transmissions, and Mechanical Systems: 3-6, July 2000, Nottingham Trent University, UK. – P.13-18.
[7] Syzrantsev V., Ratmanov E., Kotlikova V. To assess the possibility of manufacturing bevel and hypoid gear pairs in terms of hard technological limitations (in Russian), Machinery engineering, 2001, № 2, p.52-56.
[8] Medvedev V.I., Sheveleva G.I. Synthesis of spiral bevel gears taking into account the contact strength of the teeth (in Russian), Problems of mechanical engineering and reliability of machines, № 4, 2002.
[9] Didikov R.A., Dobretsov R.Yu., Galyshev Yu.V. Power Distribution Control in Perspective Wheeled Tractor Transmission / Procedia Engineering. 2017. 206. pp. 1735-1740.
[10] Medvedev V.I., Matveenkov D.S., Volkov A.E. The synthesis of the optimal contact pressure of the spiral bevel gears (in Russian), STIN, № 7, 2014. – P.7-14.
[11] Sheveleva G., Volkov A., Medvedev V. Software for production of spiral bevel and hypoid gears (in Russian), Machinery engineering, 2001, № 2, p.40.
[12] Volkov A.E., Medvedev V.I. Designing and Technological Calculations of Bevel Gears with Circular Teeth: tutorial (in Russian), Moscow, Publishing house of the MSTU "STANKIN". 2007. - 151 p.
[13] Sheveleva G.I. Theory of Generation and Contact of Meshing of Moving Bodies (in Russian), Moscow, Stankin, 1999, 494 p.

[14] Medvedev V.I. Calculation of bending stresses in circular teeth of bevel wheels (in Russian), Problems of mechanical engineering and reliability of machines, 2003, №4, p. 32-40.
[15] Sheveleva G.I., Volkov A.E., Medvedev V.I. A comparison of methods for calculating contact pressure in the spiral bevel gears (in Russian), Vestnik Mashinostroenia, № 6, 2003.
[16] Matveenkov D.S., Medvedev V.I. The reduction of bending stress in the teeth of a bevel gear while retaining the original dimensions (in Russian), Vestnik MSTU "STANKIN". № 3. 2011. P. 156-161.
[17] Volkov A.E., Matveenkov D.S., Medvedev V.I. Optimization of design parameters of spiral bevel gears (in Russian), STIN, № 7, 2010. P.25-29.
[18] Matveenkov D.S., Medvedev V.I. Minimization of contact pressure in a bevel gear with circular teeth (in Russian), Proceedings of the 2nd international scientific and practical conference, St-Petersburg, Publishing House of the Polytechnic University, 2012.
[19] Sheveleva G.I., Volkov A.E., Medvedev V.I. Program complex for preparation of spiral bevel gears production (in Russian), Vestnik Mashinostroenia. № 9. 2005. P.6-14.

ISSN 2223-0807
Современное машиностроение: Наука и образование :
материалы 7-й международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н.Евграфова и А.А. Поповича.- СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2018.

DOI 10.1872/MMF-2018-60
УДК 621.01

С.Ю.Лебедев[1], Д.Т.Бабичев[2]

РАЗРАБОТКА КОМПЛЕКСА ПРОГРАММ ДЛЯ АНАЛИЗА И ОПТИМИЗАЦИОННОГО СИНТЕЗА ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ

[1] Сергей Юрьевич Лебедев
Тюменский индустриальный университет
Россия, Тюмень
Тел.: +79199585191, E-mail: lebedevsergey1995@gmail.com

[2] Дмитрий Тихонович Бабичев
Тюменский индустриальный университет
Россия, Тюмень
Тел.: +79199268806, E-mail: babichevdt@rambler.ru.

Аннотация

В Тюменском индустриальном университете ведутся работы по оптимизационному синтезу цилиндрических зубчатых передач. Особенность используемого метода синтеза в том, что вначале находится оптимальная линия зацепления, и лишь затем – профили зубьев. Это стало возможно после вывода *базовой* формулы для вычисления кривизны еще не найденных сопряженных профилей зубьев через параметры линии зацепления. В статье описаны: разработка математических моделей анализа передач, расчетные схемы и элементы пользовательского интерфейса. При синтезе полагаем, что линия зацепления может состоять из набора нескольких отрезков простых линий 3-х видов: прямой, дуги окружности, эвольвенты круга.

Ключевые слова: оптимизационный синтез, цилиндрические передачи, оптимальная линия зацепления.

1. Обзор работ, методы и задачи исследования

Теоретической основой для создания комплекса программ являются

работы [1-8], в которых изложены используемые нами подходы и алгоритмы. Одно из перспективных направлений оптимизационного синтеза, реализуемое в программах, основано на следующих положениях: 1) Синтез базируется на основе анализа поведения качественных показателей на множестве возможных точек контакта зубьев в системе координат стойки. 2) Вначале синтезируется оптимальная линия зацепления и лишь потом находятся сопряженные профили. 3) Важнейший критерий качества – контактные напряжения по Герцу, которые, опираясь на *базовую формулу,* можно вычислять, еще не зная самих профилей зубьев. 4) В качестве объекта анализа и синтеза на первом этапе взяты прямозубые цилиндрические передачи. Но программы создаются с учетом их использования и для не прямозубых передач. Задачи, рассмотренные в статье: способы задания линий зацепления; создание расчетных схем и математических моделей анализа качественных показателей по всему полю возможных мест касания зубьев; разработка элементов интерфейса пользователя. Важнейшая программа – программа по расчету радиусов кривизны ρ_1 и ρ_2 сопряженных поверхностей зубьев, когда не находят сами профили зубьев. При создании программ, особенно в части используемых качественных показателей, опираемся также на работы [9-15].

2. Математические модели и формулы

Линия зацепления в задачах синтеза будет задаваться несколькими состыкованными друг с другом отрезками (участками). Каждый отрезок – это одна из трех простых линий: отрезок прямой, дуга окружности или отрезок эвольвенты. Причины выбора этих линий следующие:

1) Требуется, чтобы выбранная для каждого отрезка линия допускала запись натурального уравнения, т.е. уравнение любого отрезка имело вид ρ=f(u) и не зависело от системы координат. Где ρ – радиус кривизны кривой, u – естественная криволинейная координата, т.е. расстояние вдоль кривой, замеренное по её дуге. Это облегчит вычисление кривизны кривой и нахождение на линии точки с заданной кривизной.

2) Число исходных (задаваемых и искомых) параметров для каждой линии должно быть минимальным. Это упростит отображение и анализ свойства пространства плоского зацепления.

3) Форма линии и параметры её задания должны позволять назначать и легко управлять величиной нагрузочной способности передачи (например, контактными напряжениями σ_H) в любых указываемых точках: в полюсе зацепления, являющимся критической точкой; в начале и в конце зацепления; в точках пересопряжения и в других местах.

4) Форма линий должна облегчать контроль опасности подрезания профилей зубьев на зубчатых колёсах. Выбранные линии позволяют это делать, используя критерий: “в особой точке профиля зубчатого колеса (в точке возврата) нормаль к линии зацепления пересекает ось его вращения”.

На рис. 1-3 показаны расчетные схемы для трёх типов отрезков.

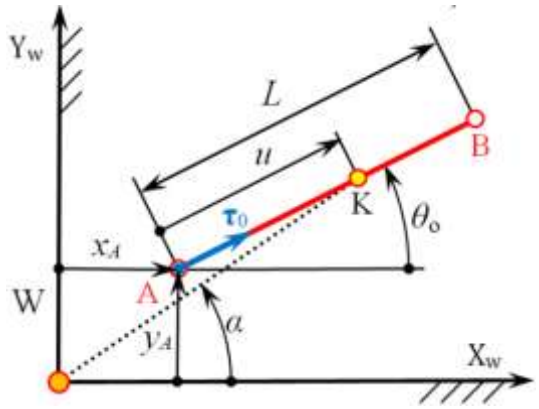


Рис. 1. Отрезок прямой

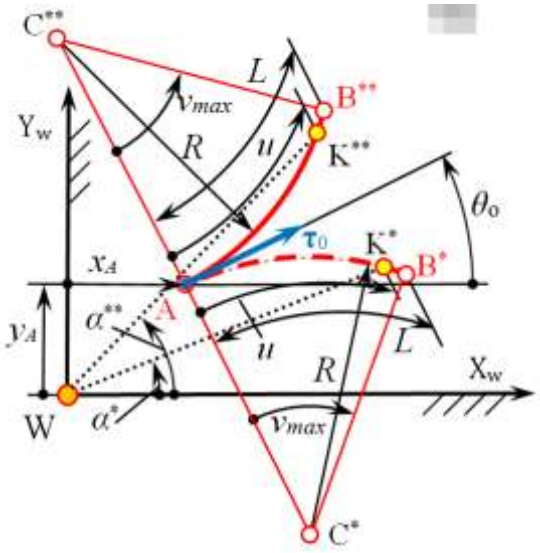


Рис. 2. Дуга окружности

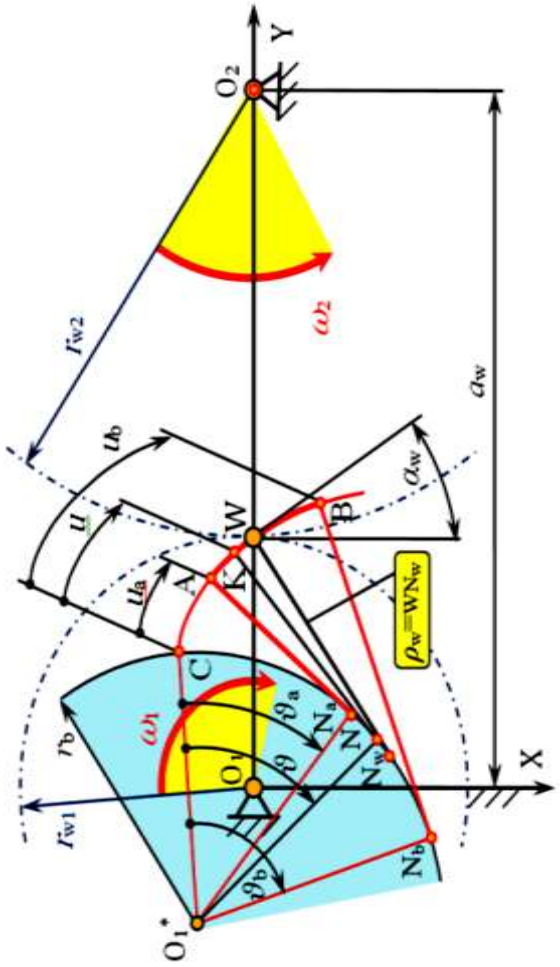


Рис. 3. Отрезок эвольвенты круга

Исходные данные, задаваемые для отрезков, одинаковы (см. рис. 1-3):

1) координаты начала отрезка – x_A, y_A; 2) касательная τ_0 в начальной точке A – угол θ_o; 3) длина отрезка – L; 4) радиус кривизны – R или R_A в начальной точке A. Для окружности и эвольвенты $R>0$, если при движении точки от начала отрезка к её концу (от A к B) касательная τ вращается против часовой стрелки (на рис. 2: $R>0$ – для сплошной AB^{**} и $R<0$ – для пунктирной AB^{*}). Для отрезка прямой берем радиус R равным 10^8.

Исходные данные о передаче близки к тем, что используют при проверочных расчетах всех видов передач. Приведём часть расчетных формул для нахождения координат точек каждого отрезка:

1) Отрезок прямой:

$$x = x_0 + L \cdot \cos(\theta_0); \quad y = y_0 + L \cdot \sin(\theta_0) \qquad (1)$$

2) Дуга окружности:

$$x = x_0 + R \cdot \sin\theta; \qquad y = y_0 - R \cdot \cos\theta \qquad (2)$$

3) Отрезок эвольвенты круга:

$$x = x_0 + (r_b \cdot \cos\theta + \theta \cdot sin\theta) \quad (3a)$$

$$y = y_0 + (r_b \cdot \sin\theta - \theta \cdot cos\theta) \quad (3b)$$

Для вычисления радиуса ρ кривизны профиля рейки используем формулу, полученную авторами (см. статью [16] в этом сборнике):

$$\rho = -WK \cdot \left(1 + \frac{\tan\alpha}{\tan\lambda}\right) \quad (4)$$

где WK – расстояние текущей точки контакта K от полюса зацепления W; α – угол зацепления, т.е. угол между общей нормалью n к профилям в точке K их касания и осью X_W; λ – угол между контактной нормалью KW и касательной dL к линии зацепления (см. рис. 1-3).

При расчете радиусов кривизны ρ_1 и ρ_2 шестерни и колеса используется известное уравнение Эйлера-Савари. В целом, при разработке программ получено и запрограммировано более 150 формул.

3. Разработка программ

Принципиальный алгоритм работы созданных программ:

задаются основные геометрические, кинематические и силовые параметры передачи; задается вид и параметры линии зацепления;

запускается процедура анализа, которая находит: координаты точек линии зацепления, углы наклона касательной, радиусы кривизны в каждой точке зацепления, качественные показатели и др.;

исходные данные и результаты расчета сохраняются в базе данных;

используя базу данных, строятся различные диаграммы и графики.

Ввод данных о передаче осуществляется пользователем в таблицу «Исходные данные о передаче» (Рис. 4). Обозначения в ней общепринятые и стандартные; предусмотрено использование значений по умолчанию и рекомендуемых, в том числе вычисляемых и стандартных; автоматически появляются пояснения к вводимым данным (пока на русском языке).

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ О ПЕРЕДАЧЕ						
			ВВОД	ДАНО	ПРИНЯТО	
1	ГЕОМЕТРИЯ	aw		150	150	мм
2		i12		2	2	
3		z1	20	20	20	
4		αw	20	20	0,34907	гр/рад
5		h*a1		1	1	
6		h*a2		1	1	
7		c*0		0,25	0,25	
8		ks	1	0,5	1	
9		S*	коэффициент толщины зуба шестерни			
10		S*	по начальной окружности			
11		b2		40	40	мм
12		εt		1,2	1,2	
13	СИЛОВОЕ	P1		10	10	квт
14		n1		600	600	об/мин
15		ω1		62,832	62,8319	рад/сек
16		[σH]		1000	1000	МПа
17		T2		159,15	159,155	Нм
18		rb	100	100	100	мм

Рис. 4. Таблица «Исходные данные о передаче»

Параметры линии зацепления задаются в таблице «Данные об отрезках линии зацепления», похожей на таблицу на рис. 4 и обладающей похожими свойствами (значения по умолчанию, пояснения и др.).

Для удобства работы пользователя создали пульт управления (рис. 5).

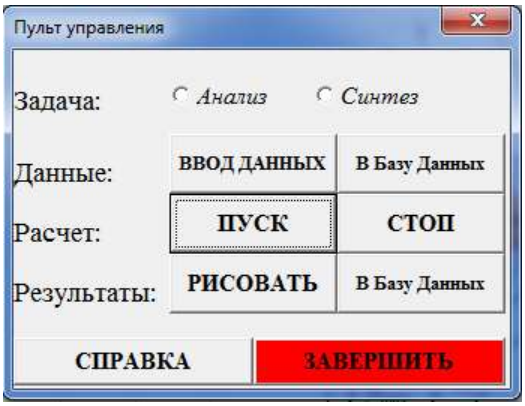


Рис. 5. Пульт управления.

Процедуры анализа и синтеза запускаются при помощи кнопки «ПУСК». Кнопка «СТОП» завершает программу. Кнопка «ВВОД ДАННЫХ» позволяет запускать несколько диалоговых окон, в которых вводятся данные о передаче, количество отрезков линии зацепления и параметры каждого отрезка. Диалоговые окна для ввода данных о передаче и параметров первого отрезка показаны на рис. 6.

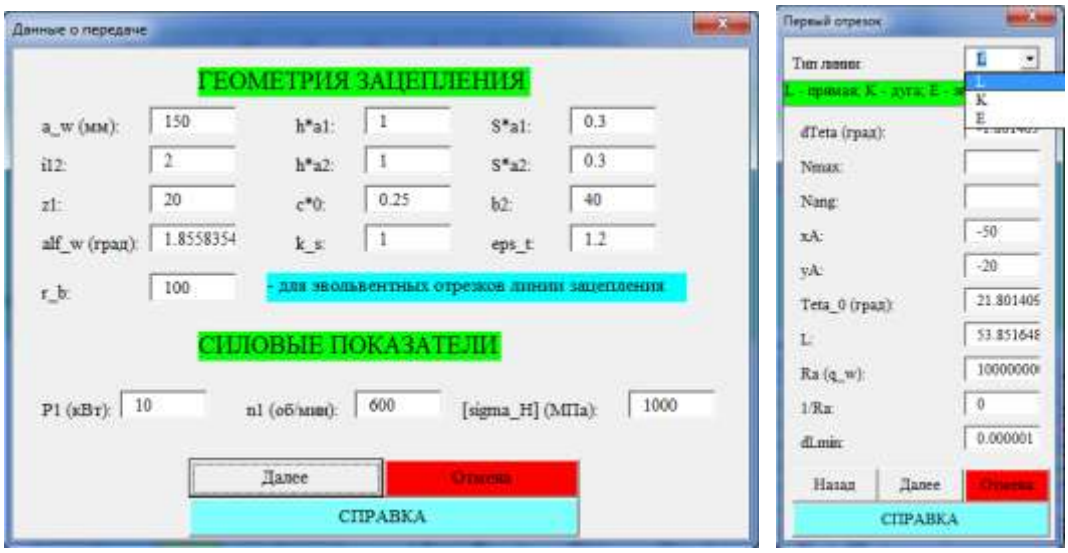


Рис. 6. Диалоговые окна для ввода данных.

Для удобства использования в ячейках отображаются данные, введенные при последнем расчете. Кнопки «В Базу Данных» сохраняют введенные данные и (или) полученные результаты. Кнопка «РИСОВАТЬ» строит полученную зону и линию зацепления. А также поля качественных показателей, облегчающих управление ходом оптимизации линии зацепления. Кнопка «СПРАВКА» вызывает диалоговое окно, на котором показаны расчетные схемы, смысл параметров и подсказки.

Разработанная система позволяет компоновать линию зацепления из нескольких базовых отрезков. Для этого нужно начало следующего отрезка – точку A_{i+1} – поместить в конец предыдущего – точку B_i. И указать угол излома $\Delta\theta$, если стыкуемые соседние отрезки не касаются друг друга, а образуют излом. Угол $\Delta\theta > 0$, если $\Delta\theta_{Ai+1} > \theta_{Bi}$.

На рис. 7 приведены примеры отрисованных программой линий зацепления. Полученные диаграммы качественных показателей и радиусов кривизны приведены в статье [16].

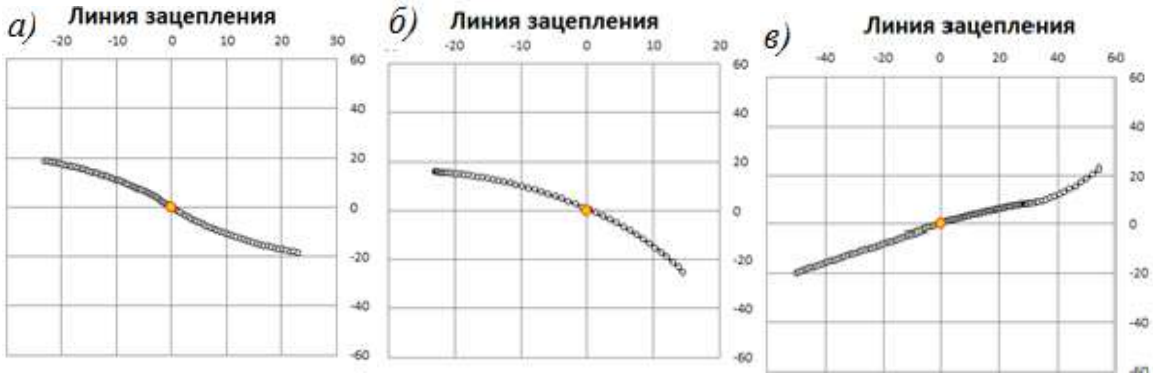


Рис. 7. Примеры отрисованных программой линий зацепления:

а – два отрезка из дуг окружностей с противоположными знаками радиусов кривизны R_A; *б* – отрезок эвольвенты круга; *в* – три отрезка: прямой, окружности и эвольвенты круга.

Выводы

Разработанные программы позволяют задавать и создавать самые разные линии зацепления в цилиндрических передачах и находить важные качественные показатели в любой точке на этих линиях.

Предложены и частично реализованы основы интерфейса для программ оптимизационного синтеза цилиндрических передач.

Основной целью разработки данных программ является создание инструмента для синтеза оптимальных линий зацепления и профилей зубьев для различных типов цилиндрических передач.

Работа выполнена в рамках проекта № 9.6355.2017/БЧ госзадания Минобрнауки РФ на 2017–2019 гг. в ТИУ.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

[1] Шишов В.П., Носко П.Л., Филь П.В. Теоретические основы синтеза передач зацеплением. – Луганск: СНУ им. Даля, 2006. – 408 с.

[2] Бабичев Д.Т., Сторчак М.Г., Бабичев Д.А. Основы концепции синтеза рабочих поверхностей зубьев цилиндрических передач, обладающих заданной контактной прочностью / Современное машиностроение. Наука и образование. – СПб: Изд-во СПбГТУ. 2012. с. 150-160.

[3] Babichev D.T., Storchak M.G. Synthesis of cylindrical gears with optimum rolling fatigue strength. Production Engineering. Research and Development. 9(1), – 2015. – Springer, – P.87-97. ISSN 0944-6524.

[4] Бабичев Д.Т., Бабичев Д.А. Оптимизационный синтез профиля зуба как отрезка кривой, заданной натуральным уравнением. / Теория и практика зубчатых передач / Сборник трудов Международного симпозиума. – Ижевск: Изд-во ИжГТУ, 2013. – с. 301-308.

[5] Бабичев Д.Т., Сторчак М.Г., Бабичев Д.А. Геометрический синтез и компьютерное исследование равнопрочных цилиндрических прямозубых передач / Теория и практика зубчатых передач / Сб. тр. Международ. симпозиума. Ижевск: Изд-во ИжГТУ, 2013. – с. 309-315.

[6] Бабичев Д.Т., Теоремы о линейных и квадратных уравнениях зацепления и их решение / Современное машиностроение: Наука и образование. – СПб: Изд-во СПбГТУ, с. 80-90.

[7] Litvin F.L., Feng P.-H. and Lagutin S.A. Computerized Generation and Simulation of Meshing and Contact of New Type of Novikov-Wildhaber Helical Gears/NASA Report CR-2000-209415/ARL-CR-428, 2000, – 55 p.

[8] Литвин Ф.Л. Теория зубчатых зацеплений. – М.: Наука. 1968. – 584 с.

[9] Дорофеев В. Л., Голованов В.В., Гукасян С.Г., Дорофеев Д.В. Отображение погрешностей и контактных напряжений в зубчатых передачах многозначными и многолистными функциями /

Современное машиностроение. Наука и образование. – СПб: Изд-во СПбГТУ, 2016. с. 402-412.
[10] Евграфов А.Н., Петров Г. Н. Компьютерное моделирование механизмов / Современное машиностроение. Наука и образование. №5. – СПб.: Изд-во СПбГТУ. – 2016. с. 203-215**.**
[11] Бабичев Д.А. Виброактивность цилиндрических передач, обусловленная трением зубьев / Современное машиностроение. Наука и образование: – СПб: Изд-во СПбГТУ, 2011. с. 139-148.
[12] Babichev D.A., Serebrennikov A.A., Babichev D.T. Qualitative indexes of flat engagements operation / The 7th international Conference: IRMES 2011: 8.8. – Zlatibor, Serbia. 2011. pp. 623-630.
[13] Матвеенков Д.С. Медведев В.И. Минимизация контактных давлений в конической передаче с круговыми зубьями / Современное машиностроение. Наука и образование – СПб: СПбГТУ, 2012. с. 479-489.
[14] D. Babichev and M. Storchak. Quality Characteristics of Gearing / Mechanisms and Machine Science, Vol. 51: Advanced Gear Engineering. – Springer, Switzerland. 2018. pp. 73-90. ISSN 2211-0984 ISSN 2211-0992 (electronic); DOI 10.1007/978-3-319-60399-5.
[15] Denis Babichev, Anatoly Serebrennikov, Vladimir Supin. Analysis of evolvent spur gear vibroactivity of tooth friction power / The Seventh International Symposium KOD 2012 – Balatonfüred, Hungary, 2012. p. 299-302.
[16] Бабичев Д.Т., Лебедев С.Ю., Бабичев Д.А. Основы проектирования цилиндрических передач при первоначальном синтезе оптимальной линии зацепления в торцовом сечении / Современное машиностроение: Наука и образование: – СПб.: Изд-во СПбГТУ, 2018**.** (В печати).

S.Yu. Lebedev, D.T. Babichev

DEVELOPMENT OF THE PROGRAM COMPLEX FOR ANALYSIS AND OPTIMIZATION SYNTHESIS OF CYLINDRICAL GEARS

Industrial University of Tyumen, Tyumen, Russia

Abstract

At the Industrial University of Tyumen, working on method of optimization synthesis of cylindrical gears. The peculiarity of the synthesizing method used is that in the beginning there is an optimal meshing line, and only then – tooth profiles. This became possible after the derivation of the basic formula for calculating the curvature of the of the yet not found conjugate tooth profiles through the parameters of the meshing line. The article describes: the

development of mathematical models for analysis of transmissions, calculation schemes and elements of the user interface. In the synthesis, we assume that the meshing line can consist of a set of several segments of simple lines of 3 kinds: a straight line, an arc of a circle, an involute of a circle.

Key words: optimization synthesis, cylindrical gears, optimal meshing line.

REFERENCES

[1] Shishov V. P., Nosko P. L., Fyl' P. V. Theoretical fundamentals of synthesis of gearing. – Lugansk: Dal' SNU, 2006. – 408 p. (rus.)
[2] Babichev D. T., Storchak M. G., Babichev D. A. Fundamentals of concept of synthesis of operating flanks of spur and helical gears with assigned contact strength / Advanced mechanical engineering: Science and education. – Saint Petersburg. 2012. p. 150-160. ISSN 2223-0807. (rus.)
[3] Babichev D.T., Storchak M.G. Synthesis of cylindrical gears with optimum rolling fatigue strength. Production Engineering. Research and Development. 9(1), – 2015. – Springer, – P.87-97. ISSN 0944-6524.
[4] Babichev D.T., Babichev D.A. Optimization synthesis of the tooth profile as a segment of the curve given by the natural equation. / Theory and practice of gears / Proceedings of the International Symposium. Izhevsk: Publishing House of the IzhSTU, 2013. pp. 301-308.
[5] Babichev DT, Storchak MG, Babichev DA Geometrical synthesis and computer research of equal-strength cylindrical spur gears / Theory and practice of gears / Proceedings of the International Symposium. Izhevsk: Publishing House of IzhSTU, 2013. pp. 309-315.
[6] Babichev D. T. Theorems of linear and square equations of meshing and their solution / Advanced mechanical engineering: Science and education.– Saint Petersburg. 2017. pp. 80-90**.** ISSN 2223-0807 (rus.)
[7] Litvin F.L., Feng P.-H. and Lagutin S.A. Computerized Generation and Simulation of Meshing and Contact of New Type of Novikov-Wildhaber Helical Gears/NASA Report CR-2000-209415/ARL-CR-428, 2000, – 55 p.
[8] Litvin F. L. Theory of Gearing. – M.: Nauka. 1968. – 584 p. (rus.)
[9] DorofeevV.L., Golovanov V.V., Gukasian S.G. DorofeevD.V. Displays errors and contact stresses in gears with multivalued and multi-layered functions / Advanced mechanical engineering. Science and education. St-Petersburg, Pub. House of the Polytechnic Un-ty, 2016. pp. 402-412. (rus.)
[10] Evgrafov A.N., Petrov G.N. Computer modeling of mechanisms / Advanced mechanical engineering: Science and education. №5. St-Petersburg, Pub. House of the Polytechnic Un-ty, 2016. pp. 203-215**.** (rus.)
[11] Babichev D. A. Vibration of the cylindrical gears caused by tooth friction / Advanced mechanical engineering. Science and education: St-Petersburg, Publishing House of the Polytechnic University, 2016. pp. 139-148. (rus.)

[12] Babichev D.A., Serebrennikov A.A., Babichev D.T. Qualitative indexes of flat engagements operation. / The 7th international Conference: IRMES 2011: 8.8. – Zlatibor, Serbia. 2011. pp. 623-630.
[13] Matveenkov D.S. Medvedev V.I. Optimization of contact pressure in spiral bevel gears sets / Advanced mechanical engineering. Science and education. St-Petersburg, Publishing House of the Polytechnic University, 2016. pp. 479-489. (rus.)
[14] D. Babichev and M. Storchak. Quality Characteristics of Gearing / Mechanisms and Machine Science, Vol. 51: Advanced Gear Engineering. – Springer, Switzerland. 2018. pp. 73-90. ISSN 2211-0984 ISSN 2211-0992 (electronic); DOI 10.1007/978-3-319-60399-5.
[15] Denis Babichev, Anatoly Serebrennikov, Vladimir Supin. Analysis of evolvent spur gear vibroactivity of tooth friction power. / The Seventh International Symposium KOD 2012. – Balatonfüred, Hungary, 24-26 May 2012. pp. 299-302.
[16] D.T. Babichev, S.Yu. Lebedev, D.A. Babichev. Basics of engineering cylindrical gears in the initial synthesis of the optimal meshing lines in the face section / Advanced mechanical engineering: Science and education. – Saint Petersburg. 2018. (rus.) (In press).

ISSN 2223-0807
Современное машиностроение: Наука и образование :
материалы 7-й международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н.Евграфова и А.А. Поповича.- СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2018.

DOI 10.1872/MMF-2018-61
УДК 62-231.1

К.Б. Саламандра[1]

ПЕРСПЕКТИВНЫЕ ТРЕХПОТОЧНЫЕ ВАЛЬНО-ПЛАНЕТАРНЫЕ КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ

[1]Константин Борисович Саламандра,
Институт машиноведения им. А.А. Благонравова РАН
Россия, Москва
Тел.: (499)135-5513, E-mail: ksalamandra@yandex.ru.

Аннотация

В статье рассмотрены возможные структурные схемы трехпоточных вально-планетарных коробок передач – комбинированных коробок передач, состоящих из планетарных дифференциалов и механизмов с неподвижными осями зубчатых колес. Перспективность рассматриваемых коробок заключается в том, что в их конструкции используются простые механизмы передач и малое число элементов управления, при этом эти коробки передач позволяют получить существенно большее количество ступеней по сравнению с коробками передач, составленными из механизмов одного типа. Приводится классификация возможных структурных схем трехпоточных коробок передач, получено общее выражение для расчета числа ступеней. Описывается методика синтеза кинематических схем трехпоточных вально-планетарных коробок передач, с использованием которой для каждой возможной структуры получены новые конструкции коробок передач.

Ключевые слова: многопоточность, коробка передач, трансмиссия, синтез, вально-планетарная коробка передач, дифференциал.

Увеличение числа ступеней изменения скорости в трансмиссиях является наиболее результативным способом снижения расхода топлива и повышения эффективности автомобильной техники, оснащенной двигателями внутреннего сгорания [1-4]. С увеличением числа ступеней

увеличивается количество используемых механизмов и возрастает их сложность. Эти факторы в свою очередь приводят к росту габаритных размеров, массы и стоимости конструкции [5]. Предлагаемым способом решения этих проблем является использование комбинированных вально-планетарных коробок передач (термин используется в работах [6, 7]), содержащих простые механизмы с неподвижными осями зубчатых колес и планетарные дифференциалы, реализующие большее число ступеней при меньшем числе используемых механизмов по сравнению с коробками передач, составленных из механизмов одного типа [8].

Как известно [9-12], трехзвенный планетарный механизм в зависимости от связей, наложенных на его звенья, реализует три режима работы:

1. Дифференциал – преобразует движение двух входных звеньев в движение одного выходного звена (суммирующий механизм) или движение одного входного звена в движения двух выходных звеньев (распределительный механизм).
2. Редуктор или мультипликатор – при остановке одного из трех звеньев.
3. Заблокирован, вращается как единое целое с передаточным отношением 1 при соединении любых двух звеньев.

В коробках передач грузовых автомобилей и тракторов планетарный механизм делителя или дополнительного редуктора работает только в режимах 2 и 3 [9, 10]. Режим 1 применяется в планетарных коробках передач, а также в гибридных трансмиссиях для разделения или суммирования потоков мощности двигателя внутреннего сгорания и электромотора [9, 10, 13, 14].

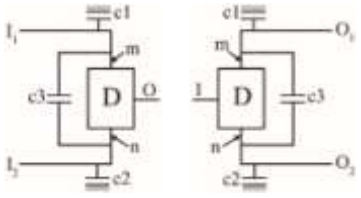
Как показано в работе [8], применение планетарного механизма в качестве дифференциала в коробках передач с неподвижными осями зубчатых колес позволяет получить конструкции коробок с простыми механизмами, высоким КПД и реализующими большее число ступеней по сравнению с коробками передач, состоящими из механизмов одного типа. Большее число ступеней достигается за счет изменения режима работы дифференциалов и управляемого включения передач с неподвижными осями, что позволяет последним работать как отдельно при однопоточном режиме работы планетарного механизма (редуктор или мультипликатор), так и параллельно с другими рядовыми передачами при двухпоточном режиме. Используя терминологию [15], полученные схемы коробок передач названы двухпоточными по числу параллельных потоков передачи мощности от входного вала к выходному. В [8] изложен метод синтеза кинематических схем, с помощью которого был получен ряд новых схем двухпоточных коробок передач [16, 17 и др.].

При использовании двух планетарных механизмов, работающих как дифференциалы, увеличивается число параллельных потоков мощности до трех, что позволяет дополнительно улучшить функциональные возможности многопоточных коробок передач. Кроме того, если в двухпоточной коробке по ветвям передается 50 – 60% мощности входного потока, то в трехпоточной этот процент снижается в полтора-два раза [15]. Цель настоящей статьи заключается в анализе возможных структурных схем соединений трехпоточных вально-планетарных коробок передач, определении их общих характеристик и методе синтеза кинематических схем этих коробок.

Структурные схемы трехпоточных вально-планетарных коробок передач и их классификация.

Для наглядного представления структуры вально-планетарной коробки воспользуемся обобщенными схемами входящих в нее механизмов [11, 12]. Обобщенной схемой может быть представлен как планетарный механизм, так и одна или несколько передач с неподвижными осями.

В обобщенных схемах трехзвенных планетарных механизмов добавим к звеньям управляющие элементы, накладывающих внешние связи на их движение. Таким образом любой трехзвенный планетарный механизм D по связям, наложенным на его звенья, можно изобразить в общем случае всего лишь двумя обобщенными схемами (рис. 1), которые различаются местами расположения входных и выходных звеньев и этим при отсутствии наложенных связей (c1, c2, c3 отключены) определяют дифференциал, как суммирующий (рис. 1а) или распределительный (рис. 1б) механизм. Два элемента управления механизма D не могут быть включены одновременно.

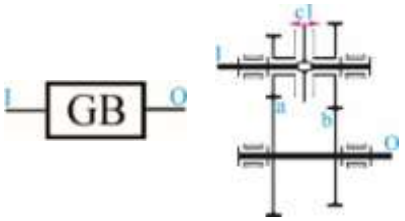


а б

Рис. 1. Обобщённая схема дифференциала, суммирующего потоки мощности (а) и распределяющего потоки мощности (б): I, O – соответственно входное и выходное звенья; m и n – звенья дифференциала D; c1 и c2 – муфты, соединяющие соответственно звенья m и n с неподвижным корпусом; c3 – муфта, соединяющая звенья m и n для блокировки дифференциала.

Аналогично, одну или несколько передач с неподвижными осями будем представлять внутренней коробкой передач GB (рис. 2а),

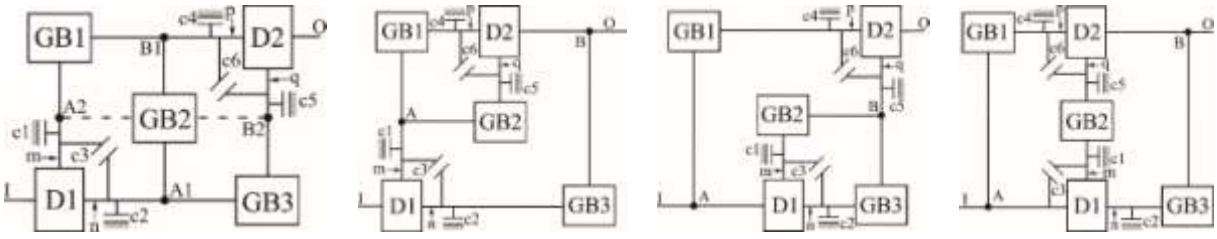
предполагая, что встроенные в нее элементы управления реализуют различные передаточные отношения от входа I к выходу O. На рис. 2б показан пример кинематической схемы двухступенчатой GB с неподвижными осями зубчатых колес.



а б

Рис. 2. Обобщенная (а) схема и кинематическая (б) схема двухступенчатой коробки передач с неподвижными осями зубчатых колес: I, O – соответственно входное и выходное звенья; c1 – элемент управления (муфта или синхронизатор), имеющий три рабочих положения.

Для реализации коробки передач, составленной из 2-х дифференциалов, соединенных параллельно, необходимо на звенья дифференциалов наложить 3 кинематические связи, в результате чего получается три замкнутых контура. Звенья дифференциала могут соединяться с внутренними звеньями коробки передач, с входным или выходным валами. Число возможных перестановок двух дифференциалов (внутри коробки, на входе или на выходе) дают $2^2 = 4$ возможных вариантов схем соединения двух дифференциалов. В каждой ветви образованного звеньями дифференциалов замкнутого контура установим по одной внутренней коробке передач GB. Таким образом, в результате структурного синтеза получены только четыре различающиеся структурные схемы вально-планетарных трехпоточных коробок передач (рис. 3).



а б в г

Рис. 3. Структурные схемы трехпоточных вально-планетарных коробок передач: а – структура DD; б – структура DDO; в – структура IDD, г – структура IDDO. I, O – соответственно входное и выходное звенья; m и n – звенья дифференциала D1; p и q – звенья дифференциала D2; c1, c2 и c4, c5 – муфты, соединяющие соответственно звенья n, m и p, q с неподвижным корпусом; c3 и c6 – блокировочные муфты соответственно дифференциалов D1 и D2.

В зависимости от мест расположения дифференциалов, входных и выходных звеньев введем следующие обозначения этих четырех возможных структур:

- DD (рис. 3а) – структура, в которой дифференциалы располагаются на входе и выходе.
- DDO (рис. 3б) – структура, в которой один дифференциал расположен на входе, второй во внутреннем контуре, а движение замыкается на выходное звено O.
- IDD (рис. 3в) – структура, в которой один дифференциал расположен на выходе, второй во внутреннем контуре, а движение распределяется на входном звене I.
- IDDO (рис. 3г) – структура, в которой оба дифференциала расположены во внутренних контурах, а движение распределяется на входном звене I и замыкается на выходном звене O.

В полученных структурах (рис. 3) каждый из замкнутых контуров с одной стороны имеет дифференциал, а с другой узловую точку (A или B), в которой распределяется или замыкается движение. В структуре DD (рис. 3а) возможны 2 варианта формирования внутреннего контура, т.е. соединения внутренней GB2 со звеньями дифференциалов: либо со звеньями m и q дифференциалов (пунктир), либо со звеньями n и p (сплошные линии). В остальных структурах возможен только один вид соединения внутренних звеньев с тремя параллельными потоками передачи мощности от входного звена I к выходному O. Структуры DD и IDDO симметричны относительно внутреннего потока, проходящего через GB2. Структура IDD может быть получена из структуры DDO заменой входного звена на выходное и наоборот.

На трехпоточном режиме работают все три ветви, т.е. включены управляющие элементы во внутренних коробках передач GB, а элементы управления дифференциалов выключены. Таким образом, трехпоточные коробки передач в общем случае имеют 4 степени свободы, т.е. на каждой ступени должны быть включены 3 элемента управления.

В структурах (рис. 3) представлено максимальное число элементов управления дифференциалами (тормоза c1, c2, c4, c5 и блокировочные муфты c3, c6), которые определяют возможные двух- и однопоточные режимы работы. В конкретных кинематических схемах коробок передач эти элементы управления могут отсутствовать, тогда соответственно уменьшится число режимов работы такой коробки передач. В каждой из структурных схем возможны до 4-х однопоточных режимов для каждой внутренней GB и до 2-х двухпоточных режимов через каждую пару внутренних GB. В общем случае количество ступеней, реализуемое трехпоточной коробкой передач, определено выражением:

$$N = N_{GB1} \cdot l_1 + N_{GB2} \cdot l_2 + N_{GB3} \cdot l_3 + N_{GB1} \cdot N_{GB2} \cdot l_4 + N_{GB1} \cdot N_{GB3} \cdot l_5 + \\ + N_{GB2} \cdot N_{GB3} \cdot l_6 + N_{GB1} \cdot N_{GB2} \cdot N_{GB3} \quad (1),$$ где N_{GB1}, N_{GB2}, N_{GB3} – число ступеней соответственно в GB1, GB2, GB3; l_1, l_2, l_3 – число однопоточных режимов работы соответственно GB1, GB2, GB3; l_4 – число двухпоточных режимов работы GB1 и GB2; l_5 – число двухпоточных режимов работы GB1 и GB3; l_6 – число двухпоточных режимов работы GB2 и GB3.

Синтез кинематических схем трехпоточных коробок передач осуществляется заменой в выбранной структуре (рис. 3) обобщенных схем на кинематические схемы механизмов передач.

Различные схемы используемых механизмов и комбинации их соединений с входными, выходными и внутренними звеньями определяют огромное множество допустимых кинематических схем коробок передач. Для существенного усечения этого множества введем ряд ограничений и условий, заведомо обеспечивающих в синтезируемых коробках передач преобладание многопоточных режимов, заданное направление вращения выходного вала для прямого и обратного хода транспортного средства. С целью упрощения конструкции коробки передач определим также вид используемых планетарных механизмов и передач с неподвижными осями во внутренних GB. Ниже приводится список условий и ограничений, принятых в настоящей работе при синтезе кинематических схем вально-планетарных трехпоточных коробок передач.

1. В качестве дифференциалов D1, D2 используются однорядные планетарные механизмы.
2. В качестве внутренних коробок передач GB используются механизмы с неподвижными осями зубчатых колес с одной или двумя передачами (рис. 2б).
3. С целью увеличения передаточного отношения от механизма к механизму в коробке передач вход дифференциала D1 соединен с солнечным колесом, т.к. передаточное число от солнечного колеса к двум другим звеньям планетарной передачи больше 1. При этом направление вращения водила будет совпадать с направлением вращения солнца, а эпицикл будет вращаться в противоположную сторону. При блокировке планетарного механизма муфтой с3 все звенья дифференциала D1 будут вращаться в том же направлении, что и солнечное колесо.
4. Внутренняя коробка передач GB, соединяемая с эпициклом D1, должна иметь две передачи. Первая – с паразитной шестерней для однонаправленного вращения всех звеньев коробки передач на трехпоточных и двухпоточных режимах при включении муфты с6, а также для получения передачи заднего хода при включении с3 и с6.

Вторая передача состоит из двух колес и работает при включении муфты c3.

5. Для однонаправленного вращения вне зависимости от того какие два звена дифференциала D2 являются ведущими выходное звено D2 соединим с водилом планетарного механизма.
6. Для однозначного соответствия структурных схем (рис. 3) получаемым кинематическим схемам введем следующие обозначения звеньев дифференциалов: эпицикл D1 – m; водило D1 – n; солнечное колесо D2 – p; эпицикл D2 – q.
7. Как было указано выше, двух- и трехпоточные режимы позволяют существенно уменьшить нагрузки на звенья коробки передач. Поэтому на стадии синтеза кинематических схем рекомендуется увеличить долю многопоточных ступеней в общем числе ступеней коробки, для чего исключим из рассмотрения тормозные муфты c1, c2, c4, c5, включаемые преимущественно на однопоточных режимах. Таким образом для реализации двух- и оставшихся однопоточных режимов будем использовать блокировочные муфты c3 и c6. Тогда с учетом п. 2 в синтезируемых коробках передач будет не более 5 элементов управления, а параметры однопоточных режимов для всех внутренних GB равны $l_1 = l_2 = l_3 = 1$.
8. С целью уменьшения моментов, действующих на элементы управления коробкой передач, по возможности будем располагать их на ведущих звеньях.

Сформулированные ограничения предполагают положительное передаточное число от дифференциалов к звеньям коробки передач, кроме эпицикла дифференциала D1, где передаточное число отрицательное, и для изменения направления его вращения в соответствующей GB устанавливается паразитная шестерня (п. 4 принятых ограничений). При этом внутренние GB (рис. 2б) имеют по одной паре зубчатых колес и соответственно отрицательное передаточное число от входного звена GB к выходному. Поэтому общее передаточное число от входа I к выходу O коробки передач будет тоже отрицательным. Для однонаправленного вращения I и O необходимо добавить дополнительные передачи внутри коробки или после выходного вала.

Формулировка ограничений является основной задачей предлагаемого метода синтеза кинематических схем трехпоточных коробок передач. Чем больше ограничений, тем меньше возможных вариантов компоновки механизмов в коробке передач и тем проще синтез. Отметим также, что набор принимаемых ограничений в значительной степени определяется техническим заданием, опытом и интуицией конструктора и направлен на то, чтобы из всего многообразия схем выделить для дальнейшего

рассмотрения и анализа потенциально допустимые схемы коробок с требуемыми функциями.

Кинематическая схема трехпоточной коробки передач по структуре DD с узловыми точками A1, B1 (рис. 3а). В соответствии со структурой (рис. 3а) и п. 6 принятых ограничений входное звено GB1 соединено с эпициклом D1, входные звенья GB2 и GB3 – с водилом D1, выходные звенья GB1 и GB2 – с солнечным колесом D2, а выходное звено GB3 – с эпициклом D2. В соответствии с п. 4 ограничений GB1 имеет две передачи, одна из которых с паразитной шестерней. Параметры двухпоточных режимов $l_4 = l_6 = 1$, а параметр двухпоточных режимов через GB1 и GB3 соответственно $l_5 = 2$. В GB1 двухпоточный режим с GB2 происходит через передачу с паразитной шестерней, а с GB3 в зависимости от того, какая из муфт c3 или c6 включена. Если включена c3, то двухпоточных режим через GB1 и GB3 должен производиться через передачу без паразитной шестерни; если включена c6 – через передачу с паразитной шестерней. В GB2 установим одну передачу, а в GB3 две, тогда по формуле (1) получим 14 ступеней в синтезируемой коробке передач, из которых одна передача заднего хода. Для однонаправленного вращения входного I и выходного O валов между внутренними GB и входными звеньями дифференциала D2 установим дополнительные валы с парами зубчатых колес. Полученная кинематическая схема коробки передач представлена на рис. 4.

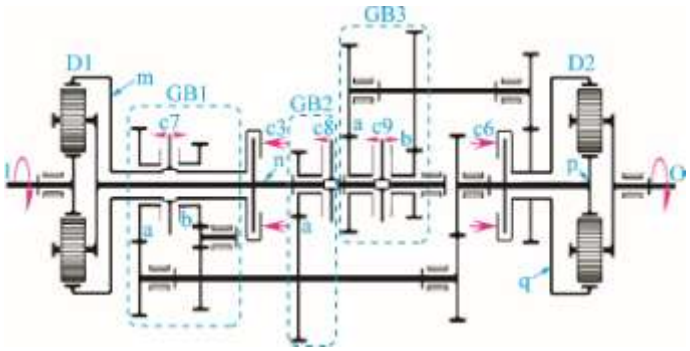


Рис. 4. Кинематическая схема трехпоточной коробки передач по структуре DD.

Кинематическая схема трехпоточной коробки передач по структуре DDO (рис. 3б). В соответствии с п. 6 ограничений входные звенья GB1 и GB2 соединены с эпициклом D1; входное звено GB3 соединено с водилом D1, а выходное – с выходным валом O; выходное звено GB1 соединено с солнечным колесом D2, выходное звено GB2 – с эпициклом D2. В соответствии с п. 4 ограничений GB1 и GB2 имеют по две передачи, одна из которых с паразитной шестерней. Параметры

двухпоточных режимов всех GB $l_4 = l_5 = l_6 = 1$. На двух- и трехпоточных режимах через GB1 и GB2 включаются передачи с паразитными шестернями**.** Установим в GB3 две передачи, тогда по формуле (1) получим 14 ступеней в синтезируемой коробке передач, три из которых передачи заднего хода. Предполагая разнонаправленное вращение входного I и выходного O валов, получим кинематическую схему (рис. 5).

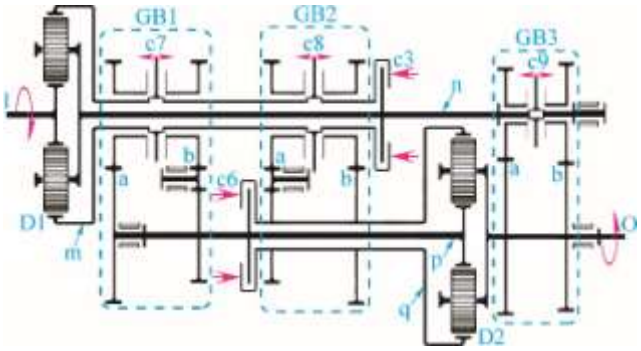


Рис. 5. Кинематическая схема трехпоточной коробки передач по структуре DDO.

Кинематическая схема трехпоточной коробки передач по структуре IDD (рис. 3в). В структуре IDD разделение потока мощности происходит на входном валу I коробки передач, а в структуре DDO замыкание потока мощности производится на выходной вал. Поэтому из схемы DDO можно всегда получить схему IDD, если поменять местами входное и выходное звенья. При этом передаточные отношения реализуемых ступеней будут иметь обратные значения.

Синтезируем схему коробки передач по структуре IDD, в которой движение на входе коробки передач будет разделено после дифференциала D1, при этом два звена дифференциала и входное звено I образуют трехслойный вал. В соответствии со структурой (рис. 3в) GB1 соединена с входным звеном I коробки передач. Выходное звено GB1 соединено с солнечным колесом D2, эпицикл D1 – с GB2, имеющей две передачи, одна из которых с паразитной шестерней. GB3 соединено с водилом D1. Выходные звенья GB2 и GB3 замыкаются на один вал, который соответственно соединен с эпициклом D2. Параметры двухпоточных режимов внутренних коробок передач $l_4 = l_5 = l_6 = 1$. В GB2 двухпоточный режим с GB3 происходит через передачу с паразитной шестерней, а с GB1 через передачу, не имеющую паразитной шестерни. Если в GB1 будет две передачи, а в GB3 одна, то по формуле (1) получим 12 ступеней в синтезируемой коробке передач. Для однонаправленного движения входного I и выходного O валов между внутренними GB и входными звеньями дифференциала D2 установим дополнительные валы с

парами зубчатых колес. Полученная кинематическая схема коробки передач представлена на рис. 6.

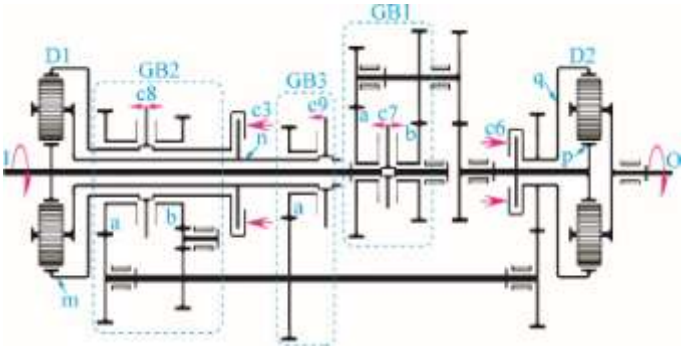


Рис. 6. Кинематическая схема трехпоточной коробки передач по структуре IDD.

Кинематическая схема трехпоточной коробки передач по структуре IDDO (рис. 3г). В структуре IDDO входной поток разделяется между GB1 и дифференциалом D1. В соответствии с п. 6 ограничений выходные звенья GB1 соединены с солнечным колесом D2, эпицикл D1 – с GB2, в которой имеется две передачи, одна из них с паразитной шестерней. Выходные звенья GB2 соединены с эпициклом D2. Дифференциал D2 суммирует потоки от GB1 и GB2. Водило D1 соединено с входным звеном GB3, выходное звено которой соединено с выходным валом коробки передач. В соответствии со структурой (рис. 3г) двухпоточные режимы через GB1 и GB3 в структуре IDDO невозможны. Параметры остальных двухпоточных режимов будут равны $l_4 = l_6 = 1$. Если в каждой GB будет по две передачи, то в соответствии с (1) получим 14-ти ступенчатую коробку передач. Предполагая разнонаправленное вращение входного I и выходного O валов, получим кинематическую схему (рис. 7).

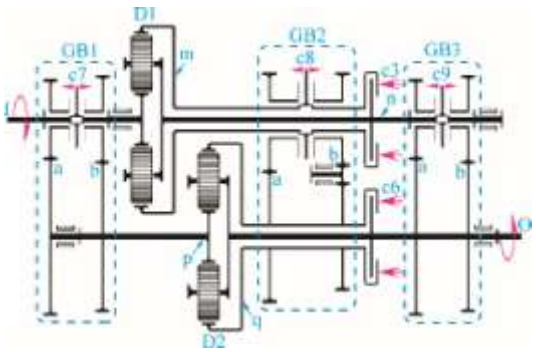


Рис. 7. Кинематическая схема трехпоточной коробки передач по структуре IDDO.

В синтезированных коробках передач (рис. 4 – 7) используются простые механизмы и всего пять элементов управления, три из которых включены на каждой ступени, что снижает потери энергии в незадействованных элементах. Малое число пар зубчатых колес позволяет утверждать, что полученные коробки передач имеют высокий КПД.

После построения кинематической схемы коробки передач возникает задача ее параметрического синтеза, которая заключается в поиске передаточных отношений пар зубчатых колес внутренних GB1, GB2, GB3 и дифференциалов D1, D2, которые обеспечивают ряд передаточных чисел, наиболее близкий к заданному. Для нахождения передаточных отношений пар зубчатых колес может быть использована методика, описанная в [18].

Результаты

Для получения простых конструкций коробок передач транспортных средств, реализующих больше 10-ти ступеней, предложено использовать комбинированные вально-планетарные коробки передач, состоящие из двух планетарных механизмов и передач с неподвижными осями зубчатых колес. По числу параллельных потоков передачи мощности такие схемы соединения механизмов названы трехпоточными. Построены возможные структурные схемы трехпоточных вально-планетарных коробок передач, в соответствии с местами расположения планетарных механизмов, входных и выходных звеньев проведена классификация структурных схем. Проведен анализ режимов работы трехпоточных коробок передач и получено соотношение, определяющее максимально возможное число реализуемых ступеней. Предложена методика синтеза кинематических схем трехпоточных вально-планетарных коробок передач. С использованием этой методики получены четыре кинематических схемы трехпоточных 12-ти и 14-ти ступенчатых коробок передач, имеющие всего 5 элементов управления, отличающиеся использованием простых механизмов и высоким КПД.

Исследование выполнено за счет гранта Российского научного фонда (проект №17-79-10493).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

[1] Wagner, G., Naunheimer, H., Scherer, H. et al. Achtgang-Automatikgetriebe zur Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs / ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift, vol. 109, 6, pp. 512-519, 2007.

[2] Ota, H., Nozaki, K., Honda, A., Kinoshita, M. et al. Toyota's World First 8-Speed Automatic Transmission for Passenger Cars / SAE Technical Paper 2007-01-1101, 2007.
[3] Broge J.L., ZF's nine-speed geared for front-transverse engines / URL: http://articles.sae.org/11884/
[4] Dong P., Liu Y., Tenberge P., Xu X. Design and analysis of a novel multi-speed automatic transmission with four degrees-of-freedom / Mechanism and Machine Theory, vol. 108, 2017, pp. 83-96.
[5] Саламандра К.Б. Современные методы синтеза автоматических планетарных коробок передач / Известия МГТУ «МАМИ», № 3(33), 2017. с. 49 – 55.
[6] Косов В.П. Вально-планетарные коробки передач с тремя степенями свободы / Вестник Курганского государственного университета. Серия: Технические науки, № 17, 2010. с. 34-37.
[7] Альгин В.Б. Анализ, синтез и классификация структурных и кинематических схем трансмиссий с тремя степенями свободы / Механика машин, механизмов и материалов, № 4 (17), 2011. с. 29-36.
[8] Kraynev A., Salamandra K., Raghavan M. Synthesis of the Two-Stream Transmissions. In: Dobre G. (eds) Power Transmissions. Mechanisms and Machine Science, vol 13. Springer, Dordrecht, 2013, pp. 335-345
[9] Förster H.J. Automatische Fahrzeuggetriebe. Springer, Berlin, Heidelberg, 1991.
[10] Naunheimer H., Bertsche B., Ryborz J., Novak W. Automotive Transmissions. Springer, Berlin, Heidelberg, 2011.
[11] Волков Д.П., Крайнев А.Ф. Трансмиссии строительных и дорожных машин. Справочное пособие. – М. «Машиностроение», 1974, 424 с.
[12] Müller H.W. Epicyclic Drive Trains. Analysis, Synthesis, and Applications. Wayne State University Press, Detroit, 1982.
[13] Zhang, X. W., Li, C. T., Kum, D. and Peng, H. Prius(+) and volt(−): Configuration analysis of powersplit hybrid vehicles with a single planetary gear / IEEE Trans. Vehicular Technology vol. 61, 8, 2012, pp. 3544−3552.
[14] Yang, H., Kim, B., Park, Y. et al. Analysis of planetary gear hybrid powertrain system part 2: Output split system / International Journal of Automotive Technology, vol. 10, 3, 2009, pp. 381-390.
[15] Антонов А.С. Силовые передачи колесных и гусеничных машин. Теория и расчет. Изд. 2-е переработ. и доп. Л., «Машиностроение» (Ленингр. отд-ние), 1975. 480 с.
[16] Крайнев А.Ф., Асташев В.К., Саламандра К.Б., Орешкин В.Е. Коробка передач / Патент РФ № 2391588, 2010. Бюл. № 16.
[17] Kraynev A.F., Astahev V.K. Salamandra K.B., Raghavan M. Multi-Speed Transmission with Planetary and Layshaft Gears / US Patent 8360918, 2013.

[18] Саламандра К.Б. Параметрический синтез двухпоточных многоскоростных передач. // Справочник. Инженерный журнал. – 2009. – № 9. – стр. 12 – 18.

K.B. Salamandra

PERSPECTIVE PLANETARY-LAYSHAFT TRANSMISSIONS WITH THREE POWER-FLOWS

Mechanical Engineering Research Institute of the Russian Academy of Sciences, Russia

Abstract

The possible structures of combined transmissions with planetary gears and gears with fixed axles are considered in the article. Such transmissions have a great perspective because of using simple gears and a small number of control elements, while these transmissions allow obtaining a significantly larger number of different gear ratios than the transmissions made up of the identical type of gears. Classification of possible structures of transmissions with three power-flows is given, a general expression is obtained for calculating the number of speeds in a transmission. A technique for synthesizing kinematic diagrams of the such combined transmissions with three power-flows is described, using which new transmissions designs are obtained for each possible structure.

Key words: power-flows, gearbox, transmission, synthesis, planetary-layshaft transmission, differential.

The research was supported by Russian Science Foundation (project No. 17-79-10493).

REFERENCES

[1] Wagner, G., Naunheimer, H., Scherer, H. et al. Achtgang-Automatikgetriebe zur Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs / ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift, vol. 109, 6. pp. 512-519, 2007.
[2] Ota, H., Nozaki, K., Honda, A., Kinoshita, M. et al. Toyota's World First 8-Speed Automatic Transmission for Passenger Cars / SAE Technical Paper 2007-01-1101, 2007.
[3] Broge J.L., ZF’s nine-speed geared for front-transverse engines / URL: http://articles.sae.org/11884/

[4] Dong P., Liu Y., Tenberge P., Xu X. Design and analysis of a novel multi-speed automatic transmission with four degrees-of-freedom / Mechanism and Machine Theory, vol. 108, 2017. pp. 83-96.
[5] Salamandra K.B. Modern methods of synthesis of automatic planetary gearboxes / Izvestia MSTU "MAMI", No 3(33), 2017. pp. 49 – 55. (rus.)
[6] Kosov V.P. Planetary-lashaft transmissions with three degrees of freedom / Vestnik of Kurgan State University. Technical sciences, No 17, 2010. pp. 34-37. (rus.)
[7] Algin V.B. Analysis, synthesis and classification of structural and kinematic transmissions diagrams with three degrees of freedom / Mechanicka mashin, mekhanismov i materialov, No 4 (17), 2011. pp. 29-36. (rus.)
[8] Kraynev A., Salamandra K., Raghavan M. Synthesis of the Two-Stream Transmissions. In: Dobre G. (eds) Power Transmissions. Mechanisms and Machine Science, vol 13. Springer, Dordrecht, 2013. pp. 335-345
[9] Förster H.J. Automatische Fahrzeuggetriebe. Springer, Berlin, Heidelberg, 1991.
[10] Naunheimer H., Bertsche B., Ryborz J., Novak W. Automotive Transmissions. Springer, Berlin, Heidelberg, 2011.
[11] Volkov D.P., Kraynev A.F. Transmissions of Building and Road Machines. Reference Manual. – Moscow, Mashinostroenie, 1974. 424 p. (rus.)
[12] Müller H.W. Epicyclic Drive Trains. Analysis, Synthesis, and Applications. Wayne State University Press, Detroit, 1982.
[13] Zhang, X. W., Li, C. T., Kum, D. and Peng, H. Prius(+) and volt(−): Configuration analysis of powersplit hybrid vehicles with a single planetary gear / IEEE Trans. Vehicular Technology vol. 61, 8, 2012. pp. 3544−3552.
[14] Yang, H., Kim, B., Park, Y. et al. Analysis of planetary gear hybrid powertrain system part 2: Output split system / International Journal of Automotive Technology, vol. 10, 3, 2009. pp. 381-390.
[15] Antonov A.S. Power transmission of wheeled and caterpillar vehicles. Theory and calculation. 2nd edn. Leningrad, Mashinostroenie 1975. 480 p. (rus.)
[16] Kraynev A.F., Astashev V.K., Salamandra K.B., Oreshkin V.E. Gearbox / RU Patent 2391588, 2010
[17] Kraynev A.F., Astahev V.K. Salamandra K.B., Raghavan M. Multi-Speed Transmission with Planetary and Layshaft Gears / US Patent 8360918, 2013.
[18] Salamandra K.B. The parametric synthesis for the two-stream multi-speed gearboxes / Spravochnik. Injenerniy Jurnal, No 9, 2009. pp. 12-18. (rus.)

ISSN 2223-0807
Современное машиностроение: Наука и образование :
материалы 7-й международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н.Евграфова и А.А. Поповича. - СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2018.

DOI 10.1872/MMF-2018-62
УДК 621.833.6

Г.А. Тимофеев[1], Л.Р. Абдуллина[2]

НОВЫЕ АСПЕКТЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ ВОЛНОВЫХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

[1]Геннадий Алексеевич Тимофеев
Московский государственный технический университет им. Н.Э.Баумана
Россия, Москва
E-mail: timga@bmstu.ru

[2]Лейла Реналевна Абдуллина,
Московский государственный технический университет им. Н.Э.Баумана
Россия, Москва
Тел.: (985)737-3613, E-mail: abdullina_98@mail.ru.

Аннотация

В работе рассматриваются конструкции электромеханических приводов с волновыми зубчатыми передачами с генераторами волн внутреннего и внешнего деформирования. Все конструкции защищены авторскими правами, некоторые внедрены в серийное производство. Отмечаются различия между приводами, определены их положительные и отрицательные параметры, проведено сравнение характеристик.

Ключевые слова: электромеханический привод, волновая зубчатая передача, зубчатые колеса, генераторы волн внутреннего и внешнего деформирования, КПД.

Введение

Развитие техники, увеличение мощности приводов машин, и, как следствие, потребность в применении высокооборотных электродвигателей (от 10 000 об/мин и выше) диктует необходимость использования новых типов зубчатых передач в качестве передаточных механизмов в сферах специального машино- и приборостроения:

эвольвентных, циклоидальных, винтовых, червячных, шевронных... При проектировании необходимо реализовывать большие передаточные отношения с сохранением качественных показателей по критериям нагрузочной способности, кинематической точности, коэффициента полезного действия (КПД), минимальных габаритов и массы, надежности.

Волновые передачи в значительной степени удовлетворяют данным критериям, их принцип работы основан на взаимодействии (зацеплении) деформируемого гибкого и жесткого зубчатых колес. Гибкое колесо имеет форму тонкостенной оболочки или кольца и деформируется с помощью генератора волн в нескольких зонах зацепления, что приводит к большому разнообразию его геометрических форм.

Волновые зацепления позволяют получать большое передаточное отношение, обеспечивая многопарность зацепления до 40% от общего числа зубьев гибкого колеса, деформация происходит в одной или нескольких зонах. При деформации гибкого колеса в зонах зацепления обеспечивается беззазорность зацепления, высокие КПД и нагрузочная способность. Однако, для получения высоких передаточных отношений необходимо соединять последовательно большое количество зубчатых колес, что приводит к получению громоздких многоступенчатых конструкций больших по массе и размеру, с низкими показателями КПД и надежности.

Так как одним из основных требований, предъявляемых к следящим электромеханическим приводам в сферах машино- и приборостроения является минимизация габаритно-массовых показателей, мы рассмотрим разнообразные конструктивные решения для приводов с волновыми передачами различного назначения, реализованных в опытных или серийных образцах.

Силовой редуктор с волновой зубчатой передачей

Предназначен для применения в высоконагруженных приводах систем автоматического управления (рис. 1).

Редуктор состоит их трех цилиндрических зубчатых пар на входе (на рис. 1 не показан) и двухволновой зубчатой передачи на выходе, которая представляет собой двухступенчатую волновую зубчатую передачу с гибким колесом-кольцом и дисковым генератором волн внутреннего деформирования.

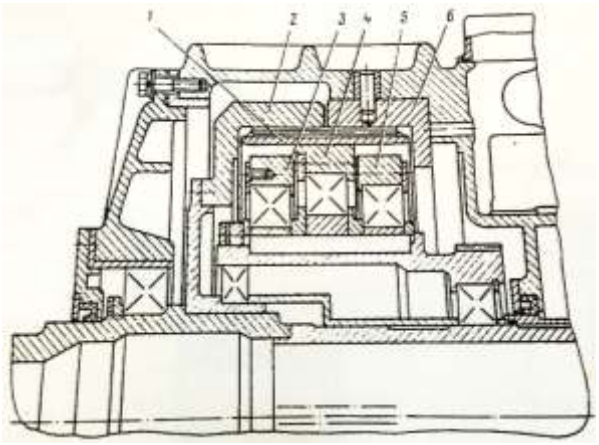


Рисунок 1 - Силовой редуктор с волновой зубчатой передачей

Деформирующие диски 3, 4, 5, эксцентрично посаженные посредством эксцентриковых втулок и подшипников на генератор волн, деформируют гибкое колесо 1 так, что в двух диаметрально противоположных зонах создаются зацепления зубьев гибкого колеса с зубьями жестких колес 2 и 6, образуя тем самым соответственно волновую зубчатую муфту и двухзонную волновую зубчатую передачу. Высота зубьев в волновой зубчатой муфте составляет 2.5 модуля, а в волновой зубчатой передаче определяется по геометрическим расчетам, исходя из условия отсутствия заклинивания зубьев гибкого и жесткого колёс [1-2].

Использование такой волновой зубчатой передачи в выходной ступени редуктора повысило его нагрузочную способность в 1.5 раза, а КПД - в 1.4 раза по сравнению с редуктором, в котором в качестве выходной ступени была планетарная передача типа ЗК с пятью сателлитами. Производственные затраты на изготовление одного редуктора снижены на 7% за счет уменьшения количества деталей.

Привод сконструирован в 90-х годах прошлого века Костиковым Ю.В., Тимофеевым Г.А., Фурсяком Ф.И. для АО «Концерн ВКО «Алма́з-Анте́й». Внедрен в серийное производство.

Техническая характеристика:

Передаточное отношение

общее……18000

волновой ступени……120

Модуль волновой ступени, мм……...2

Номинальный момент на выходном валу, кНм…….....80

Общий КПД при номинальной нагрузке……..0,63

Габаритные размеры, мм……..800x800x1000

Масса, кг……2880

Волновой привод поворотной платформы

Предназначен для замедленного вращения рабочего органа силовой системы автоматического управления (рис. 2).

Движение в волновом приводе передается от электродвигателя I типа ДПР-72 через цилиндрическую пару зубчатых колес 2 на две двухволновые зубчатые передачи 3 и 4. Поворот платформы 5 контролируется преобразователем угла 6 типа БД404А и ограничивается концевыми микровыключателями 7.

Для повышения КПД привода две волновые зубчатые передачи в нем соединены последовательно, причем, в последней волновой передаче генератор волн самоустанавливающийся. Для повышения технологичности изготовления и сборки в волновых передачах используются дисковые генераторы волн с насадными эксцентриками.

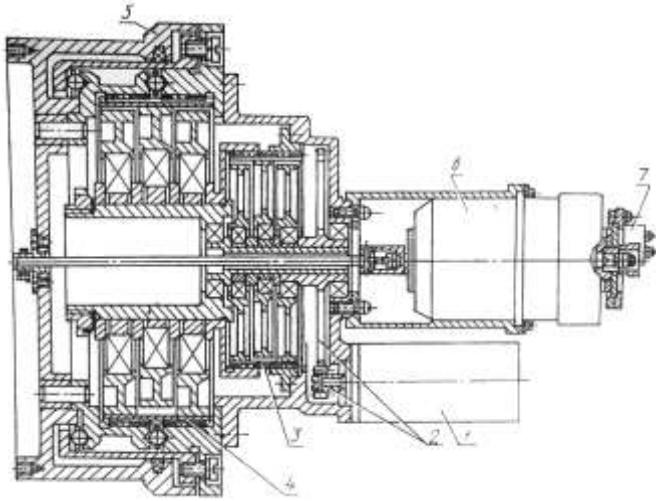


Рисунок 2 - Волновой привод поворотной платформы

По сравнению с существующими силовыми приводами волновой привод содержит в четыре раза меньше деталей и удобнее компонуется, трудоемкость изготовления его в два раза меньше, долговечность в два раза выше, ошибка “мертвого” хода при номинальной нагрузке в три раза меньше, габаритные размеры и масса редуктора уменьшены на 30%, при этом на 30% уменьшилась и масса привода (с двигателем) [3-4].

Привод сконструирован в 1984 году Костиковым Ю.В., Тимофеевым Г.А., Фурсяком Ф.И., Семиным Ю.И. для НПО «Электроаппарат», г. Ростов. Внедрен в серийное производство.

Техническая характеристика:

Общее передаточное отношение……..……..23625
Номинальный крутящий момент, Нм……...…….800
Общий КПД при номинальной нагрузке……0,4
Ошибка «мертвого» хода поворотной платформы, угл. Мин…….±12
Температурный режим работы, ˚С……..……..±50

Потребляемый ток при номинальном крутящем моменте, А
в нормальных условиях……0,25
при температуре -50˚С……...0,55
Угол поворота платформы……..….±165˚
Габаритные размеры, мм……..Ø220х250
Масса(с двигателем), кг……..…..16

Привод силовой

Предназначен для использования в исполнительных устройствах следящих систем и в других машинах (рис. 3), где необходимо снижение частоты вращения выходного вала (в 4500 либо в 13000 раз).

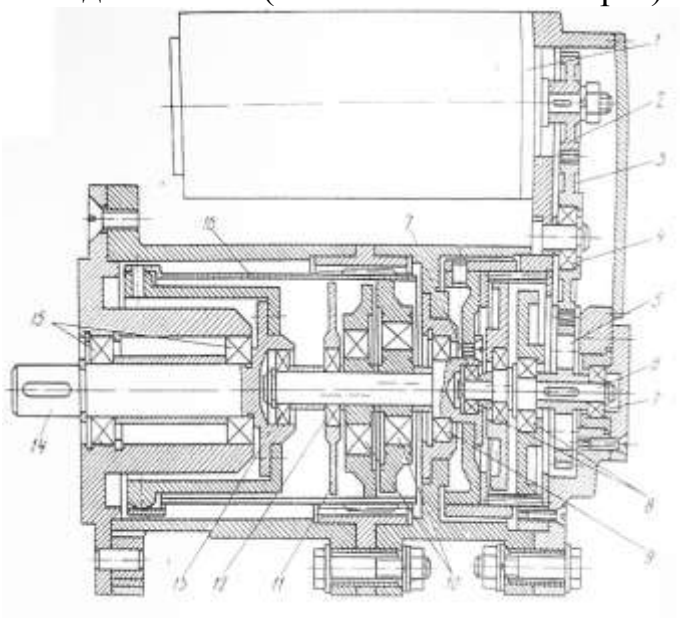


Рисунок 3 - Привод силовой

Первая ступень привода (рис. 3) передает вращение от электродвигателя 1 типа ДПР-72 на вал 6 генератора волн промежуточной волновой зубчатой передачи посредством цилиндрических зубчатых колес 2,3 и 5. Далее, вращение, редуцированное в двух последовательно соединенных двухволновых зубчатых передачах, передается с выходного вала 14 привода на нагрузку.

С целью унификации в обеих волновых зубчатых передачах геометрические параметры зацепления выполнены одинаковыми: передаточное число в каждой из них равно либо 60 либо 80, модуль волнового зацепления соответственно 0.4 мм или 0.3 мм. В приводе использованы три типоразмера шарикоподшипников одной серии: подшипники 4 и 7 - 1000095; 8,12 и 13 - 1000097; 9,10 и 15 - 1000901.

Размещение опорных подшипников 15 выходного вала 14 внутри гибкого колеса 16 и использование гибкого колеса промежуточной ступени в виде узкого кольца позволило уменьшить осевые габаритные размеры привода в 1.4 раза. Диск 11, установленный на валу генератора волн, обеспечивает дополнительную опору гибкому колесу 16 в зоне малой оси его деформации, повышая тем самым в 1.5 раза нагрузочную способность привода [5-7].

Авторское свидетельство СССР №1497419. Привод сконструирован в 1984 году Костиковым Ю.В., Тимофеевым Г.А., Фурсяком Ф.И., Семиным Ю.И. для НПО «Электроаппарат», г. Ростов. Внедрен в серийное производство.

Техническая характеристика:

Момент нагрузки на выходном валу, Нм …….....80
Общий КПД при номинальной нагрузке……..0,57
Люфт входного вала при номинальной нагрузке, рад, не более……....0,0005
Напряжение источника питания, В …….....….27±2
Потребляемая мощность, Вт ……..…..…...18
Габаритные размеры, мм…….....70x120x140
Масса, кг……..….2,5

Электромеханический привод линейного дискретного перемещения

Предназначен для использования в следящих системах при преобразовании непрерывного вращения вала электродвигателя в дискретное поступательное движение выходного звена исполнительного механизма. (рис. 4)

Привод является трехступенчатым. Движение от электродвигателя 2 через пару прямозубых колес 1 и 13, составляющих входную ступень привода с передаточным числом 5.9, сообщается входному валу 12 второй ступени. Вторая ступень представляет собой двухволновую шаговую передачу, которая преобразует непрерывное вращение генератора волн 11 в дискретное вращательное движение гибкого колеса 6. Далее дискретное вращение гибкого колеса 6, выполненного заодно с разрезной гайкой 4, преобразуется в шаговое поступательное движение винта-штока 5 [8].

Жесткое колесо волновой шаговой передачи выполнено из двух соосных цельных ободов 3 и 8. На ободах на диаметрально противоположных выступах сформированы зубчатые сектора. Угловой шаг зубчатых секторов обода 3 равен угловому шагу зубчатого венца на гибком

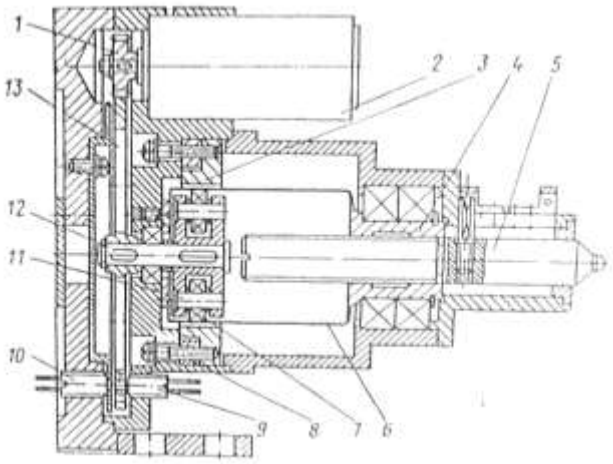


Рисунок 4 - Электромеханический привод линейного дискретного перемещения

колесе, а угловой шаг зубчатых секторов на ободе 8 отличается. Это позволяет получить в пределах одного оборота генератора волн чередующиеся через 90° в зонах деформации гибкого колеса с зубчатыми секторами или волновое муфтовое соединение, или волновую зубчатую передачу. Гибкое колесо при этом деформируется непосредственно шарикоподшипниками 7, расположенными на осях генератора волн 11. Необходимая величина линейного перемещения штока 5 задается и контролируется по соответствующему количеству шагов, определяемому оптико-электронной системой, включающей в себя светодиод 9 и фотодиод 10 [9-10].

Привод, по сравнению с ранее применяемым, имеет в два раза меньшие габаритномассовые показатели; более чем в два раза выше точность позиционирования, производственные затраты снижены на 40%, за счет уменьшения количества деталей (в сравнении с аналогами).

Привод может быть использован в различных областях машиностроения, робототехники, приборостроения, системах автоматического регулирования в качестве исполнительного механизма с высокой точностью позиционирования [3, 7].

Авторское свидетельство № 1566118. Привод спроектирован в 1983-1985 годах Костиковым Ю.В., Тимофеевым Г.А., Фурсяком Ф.И., Семиным Ю.И. для НПО «Электроаппарат», г. Ростов. Внедрен в серийное производство.

Техническая характеристика:

Момент нагрузки на выходном валу, Нм …….....80
Погрешность позиционирования, мкм ……..± 3
Допустимое осевое усилие на шток, Н, не более……..4,0
Величина линейного перемещения штока, мм……...20

Шаг линейного перемещения штока, мкм ……....12
Число шагов в секунду ……..…..….....25
Напряжение источника питания, В …….....….27±2
Габаритные размеры, мм……....110х120х120
Масса, кг……..….1,2

Электропривод повышенной жесткости

Предназначен для осуществления вращательного движения нагрузки (рис. 5).

В состав привода входят электродвигатель типа ДБМ 105-06-1-2, датчик положения ротора электродвигателя типа ВТ 60-12-0, 4-0, 16, датчик угла поворота типа ДУ-50, датчик скорости типа ТГП-5 и редуктор, выходная ступень которого представляет собой оригинальную конструкцию, сочетающую преимущества волновых зубчатых и кривошипно-планетарных передач.

При работе привода выходной вал-стойка 19 неподвижен. Вокруг вала-стойки в подшипниках скольжения 6 и 20 вращается корпус 9. С помощью фланцев 5 и 21 вал-стойка позволяет путем вертикального наращивания устанавливать нагрузку, состоящую из нескольких элементов. Вращение от электродвигателя 12 через цилиндрические пары зубчатых колес 13 и 14, 15 и 16, 17 и 18, передается на ведущий вал 10 волновой зубчатой и кривошипно-планетарной передач, замкнутых на вал-стойку 19.

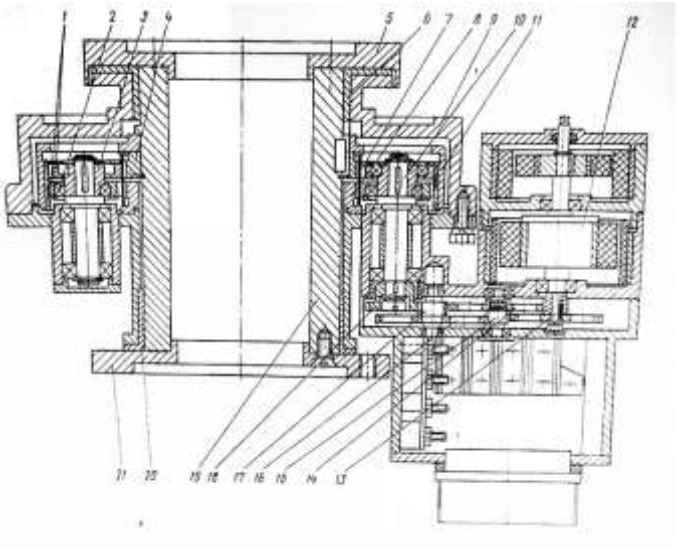


Рисунок 5 - Электропривод повышенной жесткости

Жесткое колесо 8, образуя с гибким зубчатым колесом 7 двухволновую зубчатую передачу внешнего деформирования,

обеспечивает дальнейшее преобразование вращательного движения от вала 10 до подвижного корпуса 9. Жесткое колесо 4 при зацеплении с гибким колесом 7 образует двухволновую зубчатую муфту, обеспечивающую неподвижное соединение гибкого колеса с валом-стойкой 19. Вращательное движение от ведущего вала 10 одновременно преобразуется с тем же передаточным числом в параллельно соединенной кривошипно-планетарной передаче, состоящей из двух колес 1 с внешним зубчатым венцом, зацепляющихся в диаметрально противоположных зонах с колесом 11 [11, 12].

Зубчатые колеса 1 своими внутренними поверхностями деформируют гибкое колесо 8 в двух диаметрально противоположных зонах за счет эксцентричных втулок 3 и шарикоподшипников 2, выполняя тем самым функцию генератора волн волновой зубчатой передачи.

Конструкция привода по своему уровню превышает известные технические решения: по крутильной жесткости в 1.5 раза, по нагрузочной способности в 1.8 раза, по надежности и кинематической точности в два раза.

Электропривод может быть успешно использован в различных отраслях промышленности, в приборостроении, станкостроении, в робототехнике, в силовых системах автоматического управления[13].

Авторское свидетельство № 1569467. Привод спроектирован в 1995-1997 годах Костиковым Ю.В., Тимофеевым Г.А., Фурсяком Ф.И., Семиным Ю.И. для КБ «Львовский погрузчик». Внедрен в серийное производство.

Техническая характеристика:

Передаточное отношение
общее……...7400
входной ступени……...……123
Модуль волновой ступени, мм……...2
Номинальный момент на выходном валу, Нм…….....800
Средняя крутильная жесткость, Н*м/рад……..800
Общий КПД при номинальной нагрузке……..0,63
Габаритные размеры, мм……270х250х200
Масса, кг……..…..12

Разработанные силовой редуктор с ВЗП, приводы поворотной платформы, силовой, линейного дискретного перемещения и привод повышенной жесткости применяются в устройствах точного позиционирования, следящих системах, системах автоматического управления, внедрены в серийное производство. Конструкции защищены авторскими свидетельствами.

Качественные характеристики вышеописанных приводов превышают известные технические решения по многим показателям и отличаются повышенной кинематической точностью, широким диапазоном передаточных отношений, высоким КПД, увеличенными долговечностью и нагрузочной способностью при минимальных габаритно-массовых показателях.

.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

[1] Тимофеев Г.А., Костиков Ю.В., Фурсяк Ф.И. Исследование малоинерционных волновых зубчатых приводов // Приводная техника. 2011. № 2, 3. С. 19–22.

[2] Тимофеев Г.А., Исследование структуры волновой зубчатой передачи с генератором волн внешнего деформирования // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2016. № 3. С. 3–10 .

[3] Тимофеев Г.А., Проектирование приводов с двухступенчатыми волновыми зубчатыми передачами для следящих систем // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2016. № 5. С. 32–40.

[4] Тимофеев Г.А., Барбашов Н.Н. Проектирование одноступенчатых волновых зубчатых передач и двухступенчатых с волновой муфтой // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2016. № 1. С. 3–11.

[5] Егоров И. М. Вклад различных участков профилей зубьев сателлита в несущую способность планетарного цевочного редуктора // Современное машиностроение: Наука и образование. Материалы 6-й Международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н. Евграфова и А.А. Поповича.– СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2017. –С. 315-324.

[6] Волновая передача. А.с. СССР №1402737, Кл.F16H1/00 Оп. 15.06.88 // И.Б. 1988. № 22.

[7] Костиков Ю.В., Тимофеев Г.А., Фурсяк Ф.И., Новое в проектировании волновых зубчатых передач // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2012. № 12. С. 42–49.

[8] Жесткое колесо шаговой зубчатой передачи. А.с. СССР № 1556118, Кл.F16H1/00, 55/00 Оп. 23.05.90 // И.Б. 1990. № 20.

[9] Волновая передача А.с. СССР № 1307127, Кл.F16H1/00 Оп. 30.04.87 // И.Б. 1987. № 16.

[10] Вульфсон И.И. Некоторые особенности влияния электропривода на динамику цикловых машин // Современное машиностроение: наука и образование MMESE-2017. 2017. С. 91-109.

[11] Одноволновая передача. А.с. СССР № 1167374, Кл.F16H1/00, 1/32 Оп. 15.07.85 // И.Б. 1985. № 26.

[12] Устройство для передачи и преобразования вращательного движения. А.с. СССР № 1569467, Кл. F16H1/00 Оп.07.06.90//И.Б.1990, № 21.
[13] Иванов А. С., Ткаченко К. Т. Реакции в опорах многоопорных валов мотор-редукторов // Современное машиностроение: наука и образование MMESE-2017. 2017. С. 367.

G.A.Timofeev, L.R.Abdullina

NEW IN WAVE GEARS DESINING

Moscow State Technical University, Russia

Abstract

The design of electromechanical drives with wave gears with generators of internal and external deformation waves is considered. All designs are copyrighted, some are embedded in batch production. Differences between the drives are noted, their positive and negative parameters are determined, and the characteristics are compared.

REFERENCES

[1] Timofeev G.A., Kostikov Iu.V., Fursiak F.I. Quick response study of the wave gear drive. Drive Technology, 2011, no. 2, 3, pp. 19–22.
[2] Timofeev G.A., Investigation of the structure of a wave gear with an external deformation wave generator. Journal of Machinery Manufacture and Reliability, 2016, no. 5, pp. 32-40.
[3] Timofeev G.A., Design of drives with double-reduction wave gears for servosystems. Journal of Machinery Manufacture and Reliability, 2016, no. 1, pp. 3-11.
[4] Timofeev G.A., Barbashov N.N., Designing Single-Stage Harmonic Drives and Double-Stage Drives with Harmonic Gear Clutch. News of higher educational institutions. Mechanical engineering, 2016, no. 1, pp. 3-11.
[5] . Egorov I.M. Contribution of various sections of the teeth profiles of the satellite to the carrying capacity of the planetary reduction gear // Modern engineering: science and education MMESE-2017. pp. 315-324.
[6] Wave transmission. USSR Author’s Certificate, no.1402737,1988,no.22.
[7] Kostikov Iu.V., Timofeev G.A., Fursiak F.I. New in wave gears designing. News of higher educational institutions. Mechanical engineering, 2012,no.12,pp.42-49.

[8] Rigid wheel jogging gear. USSR Author's Certificate, no.1556118, 1990, no. 20.
[9] Wave transmission. USSR Author's Certificate, no.1307127,1987,no.16.
[10] Single wave transmission. USSR Author's Certificate, no. 1167374, 1985, no. 26.
[11] Vulfson I.I. Some peculiarities of the electric drive influence on cyclic machines dynamics // Modern engineering: science and education MMESE-2017. pp. 91-109.
[12] Device to transfer and convert the rotary motion. USSR Author's Certificate, no. 1569467, 1990, no. 21.
[13] Ivanov A.S., Tkachenko K.T., Reactions in supports multisupporting shaft geared motors // Modern engineering: science and education MMESE-2017. pp. 367-376.

СПЕЦИАЛИЗИРОВАННОЕ ПРОГРАММНОЕ ОБЕСПЕЧЕНИЕ: РАЗРАБОТКА И ПРИМЕНЕНИЕ

ISSN 2223-0807
Современное машиностроение: Наука и образование:
Материалы 7-й международной научно-практической конференции /Под ред. А.Н.Евграфова и А.А.Поповича.- СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2018.

DOI 10.1872/MMF-2018-63
УДК 658.512.011.56

Д.Д. Куликов

ИНТЕГРАЦИЯ СИСТЕМ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ ПОДГОТОВКИ ПРОИЗВОДСТВА

Дмитрий Дмитриевич Куликов,
Университет ИТМО
Россия, Санкт-Петербург
Тел. +79219224986,
E-mail: ddkulikov@mail.ru

Аннотация

В работе рассмотрены вопросы интеграции автоматизированных систем технологической подготовки производства (ТПП) изделий. Интеграция основана на создании единого информационного пространства и организации интероперабельности функционирующих систем. Рассмотрены требования к передаваемым сообщениям для обеспечения их совместимости. Приведен пример реализации единого информационного пространства с использованием словарной системы.

Ключевые слова: технологическая подготовка производства, информационные технологии, интероперабельность, консистентность, единое информационное пространство, онтологии, словарная система.

Введение

В настоящее время в технологической подготовке используется комплекс систем (CAD, CAE, CAM, САПР ТП), позволяющих значительно ускорить решение технологических задач. Однако уровень автоматизации ТПП остается недостаточно высоким и не позволяет автоматически полностью разрабатывать оптимальные технологические процессы [1]. Это обстоятельство вызвано неполным уровнем формализации сложных творческих задач, например, определение структуры ТП в целом и технологических операций в частности, выбор технологических баз и т. д.

Кроме того, не решена проблема интеграции систем ТПП между собой, что во многих случаях требует утомительного ручного ввода информации.

Постановка задачи.

Решение проблемы интеграции в первую очередь зависит от совместимости (интероперабельности) передаваемых сообщений. Поэтому необходимо определить подходы к созданию интероперабельных систем ТПП.

Аспекты интероперабельности (модели, уровни, профили и т. д.) нашли отражение в целом ряде стандартов [2,3]. Выделим три уровня интероперабельности: семантический (смысловое понимание передаваемой информации), синтаксический (понимание синтаксиса и структуры сообщения) и организационный (организация совместного функционирования для достижения заданной цели) [4].

Семантическая интероперабельность

Интероперабельность (СИ) может быть достигнута лишь при обеспечении консистентности всех передаваемых сообщений между системами ТПП.. Под консистентностью (англ. consistency) понимается согласованность (корректность) данных друг с другом, а также их внутренняя непротиворечивость [5]. Семантическая интероперабельность возможна лишь на основе онтологий предметных областей, которые используются системами ТПП.

В ТПП циркулируют сообщения, содержащие модели объектов: 3D модели деталей и заготовок, модели технологических процессов и технологического оснащения, управляющие программы и т.д. Модели представляют собой структурированную совокупность параметров, отражающих свойства моделируемого объекта.

Параметры P моделей в общем виде могут быть выражены следующим образом:

$$P=<K, Des, SV, Val, At >;$$

где:

K – концепт (понятие, закрепленное за данным параметром), ($K \subset MK$);

Des – обозначение параметра, ($Des \subset MD$);

SV – способ задания значения параметра, ($SV \subset MS$);

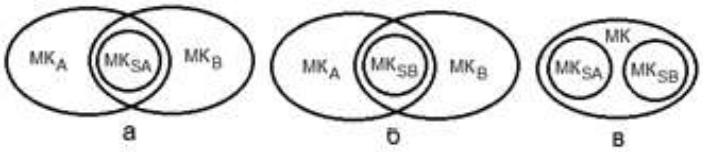
Val – значение параметра ($Val \subset MV$);

At – атрибуты ограничений для значения параметра;

MK, MD, MS, MV – множества данных, принадлежащих заданной системе ТПП.

Указанные элементы параметра (за исключением атрибутов At) назовем главными атрибутами параметра.

Первый этап проверки на семантическую интероперабельность заключается в последовательной проверке на консистентность атрибутов параметров передаваемой модели. В первую очередь рассмотрим консистентность концептов параметров модели. Пусть сообщение S_A из системы А (например, из системы поиска средств технологического оснащения) передается в систему В (например, в систему проектирования технологических процессов). Сообщение S_A содержит описание модели найденного объекта. В первом приближении эта модель может быть рассмотрена как множество параметров MP_{SA} и, следовательно, содержит множество MK_{SA} концептов для этих параметров. Это множество задано в неявном виде и принадлежит онтологии MK_A предметной области для системы А. Сообщение S_A является корректным если $MK_{SA} \subset MK_B$ (рис.1а).



а б в

Рис. 1. Схемы сопряжения множества контентов, принадлежащих сообщениям и системам

Данная корректность, называемая консистентностью по выходу, является односторонней, т.к. выходные сообщения из системы А воспринимаются системой В корректно по концептам. Аналогичным образом, если система А воспринимает сообщения из системы В (понимает контент сообщения S_B), то имеет место консистентность по входу (рис.1 б). Полная консистентность по концептам имеет место, когда

$$MK_{SA} \subset MK \wedge MK_{SB} \subset MK,$$

где

МК – множество концептов, общее для систем А и В (рис1в).

Полная консистентность не обязательна, если сообщение передается всегда только из одной системы в другую.

Вывод 1.

Необходимым условием обеспечения семантической интероперабельности является наличие общей онтологии предметных областей ТПП и программных модулей, выполняющих проверку консистентности по концептам параметров для передаваемых моделей.

Проведенный анализ показал, что имеются случаи, когда нужно определить, надо ли различать схожие концепты. Например, для составных концептов «диаметр сверла» и «диаметр спирального сверла с коническим хвостовиком» можно принять следующие решения:

1. условно считать указанные концепты одинаковыми, что грозит возможными ошибками (условная консистентность);

2. в онтологии предметной области ТПП провести связь «условное равенство» от дочерней вершины к соответствующей родительской вершине;
3. преобразовать модель объекта, создав дополнительные параметры: параметр с концептом «вид сверла» (со значением параметра: «спиральное» или «ружейное» или «перовое» и т. д.) и параметр «тип хвостовика» (со значением параметра «цилиндрический» или «конический» и т. д.).

Третий случай может потребовать преобразование входного модуля системы, принимающей сообщение, что не всегда возможно.

Необходимо отметить, что параметры передаются без своих концептов. Такое неявное задание концептов необходимо для сокращения объема передаваемой информации. Поэтому создается словарная система в которую кроме онтологии со своими прямыми и обратными связями входят атрибуты всех параметров предметной области (кроме значений параметров).

Словарная система со своей онтологией входит составной частью в единое информационное пространство (ЕИП) [6,7,8]. ЕИП предоставляет авторизованный доступ ко всем частям ТПП: программным компонентам, базам данных и знаний, к электронным архивам и т. д.

Вывод 2.

Организация единого информационного пространства основано на создании словарной системы, позволяющей последовательно проверять консистентность по всем атрибутам параметров модели, что является необходимым условием для проверки семантической интероперабельности сопрягаемых систем ТПП.

Рассмотрим теперь корректность по обозначению параметра. К ней может быть применен то же набор понятий, что и для корректности по концептам: односторонняя или полная, по входу и выходу консистентность обозначений.

Важной особенностью обозначений параметров является их многообразие и повторяемость. Например, обозначение **d** может означать: «диаметр сверла», «диаметр отверстия», «диаметр шпинделя» и т.д. Кроме того, многие обозначения снабжаются индексами, например, d_{min} или V^n и т. д. Для многих объектов имеются стандартизованные обозначения параметров, изменять которые нежелательно. Для разделения параметров, имеющих одинаковые обозначения, но разные концепты, множество объектов можно разделить по классам: детали и заготовки, инструмент, оборудование, приспособления и т.д. Для каждого класса создается своя

область обозначений (домен). Таким образом, главные атрибуты параметра могут быть дополнены атрибутом «домен» (например, det – домен «детали», inst – домен «инструмент» и т. д.). При необходимости сужения множества доменов, их можно разделить на подклассы Последний случай наиболее распространен, т. к. роль подкласса играют модели заданного вида. Каждый вид моделей имеет свой набор параметров и, следовательно, свое множество концептов и обозначений параметров. Если системы обмениваются только моделями одного вида, то параметр, обозначающий вид передаваемой модели, можно опустить.

Рассматривая значения параметров необходимо отметить большое разнообразие способов их задания:

1. параметр задан точным значением (например, «d=20»);
2. значение параметра задано интервалом;
3. значение параметра задано списком возможных значений;

Значения параметров могут быть заданы синтаксически разными способами. Например, интервал от 10 до 40 мм записывают: «1-40» или «1.4…5.3». Предельная глубина резания резца может быть задана как «до 4». Могут использоваться отношения порядка, например,
« k > 3 », « t ≥3 », « p <5.4 », « s ≤ 5.4 » и т.д. Размеры могут задаваться с указанием их точности, например «20H10» или «30±0.3» или «$40^{+0.12}$» и т.д. Во многих случаях точность задаётся отдельным параметром, например «IT =14» или BO=0.12 и HO=-0.3. Система, принимающая сообщение, должна выполнять анализ значений параметров объектов, способов их задания и реагировать соответствующим образом. В этом случае обеспечиваются все виды консистентности по значению параметра.

Анализ атрибутов параметров будет не полным, если не учитывать атрибуты ограничений значения параметра (ОЗП). Например, значение параметра равно 45, но является ли эта величина размером в миллиметрах или в дюймах, или в градусах?
К атрибутам ОЗП относят:

- размерность параметра;
- тип параметра (числовой, текстовый, логический);
- длина поля, отводимого под значение параметра;
- количество знаков после запятой для вещественного числового значения параметра;
- минимальное и максимальное значение при числовом задании значения параметра.

Часть этих атрибутов обычно используется в реляционных СУБД для формирования схемы данных при создании базы. Если значение параметра отвечает этим ограничениям, то имеет место консистентность по ОЗП.

Таким образом, можно утверждать, что параметр является в целом корректным, если имеет место консистентность по всем атрибутам передаваемого параметра.

Общее количество объектов, информация о которых используется для решения технологических задач, достаточно велико. Только номенклатура средств технологического оснащения может достигать нескольких тысяч единиц. Поэтому для проверки корректности передаваемых данных необходимо иметь, как было указано выше, словарную систему для хранения и сопровождения информации об атрибутах параметров. Такая система состоит из компоненты сопровождения и базы данных с атрибутами параметров. База данных с теоретической точки зрения является базой метаинформацией, необходимой для проверки интероперабельности систем ТПП.

Вывод 3

Семантическая интероперабельность систем ТПП может быть достигнута на основе создания словарной системы, позволяющей организовать единое информационное пространство и проверять на консистентность все атрибуты (включая ОЗП) параметров моделей объектов, информация о которых циркулирует в ТПП.

Большинство систем ТПП имеют свою семантику и синтаксис передаваемых сообщений, что затрудняет синтаксическую интероперабельность. Переход к нейтральным форматам типа STEP для графических систем или, в целом, к XML - файлам хотя и облегчает согласование сообщений, однако не снимает всех барьеров интероперабельности. Поэтому возникает необходимость в создании конверторов для согласования сообщений. Эти конверторы могут быть внутренними или внешними, которые обычно создаются сторонними разработчиками.

Конвертор может быть оформлен в виде внешней компоненты (рис.2) или встроен внутрь принимающей или передающей системы. Для внутренних конверторов при появлении новой системы необходимо выполнить апгрейд программного обеспечения для встраивания нового конвертора, с помощью которого возможно обеспечить совместимость с новой системой.

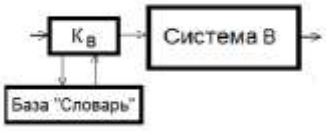


Рис.2. Внешний конвертор

Рис.3. Внутренний конвертор

В настоящее время в большинстве CAD – систем имеются ряд конвертеров для перехода к нейтральным форматам.

Вывод 4.

Синтаксическая интероперабельность систем ТПП достигается на основе единого языка общения (например, XML) и применением конверторов для согласования входных и выходных сообщений.

Организационная интероперабельность применительно к ТПП может быть обеспечена за счет использования PDM – системы. В дереве проекта этой системы фиксируются результаты как конструкторской, так и технологической подготовки производства. Эти результаты используются в системе управления предприятием. С помощью PDM – системы отслеживается жизненный цикл на всех стадиях создания изделия, обеспечивая тем самым организационную интероперабельность и для ТПП.

Рассмотренный подход был использован при создании экспериментальной «Технологической интегрированной системы» (ТИС) на кафедре технологии приборостроения УНИВЕРСИТЕТА ИТМО [9]. Эта система была разработана как веб – ориентированная система, что позволяет использовать её в условиях расширенного предприятия, когда общение с системой происходит из территориально разнесенных подразделений. В систему входят следующие компоненты (веб-сервисы):

- ТИС-Админ (функции администрирования);
- ТИС-Процесс (проектирование технологических процессов);
- ТИС-СТО (сопровождение базы данных для средств технологического оснащения);
- ТИС-Словарь (словарная система);
- ТИС-Деталь (сопровождение параметрических моделей деталей и операционных заготовок);
- ТИС-ТАП (табличный процессор для расчетов режимов резания, выбора припусков и сортамента).

Для организации баз данных и знаний используется нереляционная СУБД MongoDB. Все системы интероперабельны между собой, обмениваются XML файлами и функционируют в едином информационном пространстве. Наиболее сложным оказалось преодоление барьера интероперабельности между CAD-системой CATIA и ТИС-Процесс. Информации, получаемой из 3D моделей деталей, недостаточно для проектирования технологических процессов. Поэтому был сделан переход к электронным геометрическим моделям деталей (ЭГМ) [10] путем насыщения аннотациями 3D моделей, что позволило обеспечить полное описание деталей. Однако распознать эту информацию из STEP – модели очень

трудно, т. к. аннотации выражены в виде облака точек! Поэтому была создана библиотека конструктивных элементов (КЭ) деталей с аннотациями и разработан комплекс макросов для вывода таблиц с параметрами КЭ [11]. Ввод информации о КЭ выполняется следующим образом. Для заданного элемента выводится его таблица и заполняется пользователем значениями параметров элемента (размеры и их точность, шероховатость поверхностей, отклонение от формы поверхностей элемента и т. д.). После этого с помощью макросов на экран выводится объемный образ элемента со всеми аннотациями, т. е. ЭГМ элемента. Одновременно формируется параметрическая модель элемента. Таким образом, параллельно с получением ЭГМ детали создается и её параметрическая модель (ПМД). Для создания ЭГМ операционных заготовок используется метод добавляемых тел [11]. Подход к созданию ПМД заимствован из трудов В.Д. Цветкова [12]. При проектировании технологического процесса выборка нужной информации из ПМД детали или операционной заготовки осуществляется с помощью специально разработанного комплекса процедур. Таким образом, на наш взгляд, преодолевается весьма сложный барьер между CAD - системой и САПР ТП.

Заключение

Интероперабельность систем ТПП может быть достигнута на основе создания единого информационного пространства, обеспечивающего доступ ко всем компонентам систем ТПП и включающего словарную систему для проверки на консистентность всех атрибутов параметров моделей объектов, информация о которых циркулирует в ТПП. Полная интероперабельность достигается на основе применения PDM – системы позволяющей обеспечить согласованное функционирование систем ТПП и отслеживание жизненного цикла изделия на всех стадиях его создания. При таком подходе открывается путь к созданию автоматических систем, проектирующих оптимальные технологические процессы, и, кроме того, может быть достигнута интероперабельность систем ТПП с конструкторской подготовкой производства и с АСУ предприятия.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

[1] Куликов Д.Д., Падун Б.С., Яблочников Е.И. Перспективы автоматизации технологической подготовки производства. Известия высших учебных заведений. Приборостроение. 2014. Т. 57. № 8. С. 7-11. [Тип: Статья, Год: 2014]

[2] ГОСТ Р ИСО 11354-1-2012 Усовершенствованные автоматизированные технологии и их применение. Требования к установлению интероперабельности процессов промышленных предприятий. Часть 1. Основа интероперабельности предприятий.
[3] ГОСТ Р ИСО 10303-1-99 Системы автоматизации производства и их интеграция. Представление данных об изделии и обмен этими данными. Часть 1. Общие представления и основополагающие принципы.
[4] Олейников А.Я. Обеспечение интероперабельности информационных систем (https://www.itweek.ru/upload/iblock/6c4/oleynikov.pdf).
[5] Kshemkalyani, A.D. and Singhal, M. Distributed Computing: Principles, Algorithms, and Systems. — Cambridge University Press, 2011. — ISBN 9781139470315.
[6] Яблочников Е.И. Организация процесса технологической подготовки производства на основе модели предприятия. Известия вузов. Приборостроение. 2007. Т. 50. № 8. С. 69—73.
[7] Яблочников Е.И. Современные информационные технологии в ТПП приборостроительного предприятия. Научно-технический вестник СПбГУ ИТМО. 2006. № 30. С. 3-8. [Тип: Статья, Год: 2006]
[8] Андриченко, А.Н. Единая информационная платформа современного машиностроительного предприятия / А.Н. Андриченко, Н.А. Щербаков. // Оборудование и инструмент для профессионалов. – 2010. – №2 (103). – С. 202-105.
[9] Куликов Д. Д., Носов С.О., Филюков Н.Е. Интеллектуальные программные комплексы для технической и технологической подготовки производства. Часть 10. Технологическая интегрированная система» – СПб: Университет ИТМО, 2016. – 43 с.
[10] ГОСТ 2.052-2006 «Единая система конструкторской документации»
[11] Куликов Д.Д., Клеванский Н.С., Бабанин В.С. Автоматизированное формирование моделей операционных заготовок // Известия Вузов – Приборостроение – СПб: СПб НИУ ИТМО, 2014. №8, С. 26 – 29.
[12] Цветков, В.Д. Системно-структурное моделирование и автоматизация проектирования технологических процессов [Текст] / В. Д. Цветков; под ред. П. И. Ящерицына. – Минск: Наука и техника, 1979. – 264 с.

D.D.Kulikov

INTEGRATION OF SYSTEMS OF TECHNOLOGICAL PREPARATION OF PRODUCTION

ITMO University, Saint Petersburg, Russia.

Abstract

The paper deals with the integration of automated systems of technological preparation of production (CCI) of products. Integration is based on the creation of a common information space and the organization of interoperability of functioning systems. Requirements for transmitted messages to ensure their compatibility are considered. An example of implementation of the common information space using the dictionary system is given.

Key words: technological preparation of production, information technology, interoperability, consistency, unified information space, ontology, dictionary system.

REFERENCES

[1] Kulikov D. D., Padun B. S., Yablochnikov E. I. Prospects of automation of technological preparation of production. News of higher educational institutions. Instrument making. 2014. Vol. 57. No. 8. C. 7-11. [Type: Article, Year: 2014]
[2] GOST R ISO 11354-1-2012 Advanced automated technologies and their application. Requirements to establish interoperability processes of industrial enterprises. Part 1. The basis for interoperability of enterprises.
[3] GOST R ISO 10303-1-99 production automation Systems and their integration. View and share item data. Part 1. General concepts and fundamental principles.
[4] Oleinikov A. I. interoperability of information systems (https://www.itweek.ru/upload/iblock/6c4/oleynikov.pdf).
[5] Kshemkalyani, A. D. and Singhal, M. Distributed Computing: Principles, Algorithms, and Systems. - Cambridge University Press, 2011. - ISBN 9781139470315.
[6] Yablochnikov EI Organization of process of technological preparation of manufacture on the basis of model of the enterprise. Proceedings of high schools. Instrument making. 2007. P. 50. No. 8. P. 69-73.
[7] Yablochnikov EI Modern information technologies in the CCI of the instrument-making enterprise. Scientific and Technical Herald of St.

Petersburg State University ITMO. 2006. № 30. P. 3-8. [Type: Article, Year: 2006]
[8] Andrichenko, A.N. Unified information platform of a modern machine-building enterprise / A.N. Andrichenko, N.A. Shcherbakov. // Equipment and tools for professionals. - 2010. - №2 (103). - P. 202-105.
[9] D. D. Kulikov, S. Nosov, N.Y. Filyukov. Intellectual software complexes for technical and technological preparation of production. Part 10. Technological Integrated System "- St. Petersburg: ITMO University, 2016.- 43 p.
[10] GOST 2.052-2006 "Unified system of design documentation"
[11] Kulikov DD, Klevanskiy NS, Babanin VS Automated formation of models of operating blanks // News of Higher Educational Institutions - Instrument-making - SPb: SPb NIU ITMO, 2014. №8, P. 26 - 29.
[12] Tsvetkov, V.D. System-structural modeling and automation of design of technological processes [Text] / VD Tsvetkov; Ed. PI Yascheritsyn. - Minsk: Science and Technology, 1979. - 264 p.

ISSN 2223-0807
Современное машиностроение: Наука и образование :
материалы 7-й международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н.Евграфова и А.А. Поповича.- СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2018.

DOI 10.1872/MMF-2018-64
УДК 004.912, 378.147.88

Г. А. Прокурат[1], А. Ю. Вуколов[2]

ГЕНЕРИРУЕМАЯ ТРЕХМЕРНАЯ ГРАФИКА В ИНЖЕНЕРНОМ ОБРАЗОВАНИИ: СОВРЕМЕННЫЙ ПОДХОД К РАЗРАБОТКЕ

[1]Глеб Андреевич Прокурат, участник программы «Шаг в будущее», Московский Государственный Технический Университет им. Н. Э. Баумана
Россия, Москва
E-mail: dvil200220@yandex.ru

[2] Андрей Юрьевич Вуколов, программист
Московский Государственный Технический Университет им. Н. Э. Баумана, НУЦ «Робототехника»
Россия, Москва
Тел.: +7(910)416-3280, E-mail: twdragon@bmstu.ru

Аннотация

Инженерное образование нуждается в эффективной технологии создания и модификации интерактивных трехмерных моделей с высокой точностью и гибкостью. Данная работа посвящена новой методике разработки интерактивных 3D-моделей с возможностью параметризации. На примере программного обеспечения, разработанного с помощью Unity 2017 и включающего несколько программно изменяемых моделей кулачковых механизмов, показаны возможности интерактивного взаимодействия модели с пользователем. Также показана реализация поддержки глубокой взаимной интеграции с САПР.

Ключевые слова: программное обеспечение, open source, TMM, инженерное образование, разработка курсов, Unity, 3D, графика, виртуальная реальность, игровой движок

Введение

На данный момент для создания иллюстративного материала в 3D [3, 11, 12] используются, в основном, системы автоматизированного проектирования (САПР). В большинстве из них все составные части

сложной модели создаются в одном рабочем пространстве, а динамические процессы изображаются с помощью заранее подготовленных (непараметрических) анимаций. Однако, с накоплением опыта использования таких моделей в учебном процессе стал очевидным их главный недостаток: необходимость иметь на демонстрационной машине полноценную 3D САПР без возможности инкапсуляции ограниченного набора ее возможностей в компактное демонстрационное решение, наподобие интегрированных презентаций MS PowerPoint. Кроме того, при существующем подходе к использованию САПР не существует возможности глубокой параметризации, то есть изменения геометрии и характеристик отдельных частей сложной модели прямо в процессе демонстрации.

Реализацию описанных возможностей допускают специализированные 3D-решения (т.н. «движки», англ. *3D engines*), применяемые в индустрии разработки игр [7, 8, 16]. Движки, в отличие от САПР, изначально предназначены для создания интерактивных демонстраций в виде исполняемых программ и поддерживают взаимодействие с системами проектирования. Они используют механизм визуализации моделей, генерируемых в виртуальном рабочем пространстве с помощью программных процедур (*скриптов*), написанных на специализированных языках программирования, таких, как LuaScript и C# [10]. Этот механизм позволяет, в частности, создавать компьютерные игры, ориентированные на обучение [2], полностью раскрывающие тот или иной аспект преподаваемой дисциплины на максимально наглядных интерактивных примерах. Ограниченно этот подход используют FE-системы для генерации сетки и имитации деформаций твердого тела [5, 9].

Постановка задачи

В данной работе ставится задача получения полностью интерактивных моделей различных кулачковых механизмов с кулачками сложной формы, а также червячной передачи. При этом предполагается глубокая интеграция средств разработки (САПР и движка Unity) и получение готового программного решения с дополнительными возможностями параметризации.

Выбор программного обеспечения

Основные критерии выбора программного обеспечения для решения поставленной задачи описаны в работе [17]. В качестве основного инструмента разработки был использован Unity 2017.3. Он предоставляет

набор стандартных скриптов для реализации моделирования физических взаимодействий между моделями, а также комплекс предустановленных параметров для настройки графической составляющей. Из ключевых особенностей Unity, используемых в данной работе, можно выделить следующие:

- Отрисовка модели в фотореалистичном режиме (фоторендер);
- Поддержка импорта трёхмерных моделей из различных редакторов геометрии, в том числе САПР через промежуточные форматы хранения;
- Написание скриптов на различных специализированных алгоритмических языках и языках программирования (в данном случае C# и JavaScript);
- Создание набора моделей внутри одного проекта;
- Вывод моделей в форме исполняемых программ;
- Управляемая сборка более сложных моделей из простых с глубокой параметризацией и возможностями регенерации геометрии [17].

Особенности моделирования

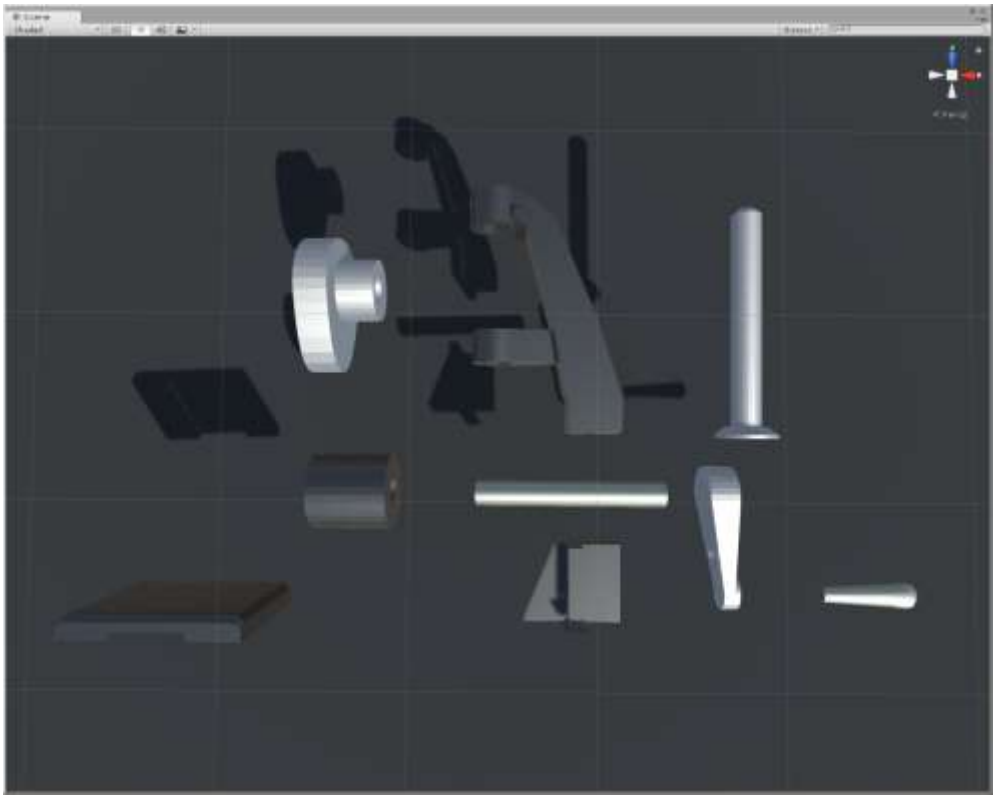


Рис. 1**.** Составные части модели кулачкового механизма в Unity

Все модели кулачковых механизмов в данной работе являются 3D-сборками (рис. 1), состоящими из отдельных моделей деталей,

импортированных из промежуточного представления, описанного форматом FBX, в физический обработчик Unity. Геометрия моделей составных частей механизмов создана средствами ПО Blender. Однако, для создания таких моделей будет пригодна любая САПР, поддерживающая экспорт в промежуточное представление, поддерживаемое движком.

После импорта всех необходимых частей в редактор Unity производилась сборка модели путем задания совпадающих поверхностей. По окончании сборки частям задавались физические свойства: параметры визуализации материала, масса модели, приведенная жесткость, начальная скорость центра масс и угловая скорость в пространстве модели. Далее в процессе моделирования физических взаимодействий учитываются действующие внешние силы, задаваемые посредством скрипта. Это позволяет добиться контролируемой точности моделирования и наглядности представления модели. Единственным жестко заданным параметром собранной сложной модели является угловая скорость ведущего звена. Расчёт остальных значений скоростей, ускорений, сил и реакций выполняется полностью физическим обработчиком движка. При этом использован разработанный авторами механизм представления объектов в пространстве модели как твердых тел с границами, заданными параметрическими уравнениями (рис. 2), который позволяет снизить погрешность вычислений и довести их до точности представления стандартных САПР.

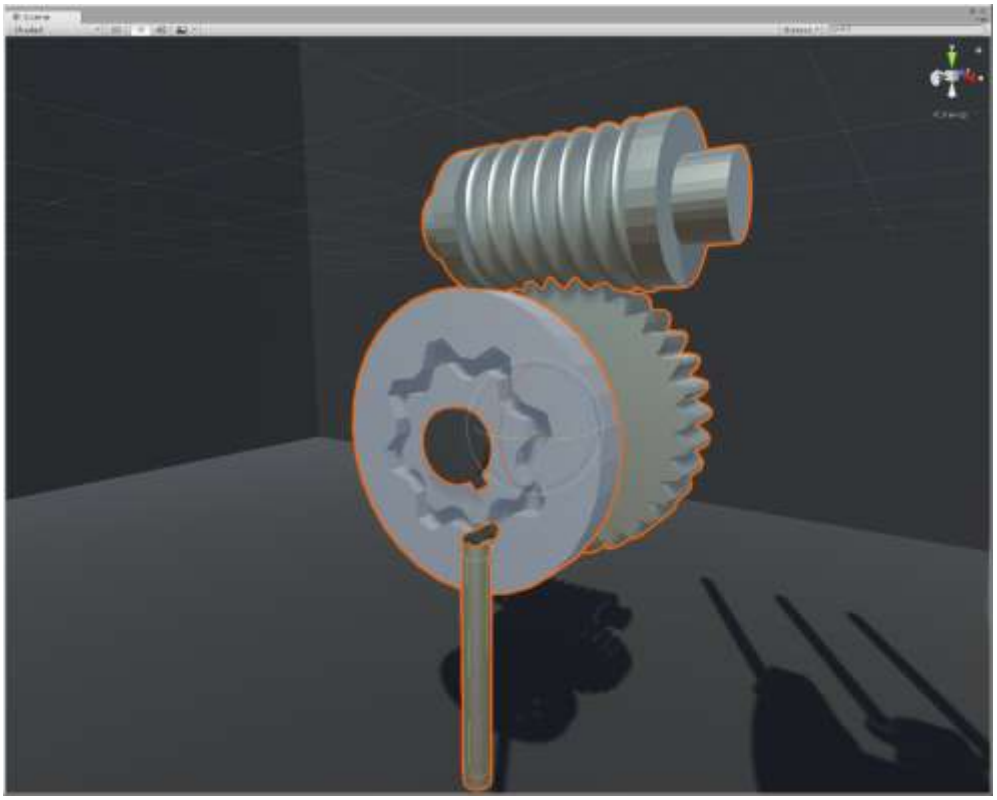


Рис. 2. Составная модель с прорисованными границами

Дополнительные возможности полученного решения

Функциональность Unity позволяет не только придавать созданной модели интерактивность, но и добавлять различные графические эффекты на готовое представление (фоторендеринг) [3, 4]. Для этого используются текстуры (изображения, проецирующиеся на модель) высокого разрешения, передающие материал из которого выполнена та или иная деталь. Симуляция динамического освещения позволяет создавать тени на объектах и динамически изменять получаемое графическое представление [8, 7], создавая среду, дружелюбную по отношению к конечному пользователю. Еще более наглядно демонстрировать сложные механизмы и процессы позволяет также доступный в Unity механизм стереоскопического представления моделей для нескольких экранов (режим совместимости с устройствами виртуальной реальности) [8, 10, 17]. Кроме того, инструментарий Unity обеспечивает кроссплатформенность разработки и свободу от необходимости дополнительного лицензирования конечного продукта [14, 15, 16].

Заключение

Разработанное при подготовке данной работы тестовое решение демонстрирует не только возможность, но и перспективность взаимодействия систем автоматизированного проектирования со специализированным инструментарием разработки сложных 3D-приложений. Использование потенциала Unity в разработке программного обеспечения вместе с возможностями САПР позволяет создавать точные интерактивные модели с уровнем качества, характерным для узкоспециализированных проприетарных решений промышленной автоматизации. Дополнительно в работе демонстрируется возможность, с помощью инструментария разработки игровых приложений, с низкими трудозатратами создавать 3D-модели для учебных и исследовательских целей, с адаптируемым пользовательским интерфейсом.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

[1] Басманов Д. Каверзные кватернионы. 2013. URL https://habrahabr.ru/post/183908/ (дата обращения 12.04.2017)

[2] Derwich, S., Essalmi, F.: A 3D Learning Game for Representing Artificial Intelligence Problems, pp. 33–38. Springer Singapore, Singapore, 2017

[3] Falah, J., Charissis, V., Khan, S., Chan, W., Alfalah, S.F.M., Harrison, D.K.: Development and Evaluation of Virtual Reality Medical Training

System for Anatomy Education, pp. 369–383. Springer International Publishing, Cham, 2015. DOI 10.1007/978-3-319-14654-6 23
[4] Freiknecht, J., Geiger, C., Drochtert, D., Effelsberg, W., Dörner, R.: Game Engines, pp. 127–159. Springer International Publishing, Cham, 2016. DOI 10.1007/978-3-319-40612-1 6
[5] Content-based 3D mesh model retrieval from hand-written sketch. / Kanai, S. // International Journal on Interactive Design and Manufacturing (IJIDeM) №2(2), стр. 87–98, 2008. DOI 10.1007/s12008-008-0038-4
[6] Анализ состояния внедрения свободного программного обеспечения в образовательной системе России / Коваленко В. А. // Педагогическое образование в России, №6, 2013, стр. 188–192
[7] Lin, Q., Zhao, Z., Xu, D., Wang, R.: Design and Implementation of an OpenGL Based 3D First Person Shooting Game, pp. 50–61. Springer Berlin Heidelberg, Berlin, Heidelberg (2011). DOI 10.1007/978-3-642-18452-9 3
[8] Martin, A., Lim, A., Colton, S., Browne, C.: Evolving 3D Buildings for the Prototype Video Game Subversion, pp. 111–120. Springer Berlin Heidelberg, Berlin, Heidelberg (2010). DOI 10.1007/978-3-642-12239-2 12
[9] Skeleton-based computational method for the generation of a 3D finite element mesh sizing function / Quadros, W.R., Shimada, K., Owen, S.J. // Engineering with Computers №20(3), 2004, стр. 249–264. DOI 10.1007/s00366-004-0292-4
[10] Procedural content generation for platformers: designing and testing FUN PLEdGE / Ripamonti, L.A., Mannalà, M., Gadia, D., Maggiorini, D. // Multimedia Tools and Applications, №76(4), 2017, стр. 5001–5050
[11] Тарабарин, В. Б., Кузенков, В. В., Фурсяк, Ф. И. Лабораторный практикум по теории механизмов и машин. М., МГТУ, 2002
[12] Vukolov, A.: F. Reuleaux, F. Wittenbauer: Their Influence on Evolution of Applied Mechanics in Russia at the Beginnings of XX th Century, pp. 315–322. Springer International Publishing, Cham, 2017. DOI 10.1007/978-3-319-44156-6 32
[13] Vukolov, A.: Free and Open Source Software Applications for Education of TMM Discipline in Bauman University, pp. 253–260. Springer International Publishing, Cham, 2017. DOI 10.1007/978-3-319-44156-6 26.
[14] New challenges of 3D mechanisms models in TMM training. / Vukolov, A.Y., Egorova, O.V. // International Review of Mechanical Engineering, №10(5), 2016, стр. 303–311 DOI 10.15866/ireme.v10i5.9246
[15] Gamified learning through Unity 3D in visualizing environments / Wang, D. // Neural Computing and Applications pp. 1–6, 2017

[16] Warren, R., Champion, E.: Linked Open Data Driven Game Generation, pp. 358–373. Springer International Publishing, Cham, 2014. DOI 10.1007/978-3-319-11915-1 23
[17] Prokurat, G., Vukolov, A.: Generated Graphics and Game Development Software in Engineering Education: Perspectives and Experience of Usage. In: C. Castejon, J.C. Garcia-Prada, et al. (eds.) Proceedings of ISEMMS-2017 the 2nd International Symposium on the Education in Mechanism and Machine Science. Universidad Carlos III de Madrid, Springer, Madrid (2018). Preprint edn.

G. A. Prokurat[1], A. Y. Vukolov[2]

GENERATED 3D GRAPHICS IN ENGINEERING EDUCATION: THE MODERN DEVELOPMENT APPROACH

[1]Bauman Moscow State Technical University, Russia;
[2]Robotics Research Center of Bauman Moscow State Technical University, Russia.

Abstract

It is needed to have an effective and flexible technology to create interactive and precise 3D models for engineering education. In this paper the new technique of highly parametrized 3D models development is proposed. On the special test solution the possibility of development is shown for interactive model of multipart cam mechanism. On this model also the possibilities of programmable parametrization and CAD integration are demonstrated.

Key words: software, open source, MMS, engineering education, course development, Unity 3D, computer graphics, virtual reality, game developent engine

REFERENCES

[1] Basmanov, D.: The captious quaternions (in Russian) (2013). URL https://habrahabr.ru/post/183908/
[2] Derwich, S., Essalmi, F.: A 3D Learning Game for Representing Artificial Intelligence Problems, pp. 33–38. Springer Singapore, Singapore (2017)
[3] Falah, J., Charissis, V., Khan, S., Chan, W., Alfalah, S.F.M., Harrison, D.K.: Development and Evaluation of Virtual Reality Medical Training System for Anatomy Education, pp. 369–383. Springer International Publishing, Cham (2015). DOI 10.1007/978-3-319-14654-6 23

[4] Freiknecht, J., Geiger, C., Drochtert, D., Effelsberg, W., Dörner, R.: Game Engines, pp. 127–159. Springer International Publishing, Cham (2016). DOI 10.1007/978-3-319-40612-1 6
[5] Kanai, S.: Content-based 3D mesh model retrieval from hand-written sketch. International Journal on Interactive Design and Manufacturing (IJIDeM) 2(2), 87–98 (2008). DOI 10.1007/s12008-008-0038-4
[6] Kovalenko, V.A.: State of deployment analysis of free software in institutions of the educational system in Russia (in Russian). Pedagogical Education in Russia 6, 188–192 (2013)
[7] Lin, Q., Zhao, Z., Xu, D., Wang, R.: Design and Implementation of an OpenGL Based 3D First Person Shooting Game, pp. 50–61. Springer Berlin Heidelberg, Berlin, Heidelberg (2011). DOI 10.1007/978-3-642-18452-9 3
[8] Martin, A., Lim, A., Colton, S., Browne, C.: Evolving 3D Buildings for the Prototype Video Game Subversion, pp. 111–120. Springer Berlin Heidelberg, Berlin, Heidelberg (2010). DOI 10.1007/978-3-642-12239-2 12
[9] Quadros, W.R., Shimada, K., Owen, S.J.: Skeleton-based computational method for the generation of a 3D finite element mesh sizing function. Engi-neering with Computers 20(3), 249–264 (2004). DOI 10.1007/s00366-004-0292-4
[10] Ripamonti, L.A., Mannalà, M., Gadia, D., Maggiorini, D.: Procedural content generation for platformers: designing and testing FUN PLEdGE. Multimedia Tools and Applications 76(4), 5001–5050 (2017)
[11] Tarabarin, V.B., Kuzenkov, V.V., Fursyak, F.I.: Laboratory Practice on The-ory of Mechanisms and Machines (in Russian). Bauman Moscow State Technical University, Moscow (2002)
[12] Vukolov, A.: F. Reuleaux, F. Wittenbauer: Their Influence on Evolution of Applied Mechanics in Russia at the Beginnings of XX th Century, pp. 315–322. Springer International Publishing, Cham (2017). DOI 10.1007/978-3-319-44156-6 32
[13] Vukolov, A.: Free and Open Source Software Applications for Education of TMM Discipline in Bauman University, pp. 253–260. Springer International Publishing, Cham (2017). DOI 10.1007/978-3-319-44156-6_26
[14] Vukolov, A.Y., Egorova, O.V.: New challenges of 3D mechanisms models in tmm training. International Review of Mechanical Engineering 10(5), 303–311 (2016). DOI 10.15866/ireme.v10i5.9246
[15] Wang, D.: Gamified learning through Unity 3D in visualizing environments. Neural Computing and Applications pp. 1–6 (2017)

[16] Warren, R., Champion, E.: Linked Open Data Driven Game Generation, pp. 358–373. Springer International Publishing, Cham (2014). DOI 10.1007/978-3-319-11915-1 23
[17] Prokurat, G., Vukolov, A.: Generated Graphics and Game Development Software in Engineering Education: Perspectives and Experience of Usage. In: C. Castejon, J.C. Garcia-Prada, et al. (eds.) Proceedings of ISEMMS-2017 the 2nd International Symposium on the Education in Mechanism and Machine Science. Universidad Carlos III de Madrid, Springer, Madrid (2018). Preprint edn.

ISSN 2223-0807
Современное машиностроение: Наука и образование:
материалы 7-й международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н. Евграфова и А.А. Поповича.- СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2018.

DOI 10.1872/MMF-2018-65
УДК 620.17.05

А. Н. Попов[1], М.Н. Полищук[2], Н. Е. Пуленец[3]

АНАЛИЗ КОМПОНОВОК ИСПЫТАТЕЛЬНЫХ ЦЕНТРИФУГ

[1]Аркадий Николаевич Попов,
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812)552-9686, E-mail: porka.n@mail.ru

[2]Михаил Нусимович Полищук
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812)552-9686, E-mail: polishchuck@mail.ru

[3]Николай Евгеньевич Пуленец,
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812)552-9686, E-mail: virus80@mail.ru

Аннотация

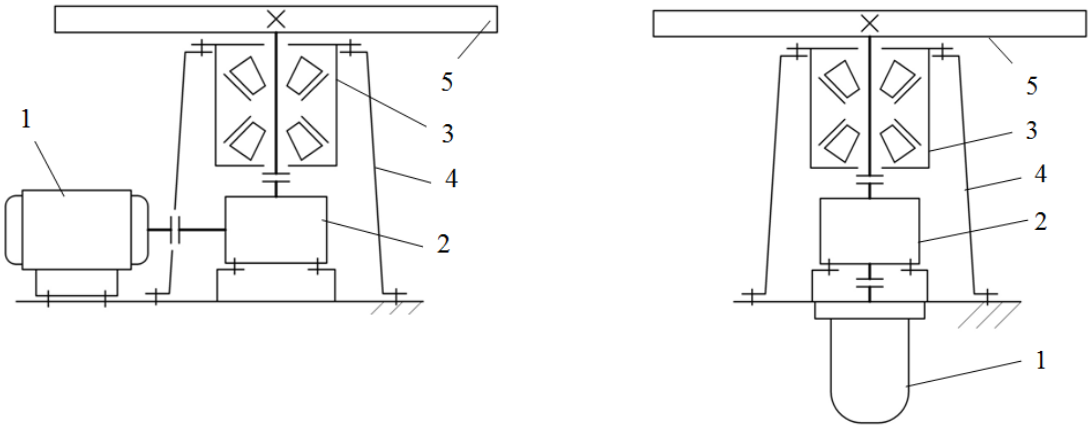
Выполнен сравнительный анализ компоновок центрифуг испытательных центробежных стендов, предназначенных для механических испытаний приборов. Рассмотрены схемы устройств балансировки роторов центрифуг. Даны рекомендации по конструированию аэродинамических кожухов для роторов.

Ключевые слова: механические испытания, центробежный стенд, компоновка, ротор, балансировка, аэродинамический кожух.

Введение. Механические испытания приборов и узлов машин являются важными операциями технологического процесса контроля качества ответственных изделий [1, 2]. Испытания на воздействие постоянных ускорений [3] и ускорений, изменяющихся по различным функциональным законам, проводятся на центробежных стендах.

Технологической машиной, обеспечивающей такое воздействие, является центрифуга. Вопросы компоновки, стыковки и согласования узлов центрифуг всегда были важны при конструировании, а сейчас, когда уровень унификации стал особенно высоким, эти вопросы стали еще актуальнее [4].

Все испытательные одноосные центробежные стенды имеют вертикальную ось вращения [5, 6]. В зависимости от скорости вращения ротора центрифуг могут строиться по двум схемам: с прямым приводом, когда вал двигателя соединяется непосредственно с ротором или валом ротора, и по схеме с редуцированием. В этом случае между приводным двигателем и ротором устанавливается редуцирующее звено в виде зубчатого редуктора или ременной передачи. Схемы центрифуг с редукторным приводом показаны на рисунке 1, *а*, *б*, на рисунке 1, *в* представлена центрифуга серии *SY*31 компании *DONLING Technologies* (КНР), использующая редукторный привод [7].



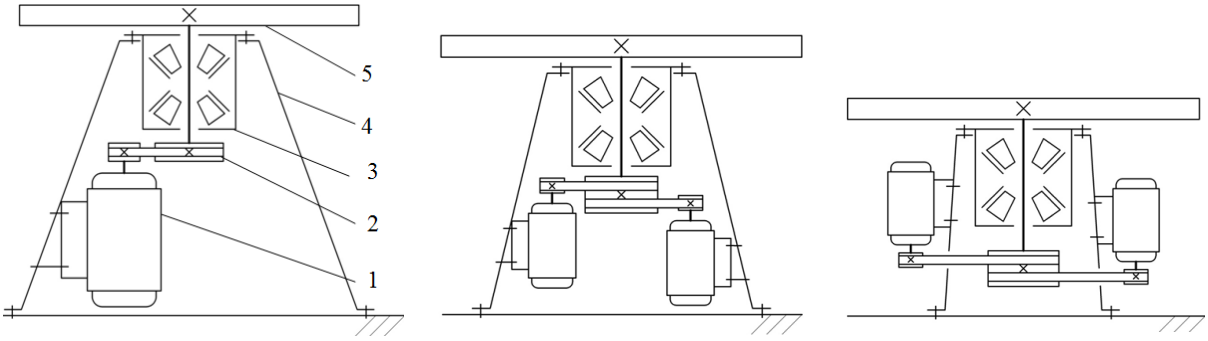
а *б*

в

Рисунок 1 – Компоновки центрифуг с классическим редукторным приводом:
а – с радиальным расположением двигателя; *б* – с осевым расположением двигателя; *в* – центрифуга *SY*31 компании *DONLING Technologies*;
1 – электродвигатель, 2 – редуктор, 3 – шпиндель, 4 – корпус, 5 – ротор

Схемы с зубчатым редуктором являются классическими, позволяют реализовать оптимальную для двигателя кинематическую схему и наилучшим образом использовать приводной электродвигатель, обеспечивая его работу на номинальной частоте, существенно уменьшая момент инерции массивного ротора центрифуги, приведенный к валу двигателя. Схема характерна для низкоскоростных центробежных стендов большой грузоподъемности, невысокой точности и не интенсивной динамики. Схемы, представленные на рисунке 1, имеют ряд компоновочных ограничений, связанных с большим количеством стыковочных элементов, которые должны обеспечивать соосность валов. Редуктор, как правило, не предполагает работу в режимах "разгона-торможения", характерных для центробежных стендов, поскольку при этом происходит перекладывание зазоров в передачах. Кроме того сам редуктор является источником повышенного шума и вибраций.

В последнее время получили распространение центробежные стенды с использованием в качестве редуцирующего звена ременных передач с поликлиновым и зубчатым ремнем (рисунок 2).



а *б* *в*

г

Рисунок 2 – Компоновки центрифуг с ременным приводом:
а – с одним приводным двигателем; *б*, *в* – с двумя приводными двигателями;
г – центробежный стенд *BD*66 компании *Acutronic* (США);
1 – электродвигатель, 2 – ременная передача, 3 – шпиндель, 4 – корпус, 5 – ротор

Схемы с приводным ремнем имеют ряд преимуществ по отношению к традиционному редукторному приводу: существенно упрощается компоновка центрифуг, уменьшается габарит, уменьшаются требования по стыковке двигателя со шпинделем ротора; при этом сохраняется режим работы двигателя близкий к оптимальному, отсутствуют шумы и вибрации.

В схеме, приведенной на рисунке 2, *а*, используется один приводной двигатель на лапах, установленный вертикально. Две последующих схемы на рисунках 2, *б, в* показывают, какой эффект может дать переход на привод с двумя двигателями. Видно, что при этом уменьшается высота и радиальный размер основания, центрифуга становится более компактной. Минимальные габариты получаются в схеме, показанной на рисунке 2, *в*. Естественно, что привод с двумя двигателями является более дорогим и требует дополнительных ресурсов по управлению. Вместе с тем существенный компоновочный выигрыш привел к тому, что большая часть стендов компании *Active Dynamics* (Фр.) [8] строится именно по такой схеме. На рисунке 2, *г* показан центробежный стенд серии *BD*66 компании *Acutronic* (США) с ременным приводом [9].

При высоких требованиях к точности воспроизведения центробежного ускорения или при высоких скоростях вращения ротора передачи являются источником дополнительных возмущений и снижают уровень достижимой угловой скорости. В этом случае в центрифугах используется прямой привод (рисунок 3).

Компоновка центрифуги с «высоким» ротором (рисунок 3, *а*) определяется последовательным соединением стандартного двигателя, стандартного шпинделя и специального ротора [10]. При такой компоновке возникают две проблемы. Во-первых, рабочая зона центрифуги (зона ротора) располагается слишком высоко, поэтому обслуживать центрифугу становится неудобно. Из-за высокого расположения центра тяжести конструкции повышается виброактивность стенда. В этих случаях двигатель часто опускают в яму под центрифугой, что также неудобно, т. к. затруднено обслуживание и защита двигателя от пыли, а при протечках воды – от влаги.

В ряде конструкций двигатель помещают над ротором (рисунок 3, *б*), но тогда существенно усложняется несущая конструкция центрифуги, и двигатель закрывает часть рабочей зоны ротора. Вторая проблема связана с соединением вала двигателя с валом шпинделя центрифуги. Достичь идеальной соосности валов практически невозможно, а при несоосности появляются возмущения в движении ротора. Муфта, соединяющая валы, должна иметь высокую крутильную жесткость и стабильное передаточное число равное единице, но в стандартной муфте эти условия не выполняются.

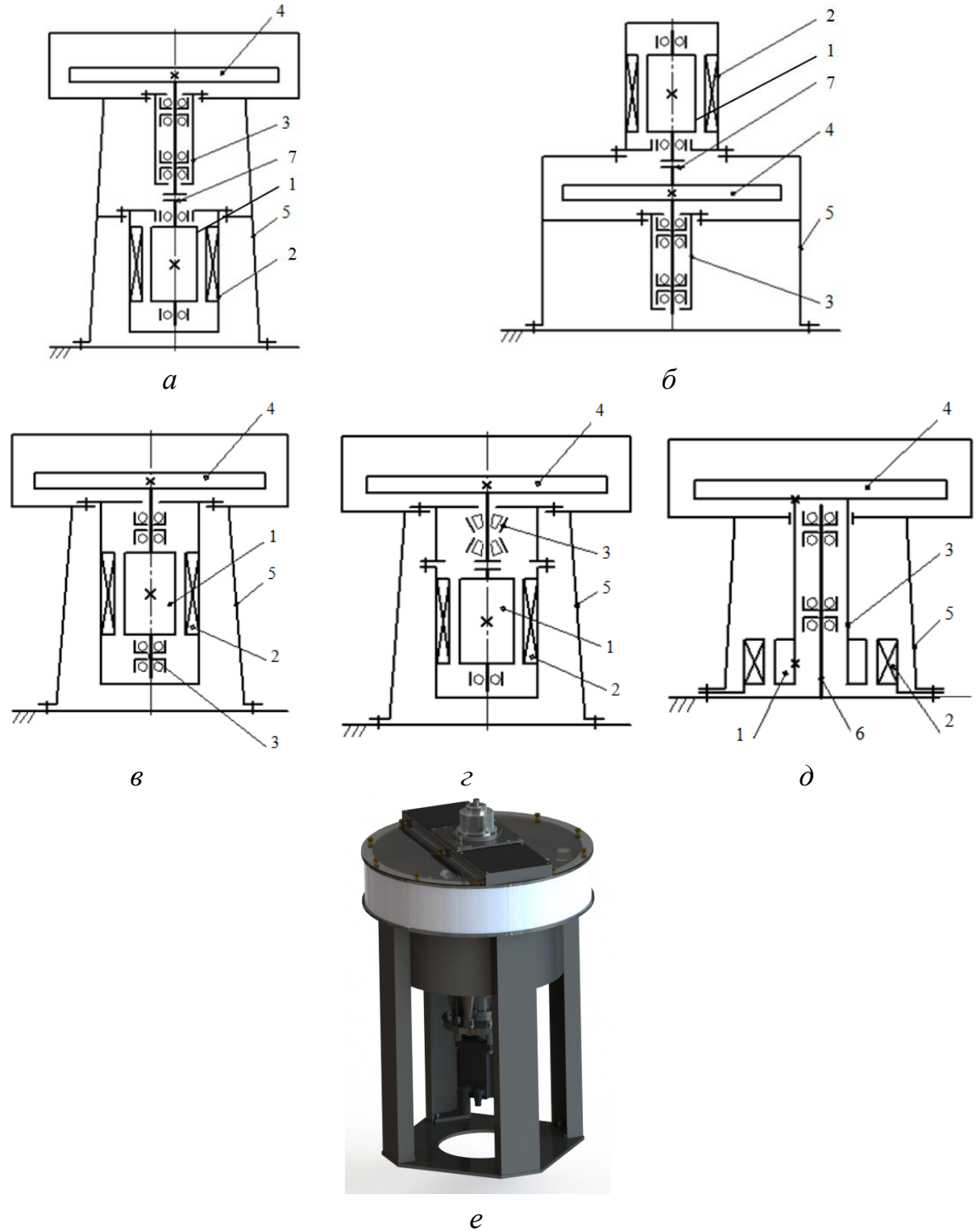


Рисунок 3 – Компоновки центрифуг с прямым приводом:
а – с "высоким" ротором; *б* – с двигателем, расположенным над ротором;
в – с мотор-шпинделем; *г* – с модернизированным двигателем; *д* – с мотор-шпинделем на колонне; *е* – центрифуга ПЦ18 компании Дельтамэк (РФ)
1 – ротор двигателя, 2 – статор двигателя, 3 – шпиндель, 4 – ротор центрифуги,
5 – несущая конструкция, 6 – колонна, 7 – муфта

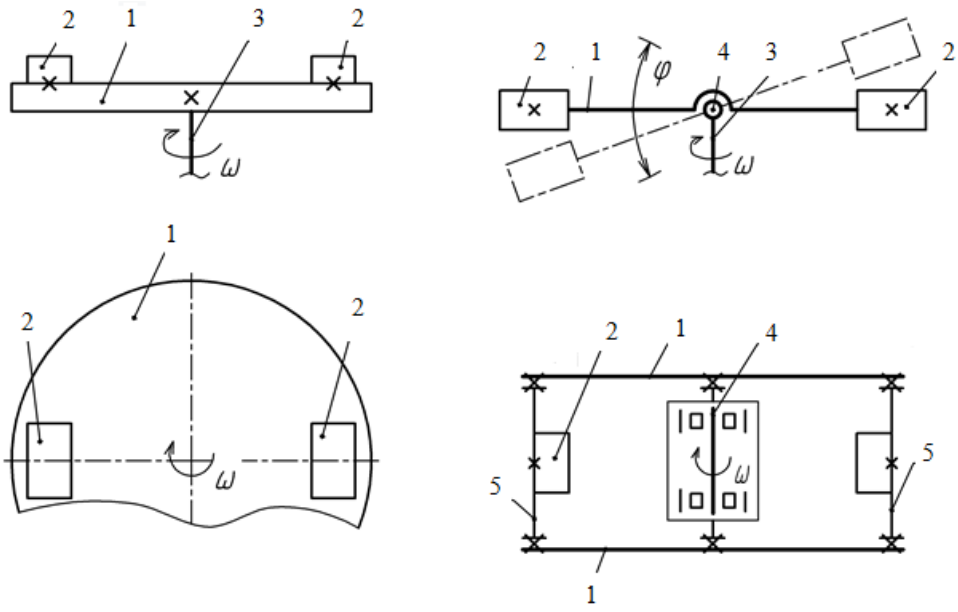
В результате по схемам с «высоким» ротором и двигателем, расположенным над шпинделем, строятся в основном испытательные центрифуги, не обеспечивающие высокой точности.

Лучшим решением упомянутых проблем является применение в центрифугах мотор-шпинделей. Для этого электродвигатель и шпиндель компонуются в виде моноблока, причем двигатель собственных опор не имеет (рисунок 3, *в*). Другим вариантом является замена штатных опор двигателя на специальные шпиндельные опоры (рисунок 3, *г*). К сожалению, такой путь решения проблем приводит к необходимости изготовления специальных электродвигателей, что, во-первых, дорого, а во-вторых, в случае поломки двигателя исключает его замену на серийную машину.

Компоновки центрифуг часто определяются традициями конструирования той или иной фирмы. На рисунке 3, *д* приведена схема центрифуги, построенная на основе мотор-шпинделя, установленного на колонне. Опора центрифуги выполнена в виде неподвижной колонны 6 и полого шпинделя 3, на котором установлены ротор двигателя 1 и ротор центрифуги 4. Колонна 6 и статор двигателя 2 крепятся к несущей конструкции (станине) 5. Эта схема, в отличие от предыдущих, требует разработки специального двигателя либо использования покупного кольцевого безопорного двигателя. На рисунке 3, *е* представлена центрифуга ПЦ18 компании Дельтамэк [10] с "высоким" ротором.

Известны две типовые схемы роторов центрифуг: с дисковым "жестким" ротором и с качающимся стержневым или балочным ротором (рисунок 4). Схема с дисковым ротором 1 (рисунок 4, *а*) обеспечивает стабильное положение изделий 2 относительно оси вращения приводного вала 3. Кроме того, диск, обладая большим моментом инерции, сглаживает пульсации момента двигателя. Поэтому такие роторы получили распространение в центробежных стендах, в которых требования к погрешности воспроизведения ускорения высокие. Вторая особенность такой конструкции – способность дискового ротора воспринимать сверхбольшие перегрузки при воздействии центробежных сил, что важно в высокоскоростных центрифугах. Основной недостаток схемы – необходимость тщательной балансировки ротора вместе с изделиями и большой момент инерции, негативно сказывающийся на динамике в центрифугах, предназначенных для воспроизведения градиентов ускорений.

Схема с качающимся ротором (рисунок 4, *б*) фактически представляет собой схему весов (прибора для взвешивания). Роторы 1 таких центрифуг – обычно стержневые. Качающиеся роторы применяются в испытательных стендах, когда можно не учитывать погрешность, обусловленную качанием. Основное преимущество схемы – удобство балансировки.



а *б*

Рисунок 4 –Типовые схемы роторов центрифуг:

а – схема с дисковым "жестким" ротором; *б* – схема с качающимся ротором;
1 – ротор, 2 – изделие, 3 – приводной вал, 4 – шарнир, 5 – траверса

Схема ротора с противовесом, представленная на рисунке 5, позволяет уменьшить осевой момент инерции ротора J за счет существенного уменьшения радиуса установки противовеса R_2 по отношению к радиусу R_1 и увеличения его массы m по отношению к массе испытуемого изделия m_0. Уменьшение момента инерции ротора позволяет устанавливать на центрифуги двигатели с меньшим моментом (мощностью), что особенно важно для центрифуг большого радиуса.

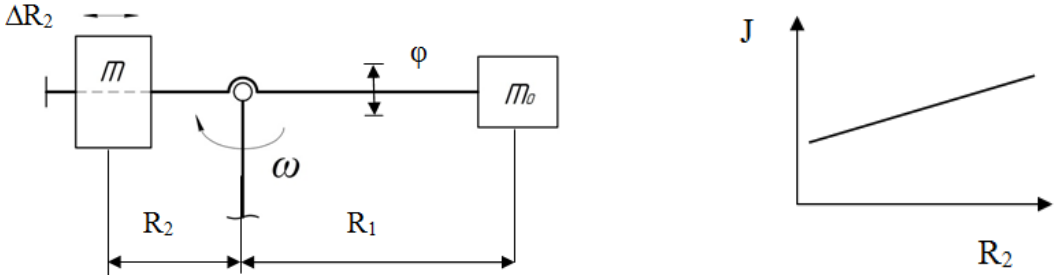


Рисунок 5 – Схема качающегося ротора с противовесом

Статическая балансировка ротора обеспечивается за счет смещения ΔR_2 противовеса m по радиусу относительно оси качания. Ось качания, как правило, выполняется на опорах качения для уменьшения момента трения. Динамическая балансировка ротора не требуется и происходит автоматически при отклонении ротора от горизонтали на угол φ за счет центробежных сил. Угол отклонения зависит от дисбаланса и скорости ω вращения ротора.

В центробежных стендах используются различные схемы установки противовесов и способы балансировки. На рисунке 6 показана схема установки противовеса и испытуемого изделия, широко применяемая компанией *Active Dynamics* (Франция). Конструкция устройства такова, что стержневой ротор имеет возможность перемещаться и фиксироваться относительно оси вращения, таким образом, выполняется и балансировка и изменение базового радиуса установки испытуемого изделия.

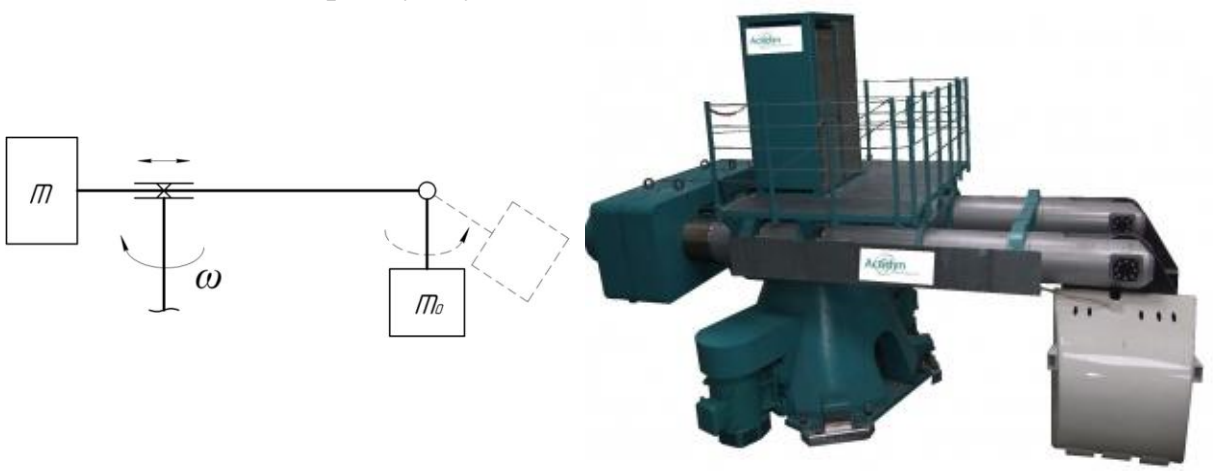
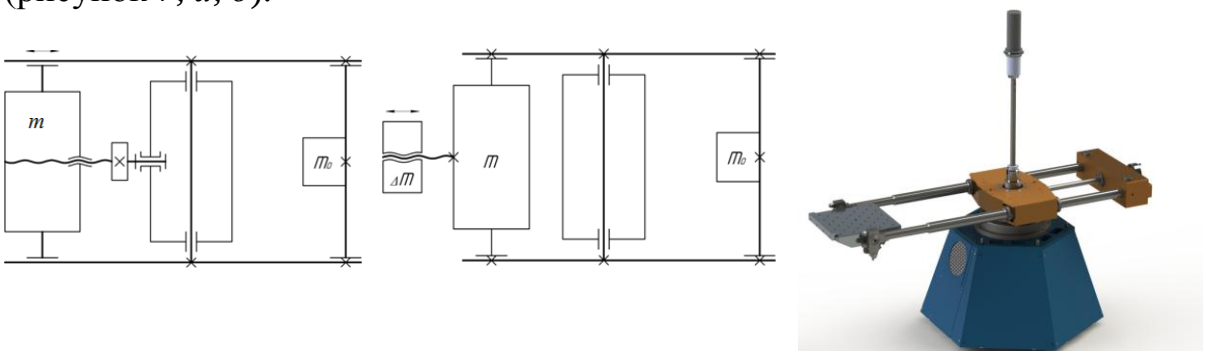


Рисунок 6 – Схема установки противовеса и изделия на стержневых роторах компании *Active Dynamics* (Франция)

Схема с качающимся ротором позволяет легко автоматизировать процесс балансировки при оснащении центрифуги приводными противовесами и датчиками силы или путевыми выключателями, взаимодействующими с ротором при его статическом дисбалансе (рисунок 7, *а*, *б*).

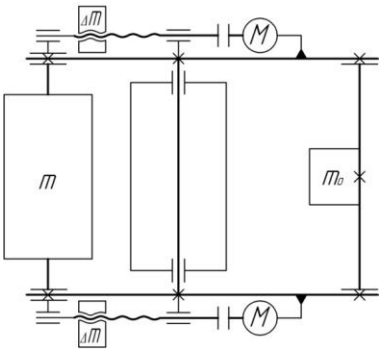


а *б* *в*

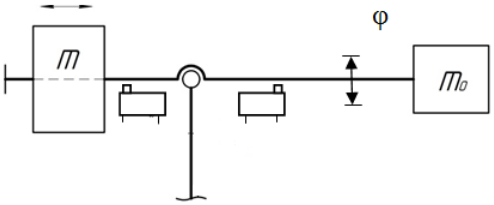
Рисунок 7 – Устройства ручной балансировки стержневых качающихся роторов с винтовыми механизмами:

а – балансировка с помощью большого противовеса; *б* – схема точной балансировка с малым противовесом; *в* – центрифуга ПЦ19 с качающимся ротором компании Дельтамэк (РФ)

Две схемы устройств балансировки с подвижными противовесами и качающимися роторами представлены на рисунке 8 [6].



а



б

в

Рисунок 8 – Устройство автоматической балансировки стержневых качающихся роторов с винтовыми механизмами:
а – автоматическая балансировка с помощью приводных противовесов *Δm*;
б – схема установки путевых выключателей при автоматической балансировке;
в – центрифуга с качающимся ротором и приводными противовесами

Схема, приведенная на рисунке 8, *а* кроме автоматической статической балансировки позволяет дополнительно ограничить динамический дисбаланс (рисунок 8 *б*) , поскольку при вращении динамически не сбалансированного ротора происходит его наклон относительно горизонтального положения, которое и фиксируется путевыми выключателями. 3-*D* модель центрифуги с автоматической балансировкой приведена на рисунке 8, *в*.

Одной из задач при разработке центробежных стендов является проектирование кожуха. Как правило, в центрифугах малого радиуса, например до 1 м, конструкция кожуха получается технологичной и относительно простой в изготовлении. Поэтому наличие кожуха у такой центрифуги является вполне обоснованным, а у разработчика всегда есть желание поместить быстро вращающийся элемент машины, ротор, в защитный экран (рисунок 9, *а*, *в*). В этом случае кожух 1 имеет еще одну важную функцию: он является несущим, на нем можно монтировать ввод

вращения (электрический, гидравлический, пневматический, оптический и т. п.).

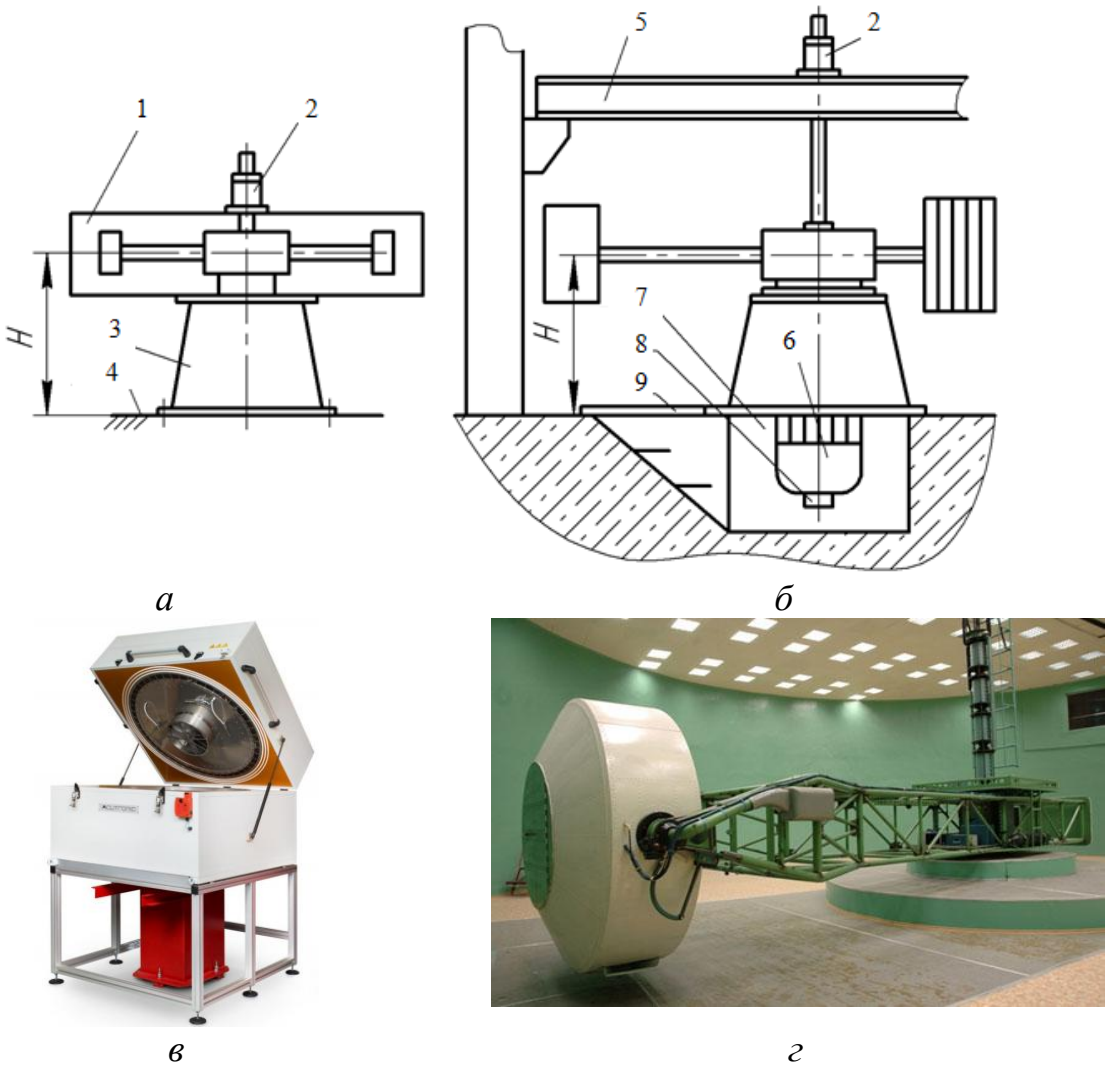


Рисунок 9 – Схема размещения центрифуг в испытательном боксе:
а – центрифуга малого радиуса; *б* – центрифуга среднего радиуса;
в – центрифуга *AC*66 компании *Acutronic* (США); *г* – центрифуга среднего радиуса ЦФ-7 (РФ);
1 – кожух, 2 – ввод вращения, 3 – основание, 4 – силовой пол, 5 – траверса,
6 – приводной двигатель, 7 – яма, 8 – датчик двигателя, 9 – люк

При небольшой мощности двигатель центрифуги удается полностью разместить в основании 3, соблюдая условия эргономики по высоте H зоны обслуживания ротора. При этом основание 3 крепится к силовому полу испытательного бокса 4.

В центрифугах среднего радиуса [11], например, от 1...1,5 м и более, конструкцию кожуха приходится делать сборной из сегментов, а для установки на ротор испытуемых изделий кожух выполняется с

открывающейся частью. При этом все элементы кожуха должны быть достаточно жесткими, а сама дверь надежно стопориться, поскольку при вращении ротора возникают значительные воздушные вихри, приводящие к вибрациям и избыточному давлению воздействующему на цилиндрическую часть кожуха [12, 13]. При таком решении кожух получается сложным, дорогим и не технологичным в изготовлении. Поэтому роторы центробежных стендов, предназначенных для моделирования ускорений до $(1...1,5)\cdot10^3$ м/с^2, часто в кожухи не помещаются и центрифуги устанавливаются в отдельных помещениях – боксах (рисунок 8, *б*). Ввод вращения монтируется на траверсе 5, опирающейся на строительные конструкции здания. При больших приводных мощностях габарит центрифуги по высоте становится значительным и для расположения зоны обслуживания ротора на требуемой высоте часть двигателя 6 приходится размещать ниже уровня пола испытательного бокса, в яме 7, а для доступа к датчику двигателя 8 использовать люк 9. Второй вариант решения – строить вокруг центрифуги выступающий цоколь со ступеньками.

Для центрифуг среднего радиуса существуют и промежуточные решения, такие как установка защитного экрана только на периферии при свободной верхней части, или монтаж центрифуги в яме с верхним перекрытием и люками доступа к рабочей зоне ротора. Последнее решение является самым не эргономичным.

При высоких ускорениях $(0,5... 5)\cdot10^4$ м/с^2 и более роторы центрифуг всегда помещаются в кожухи, основное назначение которых — уменьшение аэродинамических потерь, вызванных турбулизацией воздуха. Кожух позволяет более чем в 2 раза уменьшить мощность привода, которая в высокоскоростных центробежных стендах может составлять сотни киловатт [12,13].

Центрифуги большого радиуса монтируются в специальных боксах с радиусными стенами [14,15,16]. Вводы вращения в этом случае устанавливаются на вышестоящем этаже, а двигатели занимают часть нижнего этажа (рисунок 8, *г*).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Christian Lalanne. Mechanical Shock: monograf. ISTE Ltd and John Wiley&Sons, Inc, 2009. 367 p.
2. Harris shock and vibration handbook/ Cyril V. Harris, editor, Allan G. Piersol, editor. - 5 th. ed. 2002.

3. ГОСТ 2057.406-81. Изделия электронной техники, квантовой электроники и электротехнические. Методы испытаний. Москва: ИПК Стандартов, 1982, 139 с.
4. Проектирование мехатронных систем. Схемы технологических машин: учеб. пособие / С.В. Павлюченко и др.- СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2013. – 167 с.
5. Попов А.Н., Полищук М.Н., Тимофеев Ал.Н. Стенды для механических испытаний. – учеб. пособие. СПб.: Изд-во Политехн. ун-та. – 2016. – 200 с.
6. Попов А.Н., Полищук М.Н. Испытательные машины. – монография. Екатеринбург: Изд-во «Уральский рабочий». – 2017. – 217 с.
7. Испытательные центрифуги [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http://www. technoprist.ru – (Дата обращения: 04.04.2018).
8. Products - Actidyn. Geotechnical modeling. Basket centrifuges. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http://www. actidyn.com. – (Дата обращения: 04.04.2018).
9. The driving force in motion simulation. Centrifuges. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http://www.acutronic.com. – (Дата обращения: 04.04.2018).
10. Стенды для механических испытаний. Центробежные стенды. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http://www.deltamec.ru. – (Дата обращения: 08.04.2018).
11. Центробежный стенд ПЦ25. Попов А.Н., Полищук М.Н., Пуленец Н.Е., Васильев А.К. Современное машиностроение. Наука и образование. 2017. № 6. С. 515-526.
12. Стенд для моделирования аэродинамических потерь в испытательных центрифугах. Назаров А.В., Попов А.Н., Чернова Е.А. Современное машиностроение. Наука и образование. 2013. № 3. С. 210-216.
13. Экспериментальное исследование аэродинамических потерь в испытательных центрифугах. Чернова Е.А., Челпанов И.Б., Попов А.Н. В книге: Неделя науки СПбГПУ. материалы научно-практической конференции с международным участием. Редакционная коллегия: М.С. Кокорин (ответственный редактор) и др. 2014. С. 10-13.
14. Центрифуга ЦФ-7 – 40 лет на службе отечественной пилотируемой космонавтики // Пилотируемые полеты в космос. Научный журнал. №1 (6) 2013, ФГБУ "ЦНИИ ЦПК имени Ю.А. Гагарина", 2013. С. 116.

15. Эксперименты в интересах обеспечения полетов в дальний космос и деятельности на поверхности Марса и Луны. // Пилотируемые полеты в космос. Научный журнал. №1 (6) 2013, ФГБУ "ЦНИИ ЦПК имени Ю.А. Гагарина", 2013. С. 114-115.
16. Centrifuges [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http://www.acuitas.ch. – (Дата обращения: 27.09.2017).

A.N.Popov, M.N.Polishchuck, N.E.Pulenetc

TEST CENTRIFUG ARRANGEMENT ANALYSIS

all: Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, Russia

Abstract

A comparative analysis of centrifugal arrangements of test centrifugal stands intended for mechanical testing of devices is performed. Schemes of devices for balancing rotors of centrifuges are considered. Recommendations are given on the design of aerodynamic casings for rotors.

Key words: mechanical tests, centrifugal stand, arrangement, rotor, balancing, aerodynamic casing.

REFERENCES

[1] Christian Lalanne. Mechanical Shock: monograf. ISTE Ltd and John Wiley&Sons, Inc, 2009. 367 p.
[2] Harris shock and vibration handbook/ Cyril V. Harris, editor, Allan G. Piersol, editor. – 5 th. ed. 2002.
[3] GOST 2057.406-81. Products of electronic engineering, quantum electronics and electrotechnical. Test methods. Moscow: IEC Standards, 1982, 139 p.
[4] Mechatronic systems design. Schematics of technological machines: Textbook. / S.V. Pavlyuchenko et al. – St. Petersburg: Publishing house Polytechnic. University, 2013. – 167 p. (rus.).
[5] Popov A.N., Polishchuck M.N., Timofeev Al.N. Machines for mechanical testing: Textbook. SPb.: Publishing house of Polytechnic. University. – 2016. – 200 p. (rus.).

[6] Popov A.N., Polishchuck M.N., Timofeev Al.N. Testing machines: Separate volume. Ekaterinburg: Publishing house "Ural worker". - 2017. – 217 p. (rus.).
[7] Test centrifuges [Electronic resource]. – Access mode: http: // www. technoprist.ru – (Date of search: 04.04.2018).
[8] Products Actidyn. Geotechnical modeling. Basket centrifuges. [Electronic resource]. – Access mode: http://www. actidyn.com. (Date of search: 04.04.2018).
[9] The driving force in motion simulation. Centrifuges. [Electronic resource]. – Access mode: http://www.acutronic.com. – (Date of search: 04.04.2018).
[10] Machines for mechanical testing. Centrifuges. [Electronic resource]. – Access mode: http://www.deltamec.ru. – (Date of search: 08.04.2018).
[11] Centrifugal machine PC25. Popov A.N., Polishchuck M.N., Pulenets N.E., Vasiliev A.K. Modern machine building. Science and education. 2017. No. 6. p. 515-526. (rus.).
[12] The machine for simulation of aerodynamic losses in test centrifuges. Nazarov A. V., Popov A.N., Chernova E.A. Modern machine building. Science and education. 2013. No. 3. P. 210-216. (rus.).
[13] Experimental study of aerodynamic losses in test centrifuges. Chernova E .A., Chelpanov I.B., Popov A.N. In the book: The Week of Science of SPbSPU. materials of the scientific and practical conference with international participation. M.S. Kokorin (responsible editor), etc. 2014. P. 10-13. (rus.).
[14] Centrifuge TsF-7 - 40 years in the service of domestic manned space flight // Piloted flights into space. Science magazine. № 1 (6) 2013, FGBU "TsNII TsPK named after YA Gagarin", 2013. P. 116. (rus.).
[15] Experiments in the interests of providing flights to the outer space and the activities on the surface of Mars and the Moon. // Piloted flights into space. Science magazine. № 1 (6) 2013, FGBU "Central Research Institute of the TsKK named after YA Gagarin", 2013. P. 114-115. (rus.).
[16] Centrifuges: http://www.acuitas.ch. [Electronic resource]. – Access mode: http – (Date of search: 27.09.2017).

ISSN 2223-0807
Современное машиностроение: Наука и образование :
материалы 7-й международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н.Евграфова и А.А. Поповича.- СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2018.

DOI 10.1872/MMF-2018-66
УДК 620.17.05

А. Н. Попов[1], М.Н. Полищук[2], Н. Е. Пуленец[3]

НОВЫЙ СПОСОБ ПОЛУЧЕНИЯ УДАРНОГО УСКОРЕНИЯ ПРИ МЕХАНИЧЕСКИХ ИСПЫТАНИЯХ

[1]Аркадий Николаевич Попов
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812)552-9686, E-mail: porka.n@mail.ru

[2]Михаил Нусимович Полищук
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812)552-9686, E-mail: polishchuck@mail.ru

[3]Николай Евгеньевич Пуленец
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812)552-9686, E-mail: virus80@mail.ru

Аннотация

В работе рассмотрены вопросы воспроизведения ударных ускорений на пневматических стендах. Предложен и теоретически обоснован новый способ обеспечения требуемой амплитуды импульсов полусинусоидальной формы. Экспериментальные данные подтвердили его эффективность.

Ключевые слова: пневматический ударный стенд, ударное ускорение, новый способ, теоретическое обоснование, экспериментальные данные.

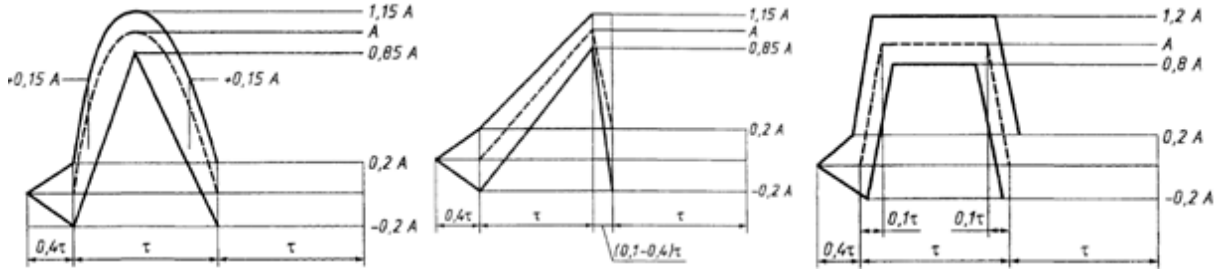
Введение. Любая продукция независимо от ее назначения перевозится транспортом: автомобильным, железнодорожным, морским, воздушным. В процессе транспортирования и перегрузки изделия подвергаются различным воздействиям, отличным от эксплуатационных. Всегда важно

знать, какие ограничения нужно наложить на транспортную тару, условия транспортирования и перегрузочные механизмы, чтобы изделия сохранили свою работоспособность после доставки конечному потребителю. Для моделирования условий транспортирования служат стенды имитации транспортирования и испытательные стенды многократных ударов [1, 2].

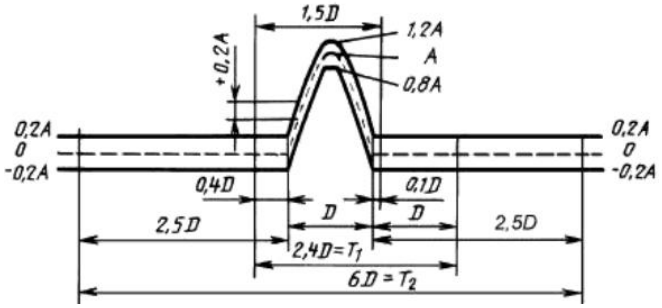
При выполнении погрузочно-разгрузочных работ из-за неаккуратного обращения, неисправности механизмов или нарушения правил техники безопасности возможны падения изделий. Производителю важно знать их последствия. Для моделирования падения изделий используются копры и стенды свободного падения [1, 2].

Основное требование, предъявляемое к испытательным ударным стендам, сводится к созданию ускорений заданной формы, пиковых значений и длительности [3]. При многократных ударах также нормируется частота следования импульсов ускорения.

Типовыми формами ударных импульсов являются полусинусоидальная, треугольная (пилообразная) и трапецеидальная или колоколообразная [4, 5]. Они показаны на рисунке 1. Вторым важнейшим требованием является воспроизводимость ударного импульса. Стандартные требования по точности воспроизведения импульса применительно к ударному стенду одиночного удара приведены на рисунке 1, *а*, для стенда многократного действия – на рисунке 1, *б*.



а



б

Рисунок 1 – Требования по точности воспроизведения ударных ускорений:
а – при одиночных ударах; *б* – при многократных ударах
A, τ – пиковое ускорение и длительность номинального импульса

Известно, что при воспроизведении ударных импульсов полусинусоидальной формы длительность определяется, в основном, жесткостью упругих формирователей и массой стола с испытуемым изделием и приспособлениями (далее объектом), а пиковое значение (амплитуда) импульсов – высотой, с которой сбрасывается объект [6]. Высота сброса в стендах свободного падения определяет скорость объекта в момент удара, а значит и амплитуду ударного импульса. В стендах с ускорителем [2] высота сброса также влияет на эти характеристики.

Вопросы выбора формирователей и оценка длительности ударного импульса подробно рассмотрены в [7-9], в данной статье основное внимание уделяется вопросу обеспечения требуемой амплитуды ударных импульсов.

Известны различные типы ударных стендов [10-13], в том числе пневматические. В пневматических стендах объект поднимается за счет движения штока при подаче в полость пневмоцилиндра сжатого воздуха [14, 15]. Вывод объекта на расчетную высоту обычно требует средств подъема, остановки и контроля достигнутого уровня. Если в стендах одиночных ударов время выполнения этих операций не является критичным, то при воспроизведении многократных ударов возникает проблема. Здесь, кроме амплитуды и длительности импульса, должна также обеспечиваться и требуемая частота следования ударов. Поэтому дополнительные затраты времени на контроль высоты подъема объекта могут ограничить диапазон частот следования ударов.

Для решения указанной проблемы был предложен оригинальный метод, защищенный патентом на изобретение [16]. Суть этого метода связана с зависимостью высоты подъема объекта от величины и продолжительности подачи сжатого воздуха в пневмоцилиндры, обеспечивающие подъем и сброс объекта. Метод был успешно апробирован при экспериментальных исследованиях разработанного на кафедре «Автоматы» СПбПУ ударного стенда СМУ300 [6, 17]. 3-D модель ударной машины стенда СМУ300 показана на рисунке 2.

Испытуемое изделие устанавливается на ударный стол 1. К столу прикреплены две направляющие 3. Стол перемещается вместе с направляющими с помощью двух пневматических цилиндров 12. Перемещение стола контролируется электронным измерителем высоты 10 и в режимах настройки ограничивается с помощью упоров, шток которых 11 жестко соединен со столом. При падении стола боек стола взаимодействует с наковальней 4, на которой устанавливается формирователь импульса. Для уменьшения воздействия ударного импульса на цеховое оборудование и снижения массы инерционного блока 6 используются пневмогидравлические амортизаторы 5. Инерционный блок вывешивается на пневматических подушках баллонного типа 7.

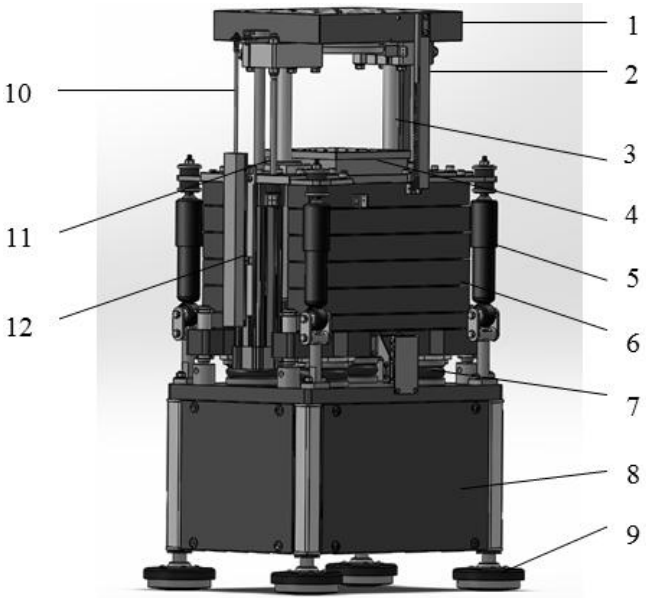


Рисунок 2 – 3-D модель ударной машины стенда СМУ300

1 – ударный стол, 2 – оптическая линейка, 3 – направляющая, 4 – наковальня, 5 – амортизатор, 6 – инерционный блок, 7 – пневматическая подушка, 8 – стойка с пневмоарматурой, 9 – виброопоры, 10 – электронный измеритель высоты подъема стола, 11 – шток упора, 12 – пневмоцилиндр

Все пневматическое кондиционирующее и запорно-регулируюшее оборудование стенда помещено в стойку 8. Ударная машина не соединена жестко с силовым полом, она установлена на виброопорах 9.

Высота сброса объекта, а значит и скорость его удара о формирователь при падении, и пиковое значение воспроизводимого ускорения зависят от величины давления сжатого воздуха, подаваемого в пневмоцилиндры стенда, и продолжительности подачи воздуха. Как выбрать эти характеристики? Прежде чем перейти к их теоретическим оценкам, отметим некоторые закономерности, выявленные при работе стенда СМУ300.

Процессы, которые происходят в стенде, носят достаточно сложный характер. Давление в пневмоцилиндрах (их в СМУ300 – два) определяется, прежде всего, уставкой на регуляторе давления. После срабатывания клапана подачи сжатого воздуха (далее пневмоклапана) в пневмоцилиндры давление в них достаточно быстро достигает некоторого значения (будем использовать термин «равновесное») и мало изменяется, пока клапан открыт. После закрытия пневмоклапана сжатый воздух из полостей пневмоцилиндров начинает "стравливаться" в атмосферу, давление в них быстро убывает до нуля, а на регуляторе давления – восстанавливается до первоначального уровня. На рисунке 3 приведен пример графиков, иллюстрирующих характер изменения давления во времени на одном из режимов работы стенда СМУ300 (при уставке 1,5 атм на регуляторе давления).

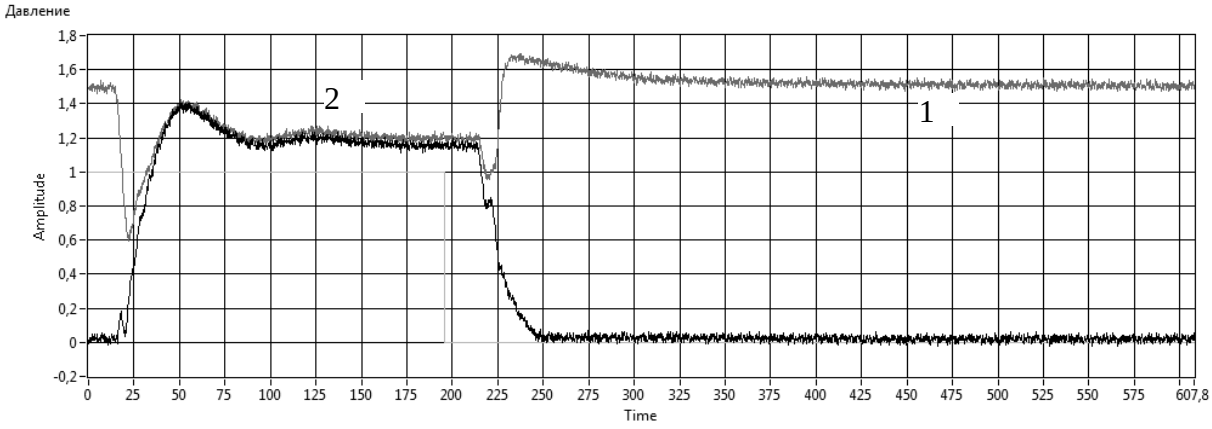


Рисунок 3 – Изменение давления на регуляторе и в полости цилиндров:
1 – на регуляторе давления; 2 – в полости пневмоцилиндра

Отметим, что уставка (1,5 атм) и равновесный уровень (1,2 атм) различаются достаточно сильно. Подобная картина является характерной: каждой уставке на регуляторе давления соответствует вполне определенное равновесное давление в полости цилиндров (рисунок 4). Другим важным фактором при настройке является значение силы сопротивления движению. Эта сила, так же, как и давления, зависит от массы испытуемого изделия. Приведенные характеристики можно использовать, хотя конкретные данные рекомендуется уточнять перед началом испытаний на «пробных сбрасываниях».

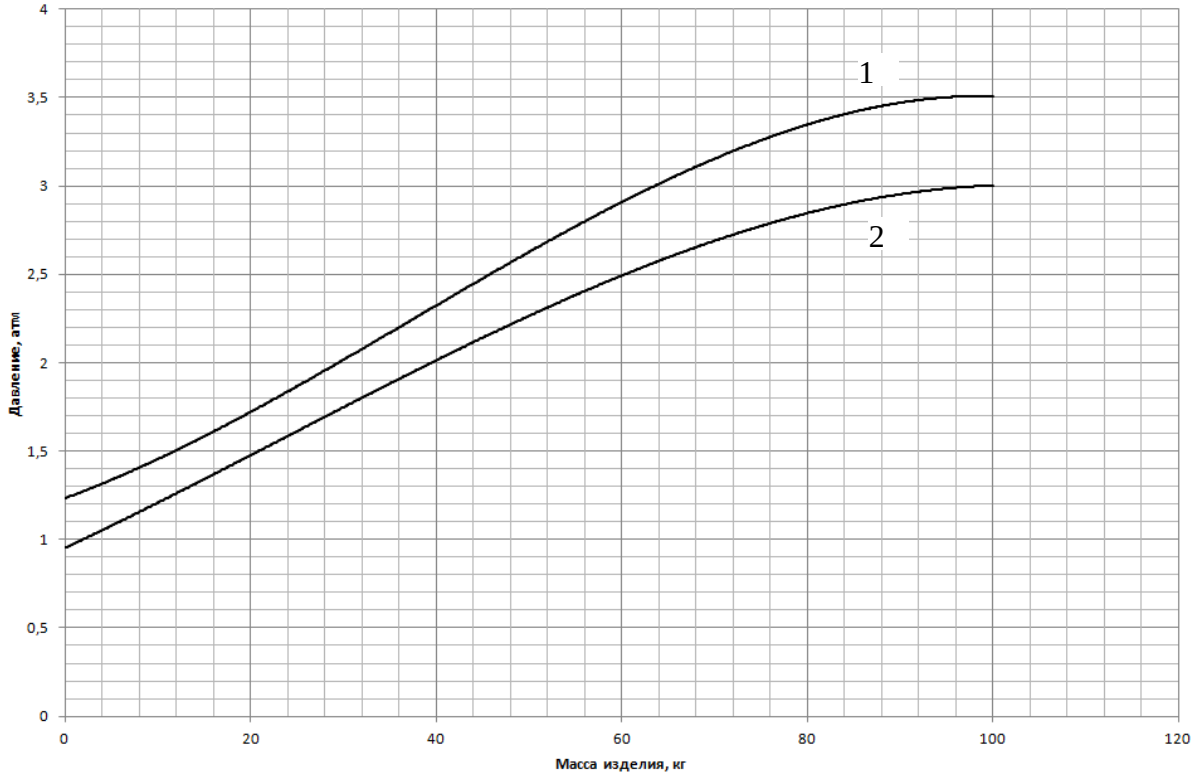


Рисунок 4 – Зависимости давления от массы испытуемого изделия:
1 – на регуляторе давления; 2 – в полости пневмоцилиндра

С учетом сказанного можно упрощенно считать, что объект после срабатывания пневмоклапана подачи сжатого воздуха в пневмоцилиндры проходит три основных этапа движения:

- пока пневмоклапан открыт, давление сжатого воздуха в пневмоцилиндрах не сильно отличается от некоторого равновесного уровня, объект движется вверх с постоянным ускорением;
- когда пневмоклапан закрывается, давление в пневмоцилиндрах быстро сбрасывается до нуля, объект движется вверх по инерции;
- после остановки в верхней точке начинается падение объекта вниз до удара о формирователь.

Подъем на первом этапе осуществляется в соответствии с уравнением:

$$ma_1 = pS - mg - F_s, \tag{1}$$

где m – масса объекта; a_1 – ускорение, с которым он поднимается; p – равновесное давление в пневмоцилиндрах; g = 9,81 м/с^2 – ускорение свободного падения; S – суммарная площадь сечения поршней пневмоцилиндров; F_s – сила сопротивления движению, обусловленная трением в направляющих.

Если давление p действует в течение времени Δt, пока открыт пневмоклапан, то объект поднимется на высоту

$$h_1 = \frac{a_1(\Delta t)^2}{2}. \tag{2}$$

Высота подъема быстро возрастает с увеличением величины давления и продолжительности подачи сжатого воздуха в пневмоцилиндры стенда.

На втором этапе продолжается движение вверх по инерции с ускорением a_2 согласно уравнению

$$ma_2 = -mg - F_s. \tag{3}$$

Так как скорость стола к моменту закрытия пневмоклапана составит

$$v_1 = a_1 \Delta t, \tag{4}$$

то до полной остановки в верхней точке траектории при движении по инерции пройдет время

$$t_2 = -\frac{v_1}{a_2}, \tag{5}$$

а объект дополнительно поднимется на высоту

$$h_2 = v_1 t_2 + \frac{a_2 t_2^2}{2} = -\frac{v_1^2}{2a_2}. \tag{6}$$

Общая высота подъема составит

$$h = h_1 + h_2 = \frac{a_1(\Delta t)^2}{2}\left(1 - \frac{a_1}{a_2}\right) = \frac{pS}{F_s + mg} \cdot \frac{a_1(\Delta t)^2}{2} \tag{7}$$

или же

$$h = \frac{(pS - F_s - mg)\,pS}{2m(F_s + mg)}\left(\Delta t\right)^2. \tag{8}$$

Выражение (8) для анализа удобно представить в виде

$$h = \frac{f\,(f - f_s - 1)}{(1 + f_s)} \cdot \frac{g\left(\Delta t\right)^2}{2}, \tag{9}$$

где f, f_s – относительные коэффициенты усилия подъема и силы сопротивления к весу поднимаемого объекта: $f = pS/mg$; $f_s = F_s/mg$.

Нас интересует прежде всего скорость соударения объекта с формирователем. Процесс падения вниз (третий этап) происходит с высоты h в соответствии с уравнением

$$ma_3 = -mg + F_s, \tag{10}$$

где a_3 – ускорение объекта.

Время падения до момента соударения с формирователем составит

$$t_3 = \sqrt{\frac{2h}{-a_3}}, \tag{11}$$

скорость в момент удара

$$v = \sqrt{2|a_3|h} = \sqrt{\frac{pS\left(pS - mg - F_s\right)\left(mg - F_s\right)}{m^2\left(mg + F_s\right)}}\Delta t \tag{12}$$

или

$$v = \sqrt{\frac{f\left(f - 1 - f_s\right)\left(mg - F_s\right)}{\left(1 + f_s\right)}} \cdot g\Delta t. \tag{13}$$

Скорость объекта в момент соударения с формирователем тем выше, чем больше продолжительность подачи сжатого воздуха в пневмоцилиндры, причем зависимость эта линейная.

Так как амплитуда A и длительность τ ударного импульса ускорения полусинусоидальной формы связаны со скоростью v зависимостью [7]

$$A\tau = \pi v, \tag{14}$$

то для достижения требуемого значения амплитуды ускорения нужно держать пневмоклапан открытым в течение времени

$$\Delta t = \frac{A\tau}{\pi \cdot \sqrt{\dfrac{pS\left(pS - mg - F_s\right)\left(mg - F_s\right)}{m^2\left(mg + F_s\right)}}} \tag{15}$$

или же с учетом введенных коэффициентов f_0, f_s

$$\Delta t = \frac{A\tau}{\pi g}\sqrt{\frac{1 + f_s}{f\,(f - f_s - 1)(1 - f_s)}}. \tag{16}$$

Итак, формулы (15), (16) позволяют определить требуемую длительность открытия пневмоклапана, обеспечивающую необходимое пиковое значение ударного ускорения. Следует, однако, заметить, что эти формулы носят оценочный характер.

На рисунке 5 для сравнения представлен пример теоретической и экспериментальной «траектории» движения объекта на одном из режимов: m = 47 кг, p = 1,4 атм, S = 0,0063 м^2, F_s = 23,2 Н, Δt = 80 мс.

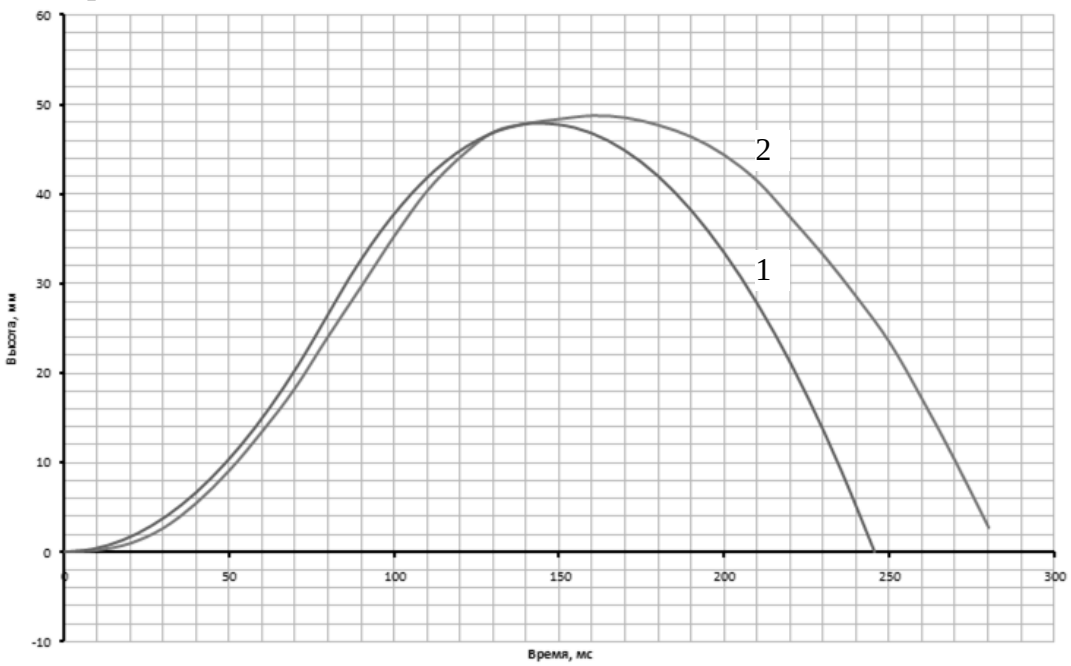


Рисунок 5 – «Траектория» движения объекта:
1 – теоретическая, 2 – экспериментальная

Теоретическая зависимость построена согласно выражению, полученному из (1)…(11)

$$h(t)=\begin{cases}\dfrac{pS-(mg+F_s)}{2m}\cdot t^2, & 0\le t\le \Delta t,\\ \dfrac{pS-(mg+F_s)}{m}\cdot t_1\cdot(t-t_1)+\dfrac{mg+F_s}{2m}\cdot(t-t_1)^2, & t_1\le t\le t_2,\\ \dfrac{pS-(mg+F_s)}{2m}\cdot \Delta t^2-\dfrac{g}{2}\left(t-t_2\right)^2, & t_2\le t\le t_3.\end{cases} \tag{17}$$

$$t_1=\Delta t,\quad t_2=\frac{pS}{mg+F_s}\Delta t,\quad t_3=\left(\frac{pS}{mg+F_s}+\sqrt{\frac{pS-(mg+F_s)}{mg}}\right)\Delta t.$$

Из рисунка 5 следует, что экспериментальная и теоретическая зависимости имеют схожий характер, хотя и различаются. Реальная фаза падения объекта превышает расчетную, что может быть связано с бóльшим, чем принято в теоретических оценках, сопротивлением движению.

На рисунках 6, 7 показаны зависимости максимальной высоты подъема и скорости объекта при соударении с формирователем от продолжительности открытия пневмоклапана.

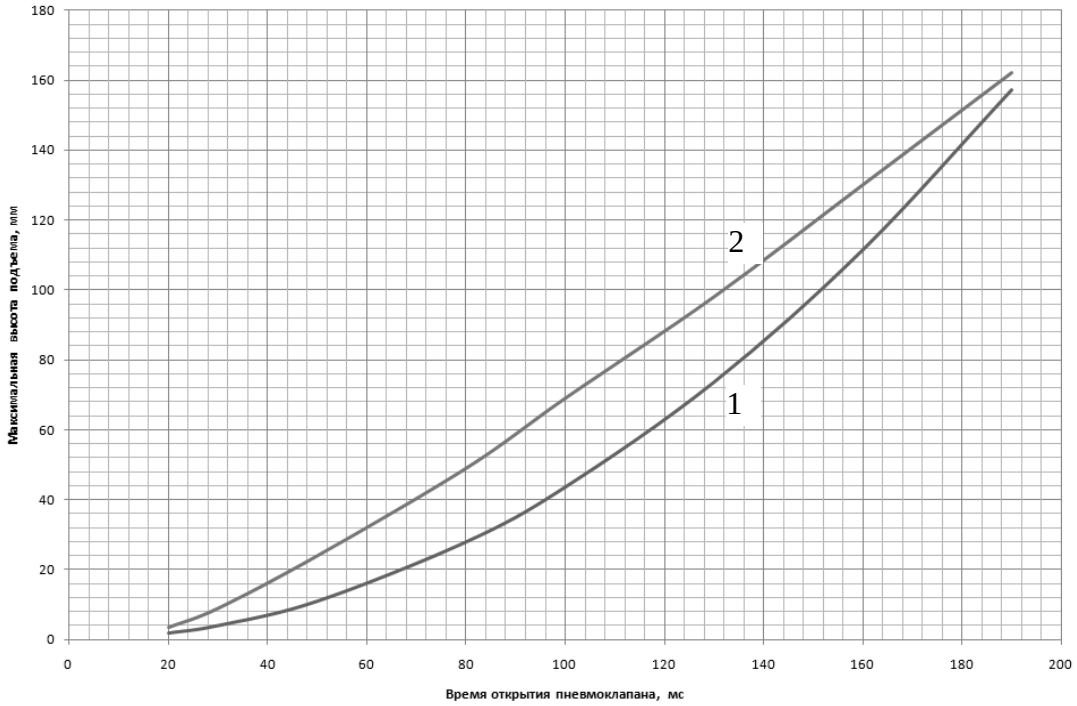


Рисунок 6 – Зависимость максимальной высоты подъема от продолжительности открытия пневмоклапана:
1 – теоретическая, 2 – экспериментальная

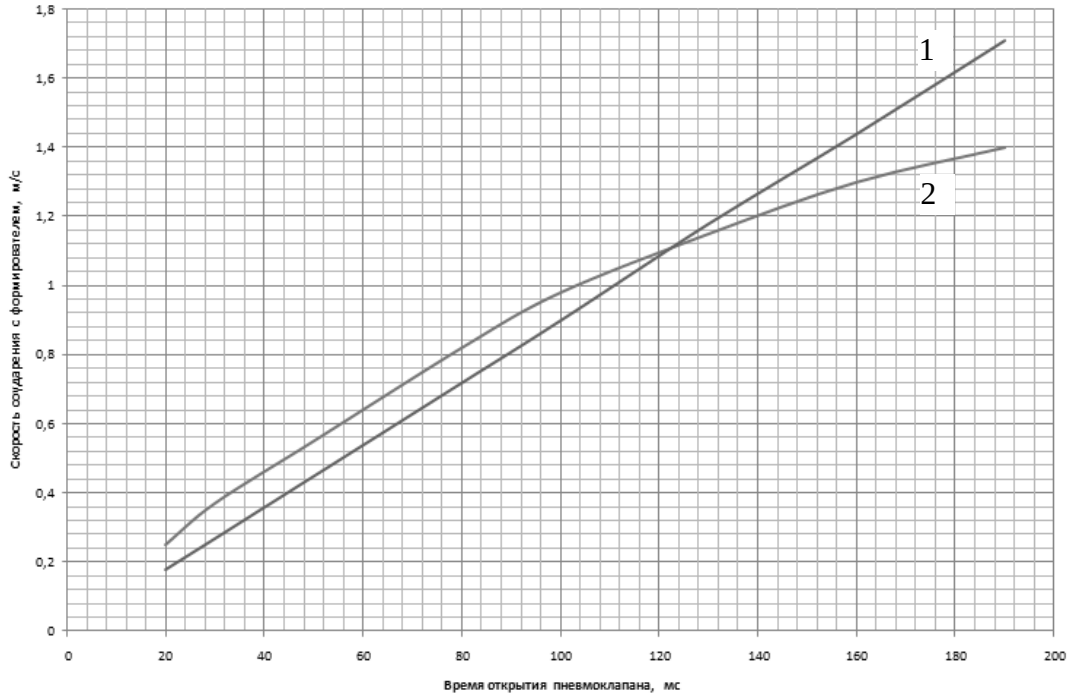


Рисунок 7 – Зависимость скорости объекта при ударе о формирователь от продолжительности открытия пневмоклапана:
1 – теоретическая, 2 – экспериментальная

Реальная высота несколько превышает теоретическую, возможно, из-за перерегулирования давления в пневмоцилиндрах (см. рисунок 3). Оценка скорости объекта при ударе о формирователь достаточно близка к достигаемой на стенде.

На рисунке 8 представлена зависимость пикового значения ударного импульса от продолжительности открытия пневмоклапана. Графики соответствуют случаю m = 47 кг, τ = 8,5 мс. Теоретическая зависимость строилась на основе соотношения (15).

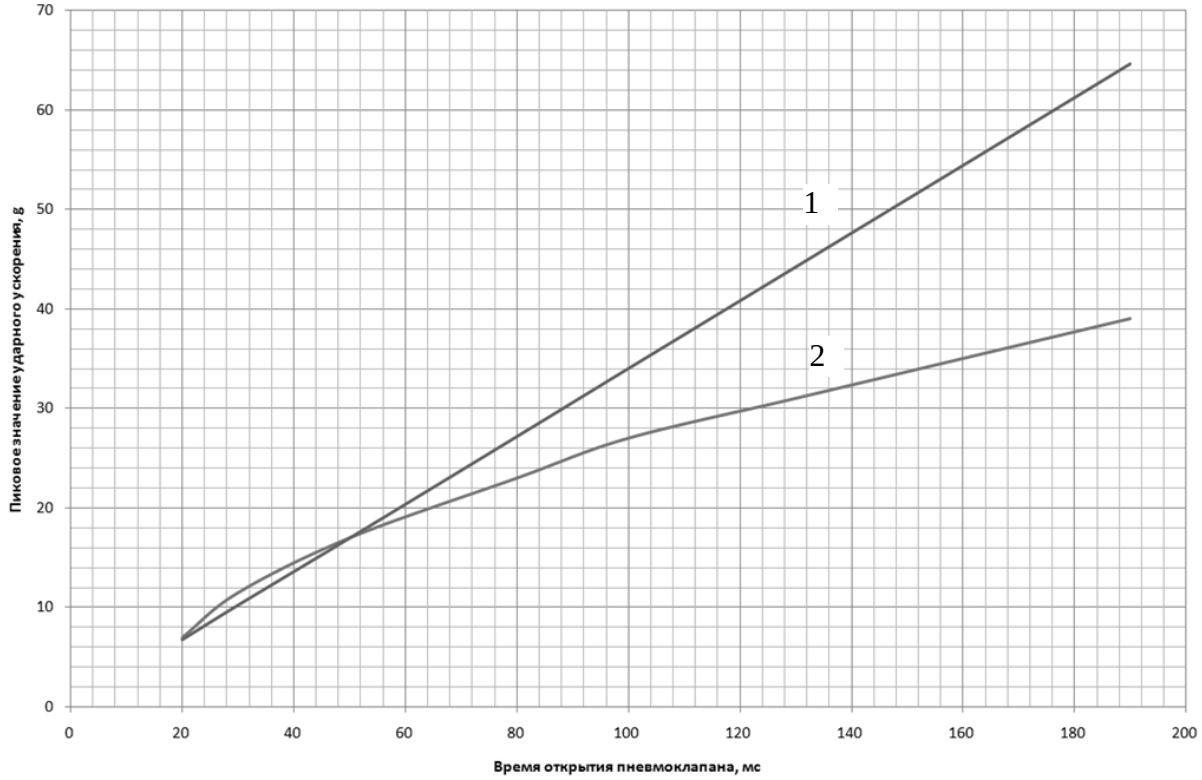


Рисунок 8 – Зависимость амплитуды ударного ускорения от продолжительности открытия пневмоклапана:
1 – теоретическая, 2 - экспериментальная

Данные сильно различаются при больших значениях ускорений. В этом случае нарушаются соотношения (14), форма импульса отличается от полусинусоидальной, сказываются существенно нелинейные эффекты в процессе удара. Это требует дополнительных исследований.

Заключение: На основе полученных оценок можно предложить следующий алгоритм настройки конструктивных и технологических параметров стенда:

– по заданному значению требуемой длительности τ ударного импульса и массы объекта выбрать формирователь нужной жесткости [6]

$$c = \frac{\pi^2 m}{\tau^2}. \qquad (18)$$

– по известной массе объекта оценить необходимую уставку на регуляторе давления и соответствующее ему равновесное давление p в пневмоцилиндрах (см. рисунок 4).

– по заданному значению амплитуды A ударного импульса оценить необходимую скорость, которую должен иметь объект в момент соударения с формирователем [6]

$$v = \frac{A \cdot \tau}{\pi}. \tag{19}$$

– для принятого значения p давления сжатого воздуха в пневмоцилиндрах на основе оценки (19) и соотношения (12) для скорости v найти интервал времени Δt открытия пневмоклапана.

– провести серию предварительных «бросков» (испытаний) и уточнить оценки.

Проведенные эксперименты и опыт рабочей эксплуатации стенда СМУ300 подтвердили высокую эффективность предложенного метода.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Попов А.Н., Полищук М.Н., Тимофеев Ал.Н. Стенды для механических испытаний. – учеб. пособие. СПб.: Изд-во Политехн. ун-та. – 2016. – 200 с.
2. Попов А.Н., Полищук М.Н. Испытательные машины. – монография. Екатеринбург: Изд-во «Уральский рабочий». – 2017. – 217 с.
3. Harris C.M., Piersol A.G. Harris' Shock and Vibration Handbook. 5-th Edition. — McGraw-Hill Professional, 2002. – 1457 p.
4. ГОСТ Р 51371-99. Методы испытания на стойкость к механическим внешним воздействующим факторам машин, приборов и других технических изделий. Испытания на воздействие ударов. Москва, Госстандарт, 2000. – 28 с.
5. ГОСТ 28215-89. Основные методы испытаний на воздействие внешних факторов. Часть 2. Испытания Eb и руководство: Многократные удары. Москва: Стандартинформ, 2008. – 11 с.
6. Попов А.Н. Алгоритм наладки пневматических ударных стендов / А. Н. Попов, М. Н. Полищук, Н. Е. Пуленец, А. К. Васильев // Современное машиностроение. Наука и образование. № 6. 2017.С. 503-514.
7. Christian Lalanne. Mechanical Shock: monograf. ISTE Ltd and John Wiley&Sons, Inc, 2009. 367 p.
8. Попов А.Н., Полищук М.Н., Васильев А.К. Выбор формирователя для получения ударного импульса требуемой длительности // Научный форум с международным участием

"Неделя науки СПбПУ". Институт металлургии, машиностроения и транспорта СПбПУ. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2016. – С. 3-6.
9. Тимофеев А.Н., Попов А.Н., Полищук М.Н. Ударный стенд свободного падения // Современное машиностроение. Наука и образование: Материалы Междунар. науч.-практ. конференции. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2013. – С. 247–254.
10. Системы для ударных испытаний. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http://www. testpartner.ru – (Дата обращения: 04.04.2018).
11. Shock Test Machines [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http://www.elstar.ch/Elstar-english/Schocktestmaschinen/ – (Дата обращения: 27.09.2017).
12. High performance Shock Systems [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http://www.lansmont.com/products/shock/ – (Дата обращения: 27.09.2017).
13. Стенды для механических испытаний [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http://www.deltamec.ru. – (Дата обращения: 08.04.2018).
14. Макет пневматического ударного стенда / Попов А.Н. [и др.] // Современное машиностроение. Наука и образование: Материалы Междунар. науч.-практ. конференции. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2016. – С. 733–743.
15. Попов А.Н., Кузнецова В.В., Никитина Ю.В. Пневматический ударный стенд // Научный форум с международным участием "Неделя науки СПбПУ". Институт металлургии, машиностроения и транспорта СПбПУ. СПб. – 2015. – С. 21-24.
16. Патент №174534 Ru. Машина для ударных испытаний. Приоритет от 02.05.2017. Попов А.Н. Пуленец Н.Е., Васильев А.К.
17. Попов А.Н., Васильев А.К. Моделирование работы пневматического ударного стенда // Научный форум с международным участием "Неделя науки СПбПУ". Институт металлургии, машиностроения и транспорта СПбПУ. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2015. – С. 12-15.

A.N.Popov, M.N.Polishchuck, N.E.Pulenec

REPRODUCTION OF SHOCK ACCELERATION IN MECHANICAL TESTING BY A NEW METHOD

all: Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, Russia

Abstract

The paper considers the reproduction of impact accelerations on a pneumatic shock machines. A new method for obtaining the required pulse amplitude of a half-sine wave form is proposed and theoretically substantiated. The effectiveness of the method is confirmed by experimental data.

Key words: shock machine, impact accelerations, new method, theory, experimental data.

REFERENCES

[1] Popov A.N., Polishchuck M.N., Timofeev Al.N. Mechanical testing stands. Training manual. Saint-Petersburg, Publishing House of the Polytechnic University, 2016. 200 p. (rus.)
[2] Popov AN, Polishchuck M.N. Testing machines. - separate volume. Ekaterinburg: Publishing house "Ural worker". – 2017. – 217 p. (rus).
[3] Harris C.M., Piersol A.G. Harris' Shock and Vibration Handbook. 5-th Edition. — McGraw-Hill Professional, 2002. – 1457 p.
[4] GOST P 51371-99. Mechanical environment stability test methods for machines, instruments and technical products. Test for influence of shocks. Moscow, Gosstandart, 2000. – 28 p.
[5] GOST 28215-89. Basic methods of testing for external factors. Part 2. Eb Tests and Guidance: Multiple strokes. Moscow: Standartinform, 2008. – 11 p.
[6] Popov A.N. Adjustment logic for pneumatic shock mashines / A. N. Popov, M. N. Polishchuck, N. E. Pulenec, A. K. Vasilev. Modern mechanical engineering. Science and education. Materials of international scientific-practical conference. Saint-Petersburg, Publishing House of the Polytechnic University. 2017. № 6. Pp. 503-514.
[7] Christian Lalanne. Mechanical Shock: monograf. ISTE Ltd and John Wiley&Sons, Inc, 2009. 367 p.
[8] Popov A.N., Polishchuck M.N., Vasilev A.K. The choice of the programmer to obtain a desired shock pulse duration. Lib: International Scientific and Practical Conference “Science Week at SPbPU”: conference proceedings. Institute of Metallurgy, Mechanical Engineering and Transport, SPbPU. Saint-Petersburg, 2016. Pp. 24-27.
[9] Timofeev Al.N., Popov A.N., Polishchuck M.N. Free fall shock machine. Modern Mechanical Engineering: Science and Education.

Saint-Petersburg, Publishing House of the Polytechnic University. 2013. Pp.247-254.
[10] Systems for shock testing. [Electronic resource]. – Access mode: http:// www. testpartner.ru – (Date of search: 04.04.2018).
[11] Shock Test Machines [Electronic resource]. – Access mode: http://www.elstar.ch/Elstar-english/Schocktestmaschinen/ – (Date of search: 27.09.2017).
[12] High performance Shock Systems [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http://www.lansmont.com/products/shock/ – (Дата обращения: 27.09.2017).
[13] Machines for mechanical testing [Electronic resource]. – Access mode: http://www.deltamec.ru. – (Date of search: 08.04.2018). (rus).
[14] Physical model of the pneumatic chock machine / Popov A.N. [and others] // Modern machine building. Science and Education: Intern. scientific-practical. conference. – SPb.: Publishing house of Polytechnic. Univ., 2016. – P. 733-743. (rus).
[15] Popov A.N., Kuznetsova V.V., Nikitina Y.V. Pneumatic shock machine. Lib: International Scientific and Practical Conference "Science Week at SPbPU": conference proceedings. Institute of Metallurgy, Mechanical Engineering and Transport, SPbPU. Saint-Petersburg, 2015. Pp. 21-24.
[16] Patient No. 174534 Ru. Impact testing machine. Popov A.N., Pulenets N.E., Vasiliev A.K. Priority from 02.05.2017.
[17] Popov A.N., Vasilev A.K. Pneumatic shock machine simulation. Lib: International Scientific and Practical Conference "Science Week at SPbPU": conference proceedings. Institute of Metallurgy, Mechanical Engineering and Transport, SPbPU. Saint-Petersburg, 2015. Pp. 12-15.

ISSN 2223-0807
Современное машиностроение: Наука и образование :
материалы 7-й международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н.Евграфова и А.А. Поповича.- СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2018.

DOI 10.1872/MMF-2018-67
УДК 621

О.В. Егорова[1], М.В. Самойлова[2], Г.А. Тимофеев[3]

МЕТОД КОМБИНИРОВАННОГО БЛОКИРУЮЩЕГО КОНТУРА ДЛЯ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ПЛАНЕТАРНОГО МЕХАНИЗМА 2K-h ТИПА

[1]Ольга Владимировна Егорова, Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана
Россия, Москва
Тел.: (499)263-6835, E-mail: tmm-olgaegorova@yandex.ru

[2]Марина Валерьевна Самойлова, Московский государственный технический университет им. Н.Э.Баумана
Россия, Москва
Тел.: (499)263-6835, E-mail: cm2003@list.ru

[3]Геннадий Алексеевич Тимофеев, Московский государственный технический университет им. Н.Э.Баумана
Россия, Москва
Тел.: (499)263-6197, E-mail: timga@bmstu.ru

Аннотация

В работе представлен метод определения оптимальных значений коэффициентов смещения эвольвентных зубчатых колес в однорядном планетарном механизме типа 2K-h. В основе метода лежит сочетание различных математических, графических и технологических подходов, которые позволяют определить не только форму зуба колеса, но и многие качественные характеристики зубчатой передачи на основе использования предложенной методологии комбинированного блокирующего контура.

Ключевые слова: блокирующий контур, эвольвентное зубчатое колесо, планетарный механизм типа 2K-h, коэффициент смещения, радиальный зазор, оптимизация, зубчатые колеса с внутренними и внешними зубьями

Введение

Основы теории зацепления зубчатых колес были выполнены в 20 веке, часто называемом «золотым веком» (1935-1975) науки «Теории механизмов и машин» (ТММ). Наибольших успехов в этой области добились выдающиеся ученые российской (советской) научной школы. Результаты углубленного изучения задач ТММ были опубликованы в трудах выдающихся ученых: Г.И. Гохмана, Н.А. Колчина, Ф.И Литвина, Г.Ф. Кетова, К.И. Гуляева, В.Н. Кудрявцева, В.А. Гавриленко и многих других. Разработанная российскими и советскими учеными аналитическая теория зубчатых передач стала основой для решения практических задач и для внедрения новых технологий в промышленности.

Зубчатые колеса с эвольвентным профилем всех видов (цилиндрические, винтовые, конические, червячные и т.д.) имеют наибольшую область применения среди огромного разнообразия существующих зацеплений. После величайшего изобретения Леонарда Эйлера (1707-1783 гг.), швейцарского ученого, открывшего уникальные свойства эвольвенты окружности и предложившего использовать её в виде профиля зубьев колеса в зацеплении, привел к тому, что около 90% всех зубчатых передач в мире имеют эвольвентный профиль. Чтобы подчеркнуть гениальность ученого и отпраздновать его достижения, швейцарское правительство выпустило банкноту с портретом Эйлера, на которой рядом с изображением ученого помещена кривая — эвольвента окружности.

К основным преимуществам эвольвентных передач следует отнести постоянство передаточного отношения и нечувствительность к изменению межосевого расстояния a_w. Также нарезание эвольвентных колес методом огибания является процессом высокотехнологичным и имеет высокую производительность.

Зубчатые механизмы с внутренними и внешними зубьями колес с эвольвентным профилем широко используются во многих областях современного машиностроения, что вынуждает инженеров уделять больше внимания конструкции зубчатых колес и, в частности, на начальной стадии проектирования.

Самая полная геометрическая теория эвольвентных зубчатых передач была разработана в МГТУ им. Н.Э. Баумана во второй половине 20 века российско-советским ученым Владимиром Александровичем Гавриленко (1949-1969) [1-2], его учениками и коллегами [3]. Предложенная геометрическая теория открыла новые возможности в производстве зубчатых колес и внесла большой вклад в их дальнейшее совершенствование.

Таким образом, к концу прошлого века основные задачи синтеза цилиндрических эвольвентных колес были исчерпывающе решены и внедрены в инженерную практику.

Планетарные механизмы

Планетарные механизмы используются не одно столетие и имеют широкое применение в машиностроении в наше время. Они позволяют достичь большего передаточного отношения в компактном пространстве в сравнении с традиционными зубчатыми механизмами. Требования к параметрам качества планетарной передачи, таким, как плавность работы, прочность, долговечность, износостойкость и т.д., стали приоритетом при их проектировании. Неслучайно, проблема оптимизации параметров планетарной передачи, типа 2K-h (рис.1), имеющей внешнее и внутреннее зацепление, является достаточно актуальной.

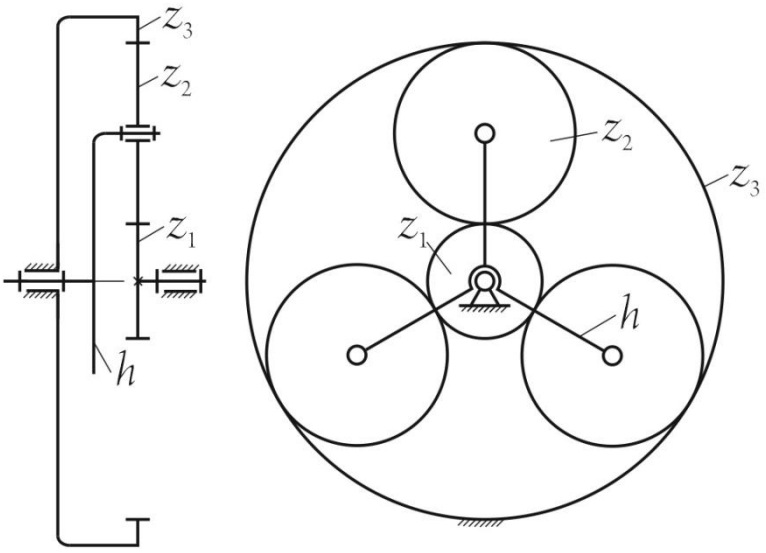


Рис. 1. Схема планетарного механизма 2K-h типа

Наиболее часто в соосных планетарных механизмах, включая 2K-h тип, используются зубчатые колеса с эвольвентным профилем. Главная особенность любого планетарного механизма (рис.1) это наличие так называемых "связанных" зубчатых колес, которые называются сателлитами (z_2), и которые зацепляются с двумя или более другими колесами одновременно. В целом, сателлит - это все, что вращается вокруг чего-то другого, как, например, Луна вращается вокруг Земли. Таким образом, планетарный механизм получил свое название из-за того, что зубчатые колеса совершают взаимное движение, и это движение похоже на движение планет в Солнечной системе. Следуя аналогии, колесо в центре планетарного механизма 2K- h типа называется «солнечным» (z_1). Водило, обозначаемое h, удерживает сателлиты на орбите вокруг «солнечного» колеса (z_1) и центральной оси. Зубчатое колесо с внутренними зубьями названо «коронным» (z_3), и оно обычно неподвижно.

В 1962-1977 годах профессор В.А. Гавриленко был заведующим кафедрой "Теория механизмов и машин" в МГТУ им. Н.Э. Баумана. Под его руководством было разработано новое научно-техническое направление: проектирование и изготовление нестандартных зубчатых механизмов, а именно одно- и двухступенчатых волновых и кривошипно-планетарных механизмов. Эти весьма компактные зубчатые передачи обладают высокой кинематической точностью, значительно превышающей точность обычных зубчатых передач, что особенно ценно для электронных устройств, используемых в космической технике. Более подробная информация об этих видах механизмов опубликована в русскоязычной литературе [1-2, 4-5].

Классический подход к проектированию зубчатого колеса по методике, предложенной профессором В.А. Гавриленко, основан на заранее заданном профиле режущего инструмента со стандартными параметрами, обычно реечном, и, следовательно, геометрия нарезаемого зубчатого колеса полностью зависит от размеров и формы режущего инструмента. Генерация поверхности зуба с помощью режущего инструмента и последующее сопряжение поверхностей зубьев инструмента и заготовки основаны на концепции «огибающей» к семейству поверхностей (кривые в двумерном пространстве в случае плоского зацепления) [6]. В этом случае, проектирование (синтез) зубчатых колес сводится к поиску оптимальных значений коэффициентов смещения x_1 и x_2, при которых параметры нарезаемого зубчатого колеса будут оптимальными.

К сожалению, классический подход и общепринятая система расчета, при которой диаметр окружности вершин d_a одного зубчатого колеса зависит от диаметра впадин d_f сопряженного зубчатого колеса, обеспечивая постоянный радиальный зазор в зацеплении, не могут применяться для проектирования эвольвентных зубчатых колес в соосном планетарном механизме типа 2K-h (рис.1), из-за специфического движения сателлитов, вращающихся вокруг своей оси и вокруг центральной оси одновременно.

Планетарная зубчатая передача состоит из зацепления двух пар колес: солнечное колесо - сателлит (z_1–z_2); и сателлит - коронная шестерня (z_2-z_3). Для обеспечения постоянного радиального зазора диаметр окружности вершин сателлита (z_2) должен быть рассчитан дважды, поочередно, в каждом из двух названных зацеплений. Но в этом случае мы получим два различных значения одного и того же параметра – окружности вершин сателлита d_a, что недопустимо.

Цели и задачи настоящего исследования

Предложен расширенный подход к определению коэффициентов смещения эвольвентных колес соосного планетарного механизма 2K-h типа. Метод получил называние «комбинированный блокирующий

контур». В его основе лежит новая методология, когда создаются два раздельных блокировочных контура: один для внешнего зацепления, другой – для внутреннего зацепления, затем они объединяются, и выделяется область допустимых значений для коэффициентов смещения зубчатых колес с эвольвентным профилем.

Метод блокирующих контуров

Метод блокирующих контуров (БК) известен уже более 50 лет [7-9]. Одним из первых, кто в 1957 году предложил использовать концепцию блокирующего контура для выбора оптимальных значений коэффициентов смещения для эвольвентного зацепления, был советско-российский ученый Михаил Борисович Громан [10]. Позже метод БК был дополнен и усовершенствован в работах В.А. Гавриленко, а также в работах коллектива ученых во главе с И.А. Болотовским [7-9]. Важно, что именно В.А. Гавриленко предложил термин «блокирующий контур зубчатого зацепления». Блокирующие контуры строятся для каждой комбинации чисел зубьев в зубчатой передаче, что создает возможность графически визуализировать зависимости геометрических параметров зубчатой передачи и коэффициентов смещения.

Для широкого внедрения метода БК в практику проектирования зубчатых колес было рассчитано и опубликовано большое количество блокирующих контуров, в основном, в русскоязычной технической литературе, в том числе, в атласах под редакцией И. А. Болотовского [7-9].

Метод блокирующих контуров легко применить на начальном этапе проектирования зубчатой передачи, что позволяет определить оптимальные коэффициенты смещения зубчатых колес и многие важные качественные характеристики для конкретного зубчатого зацепления.

По концепции М.Б. Громана [10] блокирующий контур графически демонстрирует возможную область «существования зацепления» и коэффициентов смещения для пары из двух эвольвентных колес передачи, что гарантирует: отсутствие подрезания и заострения зуба, допустимое значение коэффициента перекрытия ε_α (не менее ε_α=1,05) и др.

В поле блокирующих контуров применяются два типа линий: линии предельных значений параметров качества зубчатого зацепления и линии геометрических параметров зубчатого колеса. Все линии графически выделяют одну или несколько областей «существования зацепления».

В работе В.И. Гольдфарба и А.А. Ткачева [11] описана сущность метода блокирующих контуров следующим образом: на координатной плоскости строится множество линий, соответствующих определенным значениям вышеперечисленных базовых факторов, ограничивающих процесс зацепления. Когда эти линии пересекаются друг с другом, то они образуют замкнутую область на координатной плоскости. Значения коэффициентов смещения должны находиться в пределах этой области,

иначе один или несколько из указанных выше критериев зубчатой передачи не будет удовлетворять заданным требованиям.

Форма, размер и местоположение любого блокирующего контура на координатной плоскости определяются числом зубьев колес, геометрией режущего инструмента и выбранным значением радиального зазора в зацеплении. Варьируя эти значения, можно целенаправленно воздействовать на блокирующий контур, «перемещая» его в область с более благоприятным сочетанием параметров проектируемого зацепления, т.е. определять оптимальные значения коэффициентов смещения.

Однако метод БК, основанный на существующих подходах, не может быть использован для выбора коэффициентов смещения эвольвентных колес планетарного механизма 2K-h типа, (рис.1), потому что в этом случае нам нужно построить два (2) блокирующих контура: один для внешней передачи (z_1–z_2) и другой для внутренней передачи (z_2–z_3). Таким образом, мы получим два самостоятельно выполненных расчета для одного и того же параметра – внешнего диаметра d_a, и его значения будут отличаться в большинстве случаев. Но один и тот же сателлит не может иметь различные значения диаметра вершин d_a.

Для решения этой проблемы в 1966 году советско-российский ученый Тихон Павлович Филадельфов в своей диссертации «Некоторые вопросы геометрического и кинематического синтеза зубчатых передач со связанными колесами» [12-13] предложил способ согласования двух блокирующих контуров (для внешних и внутренних передач), который состоит в следующем: на координатной плоскости двух блокирующих контуров наносятся линии таких значений x_1, x_2 и x_3, при которых достигаются равные радиальные зазоры в обеих передачах. Однако данный метод является трудоемким и, что самое главное, существенно сокращает диапазон возможных значений коэффициентов смещения x, не позволяя выбрать оптимальные значения для конкретного зацепления.

Очевидно, что для эвольвентых колес рассматриваемого соосного планетарного механизма 2K-h типа (рис.1) требуется иная система расчета, в которой внешний диаметр d_a «связанного» зубчатого колеса z_2 определяется однозначно и не зависит от параметров сопряженных зубчатых колес z_1 и z_3.

Анализ показывает, что при расчете для «связанного» зубчатого колеса (сателлита) z_2 целесообразно принимать постоянное значение полной высоты зуба h при любых значениях коэффициентов смещения, числах зубьев и способах нарезания. Для остальных зубчатых колес можно выбрать ту или иную систему расчета, включая расчет по постоянным стандартным зазорам.

Построенный комбинированный блокирующий контур обеспечивает возможность выбора коэффициентов смещения для всех трех зубчатых колес соосного планетарного механизма 2K-h типа также быстро и удобно,

как и для зубчатой передачи с двумя зубчатыми колесами. Отметим, что при построении и использовании блокирующих контуров коэффициенты смещения должны не только обеспечивать правильное с геометрической точки зрения зацепление, но и удовлетворять условию соосности.

Пример

Ниже приведен пример использования предложенного метода для планетарного механизма 2K-h типа. Условимся, что зубчатые колеса z_1 и z_2 нарезаются стандартным инструментом – зубчатой рейкой, а зубчатое колесо z_3 нарезается долбяком с числом зубьев z_0=26 и коэффициентом смещения x_0=0,105. Все три зубчатых колеса сохраняют постоянную высоту зубьев и имеют следующие значения: h_1=2,25 мм, h_2=h_3=2,0 мм при любом значении коэффициента смещения x.

Окружность вершин d_a определяется по формуле:

$d_a=d_f+2h$,

где d_f - это окружность, определяемая классическим методом с учетом типа расчета и параметров режущего инструмента.

Раздельные Блокирующие Контуры

Блокирующий контур BC1 (z_1=18) для внешнего зацепления (z_1–z_2) планетарного механизма показаны на рисунке 2а. Этот контур мы называем раздельным блокирующим контуром, потому что планетарный механизм включает три зубчатых колеса, в то время как блокирующий контур строится только для зацепления из двух зубчатых колес. Значения z_2 и z_3 соответственно: z_2=30, z_3=80. Область «существования зацепления» располагается между пересекающимися линиями, которые отображают графически основные ограничения: отсутствие интерференции в рабочем зацеплении, отсутствие подрезания и заострения зубьев, с одной стороны; и линиями, которые отображают качественные показатели зацепления, такие как коэффициент перекрытия ε_α=1,2; радиальный зазор c=0 и другие. Таким образом, легко следить за всеми изменениями параметров и, как следствие, выбирать оптимальную комбинацию для конкретного применения.

Блокирующий контур BC2 для внутренней передачи (z_2–z_3) планетарного механизма (рис. 1) показан на рисунке 2б. Как и в предыдущем случае, границами для замкнутой зоны, называемой областью «существования зацепления», могут быть линии интерференции, подрезания и заострения зубьев, а также линии, соответствующие значению коэффициента перекрытия ε_α=1,0, или линии, соответствующие радиальному зазору c=0. Некоторые граничные линии прямые. Важно, что на координатной плоскости могут быть добавлены линии, соответствующие любым необходимым параметрам зубчатого зацепления,

и, таким образом, площадь «существования зацепления» может быть уменьшена.

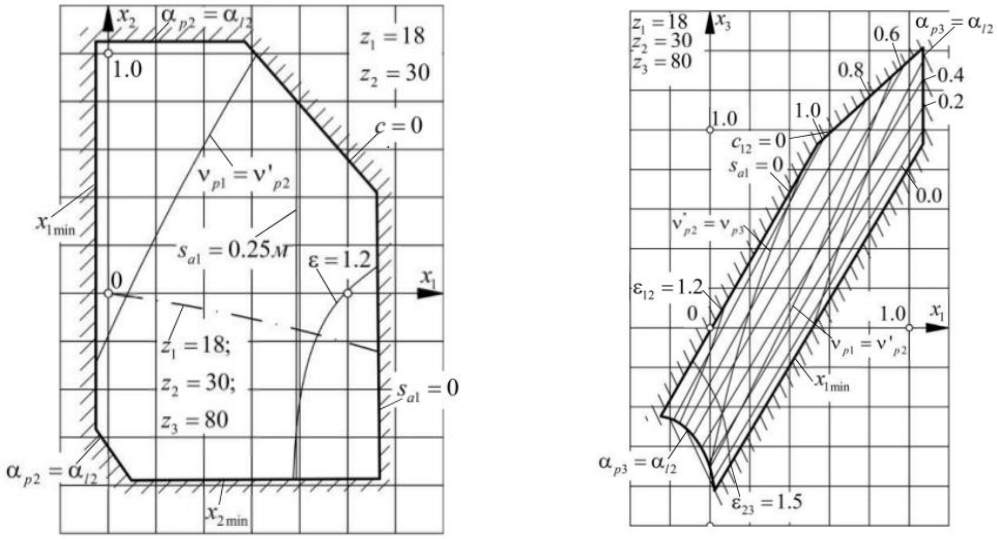


Рис. 2. Раздельные блокирующие контуры: а) BC1 – для внешней передачи; б) BC2 – для внутренней передачи

Комбинированный Блокирующий Контур

Описанные выше раздельные блокирующие контуры BC1 и BC2 (z_1=18) могут быть объединены.

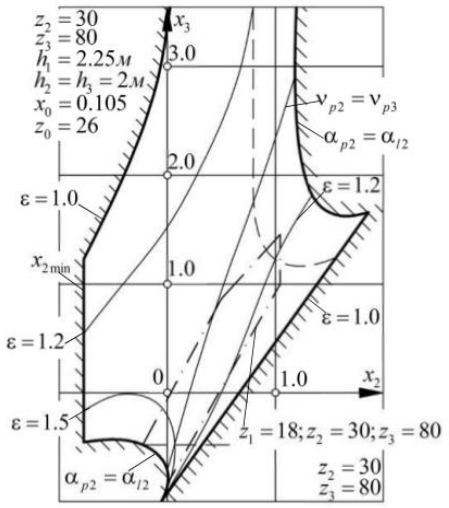


Рис. 3. Комбинированный блокирующий контур

Задаваясь координатами точек (x_1 и $x_{2)}$ на границах блокирующих контуров для зубчатой передачи (z_1–z_2), можно для каждой из них вычислить соответствующие по условиям соосности значение коэффициента смещения x_3, и построить соответствующие линии на поле блокирующего контура для пары (z_2–z_3).

На рисунке 3 штрихпунктирной линией нанесен комбинированный блокирующий контур для рассмотренных выше передач.

Любая точка внутри комбинированного блокирующего контура гарантирует корректное значение всех трёх коэффициентов смещения.

Следует отметить, что при использовании любого из комбинированных блокирующих контуров сосной передачи наглядным является диапазон изменения и конкретные значения только двух коэффициентов смещения; третий коэффициент должен быть определен для заданной конкретной точки расчетом.

Заключение

Предлагаемый подход основан на новой методологии и получил название «комбинированный блокирующий контур». Метод позволяет определить область сосуществования параметров зубчатого колеса на координатной плоскости, которые соответствуют высоким качественным характеристикам передач планетарного зубчатого механизма 2K-h типа, что позволяет дизайнеру проанализировать широкий диапазон параметров на начальном этапе проектирования и найти оптимальное решение для каждого конкретного случая.

Практическое применение метода комбинированного блокирующего контура позволяет организовать процесс автоматизированного проектирования эвольвентных цилиндрических зубчатых колес, в частности, для планетарного механизма 2K-h типа.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

[1] Гавриленко В.А. Основы теории эвольвентной зубчатой передачи. – М.: Машиностроение, 1969. – 431с.

[2] Гавриленко В.А. Зубчатые передачи в машиностроении. – М.: Машгиз. 1962. – 531 с.

[3] Теория механизмов и механика машин / К.В. Фролов, С.А. Попов, А.К. Мусатов и др. / под ред. Г.А. Тимофеева М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2012. 654 с.

[4] Тимофеев Г.А., Самойлова М.В. Геометро-кинематическое исследование комбинированного планетарно-волнового механизма / Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение, 2012, №1, сс. 71–81.

[5] Тимофеев Г.А., Самойлова М.В. Области существования комбинированного планетарно-волнового механизма / Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение, 2012, №2, сс. 117–122.
[6] Litvin F., Handschub, R.: Development of Gear Technology and Theory of Gearing. NASA (1997). Available via WIT eLibrary. https://archive.org/details/nasa_techdoc_19980032330
[7] Bolotovskij I. A., Bezrukov V. I., Vasil'eva O. F. Spravochnik po geometricheskomu raschetu jevol'ventnyh zubchatyh i chervjachnih peredach [Handbook of geometric calculation of involute gears and worm gears]. Moscow: Mashinostroenie, 1986, 448 c.
[8] Болотовская Т.П., Болотовский И.А. и др. Справочник по геометрическому расчету эвольвентных зубчатых и червячных передач. М.: Машгиз, 1963.
[9] Болотовская Т.П., Болотовский И.А. и др. Справочник по корригированию зубчатых колес, часть вторая, изд. «Машиностроение», 1967.
[10] Громан М. Б. Подбор коррекций зубчатых передач.— «Вестник машиностроения», 1955, № 2, сс. 3-13.
[11] Goldfarb V.I., Tkachev A.A.: An Advanced Approach to Optimal Gear Design, Gear Solutions, (2008) Available via WIT eLibrary. www.gearsolutions.com/article/detail/5825/5825
[12] Филадельфов Т.П. Некоторые вопросы геометрического и кинематического синтеза зубчатых передач со связанными колесами: Автореферат дис. на соискание ученой степени кандидата технических наук / Риж. политехн. ин-т. - Рига, 1966. - 19 с.
[13] Филадельфов Т.П. Блокирующий контур одноступенчатой планетарной передачи / «Вестник машиностроения», №3, 1965
[14] Tkachev A.A., Research of Some Properties of Blocking Contour Isolines for Selection of Shift Coefficients./ Proc. Conf. Theory and Practice of Gearing, 1998, cc. 257-263.

O.V. Egorova[1], M.V. Samoilova[2], G.A. Timofeev[3]

COMBINED BLOCKING CONTOUR'S METHOD FOR A PLANETARY MECHANISM DESIGN, 2K-H TYPE

[123] Bauman Moscow State Technical University, Russia

Abstract

The article presents a method for defining the shift coefficients of the involute gears in a single row planetary mechanism of the 2K-h type. The method is

based on the combination of various mathematical, graphical and technological approaches that enables designing not only the shape of the gear tooth, but many of the qualitative characteristics of gears. The method is based on the use of the proposed methodology «combined blocking contour».

Key words: Blocking Contours (BC) method, involute gear, a single-row planetary mechanism of 2K-h type, shift coefficient, optimization, internal and external gears

REFERENCES

[1] Gavrilenko V.A.: Basics of the Theory of Involute Gearing. – M.: Mashinostroenie, 1969. – 431 (in Russian)
[2] Gavrilenko V. A.: Tooth Gearings in Mechanical Engineering. – M: Mashgiz, 1962. – pp. 532, ill. (in Russian)
[3] Theory of Mechanisms and Mechanics of Machines / Frolov K.V., Popov S.A., Musatov A.K. / ed. Timofeev G.A.: M.: MGTU, 2012. – 654 p. (in Russian)
[4] Timofeev G.A., Samoilova M.A.: Area of Existence of the Combined Planetary-Wave Mechanism. Vestnik MGTU, Serias Mashinostroenie, 2, 117-122 (2012) (in Russian)
[5] Timofeev G.A., Samoilova M.A.: Geometric and Kinematic Study of Combined Planetary-Wave Mechanisms. Vestnik MGTU, Serias Mashinostroenie, 1, 71-81 (2012) (in Russian)
[6] Litvin F., Handschub, R.: Development of Gear Technology and Theory of Gearing. NASA (1997). Available via WIT eLibrary. https://archive.org/details/nasa_techdoc_19980032330
[7] Bolotovskij I.A., Bezrukov V.I., Vasil'eva O.F.: Spravochnik po geometricheskomu raschetu jevol'ventnyh zubchatyh i chervjachnih peredach [Handbook of geometric calculation of involute gears and worm gears]. M.: Mashinostroenie, 1986, 448 p. (in Russian)
[8] Bolotovskii T.P., Bolotovskii I.A., etc.: Handbook of geometric calculation of involute gears and worms. / M.: Mashgiz, 1963 (in Russian)
[9] Bolotovskii T.P., Bolotovskii I.A., etc.: Spravochnik po koregirovaniu zubchatyih koles, part 2, M.: Mashinostroenie, 1967. (in Russian)
[10] Groman M.B.: Choice of Correction of Gears. Vestnik Mashinostroynie, 2, 4-15 (1955) (in Russian)
[11] Goldfarb V.I., Tkachev A.A.: An Advanced Approach to Optimal Gear Design, Gear Solutions, (2008) Available via WIT eLibrary. www.gearsolutions.com/article/detail/5825/5825
[12] Filadelfov T.P.: Some aspects of the geometric and kinematical synthesis of gears with the linked wheels, Ph.D. dissertation (Engineering). Riga, 1966 (in Russian)

[13] Filadelfov T.P. Blocking contour of a single-stage planetary gear./ Bulletin of mechanical engineering, №3, Moscow, 1965. (in Russian)
[14] Tkachev A.A., Research of Some Properties of Blocking Contour Isolines for Selection of Shift Coefficients, Proc. Conf. Theory and Practice of Gearing, pp. 257-263, 1998. (in Russian)

АВТОРСКИЙ УКАЗАТЕЛЬ

А
Абдуллина Л.Р., 734
Абейгунавардана Б.А.В., 256
Адмакин М.А., 445, 454
Адмакина О.Н., 445
Андриенко П.А., 89
Анисимов О.Е., 454
Арсентьева К.С., 569
Афанасьева И.Б., 3
Ашейчик А.А., 247

Б
Бабичев Д.А., 681, 710
Бабичев Д.Т., 681
Батуев Ц.А., 539
Бахрами М.Р., 256
Безруков А.В., 77, 583
Бельченко В.К., 630
Блинов Л. Н., 16
Болотов А.Н., 267
Бундур М.С., 463
Бурдо Г.Б., 267
Бурлуцкий В.С., 591

В
Васильев А.А., 445
Васильев О.С., 506
Волков А.Э., 693
Волосатова Т.М., 420
Воробьева Н.С., 385
Вуколов А.Ю., 63, 760
Вульфсон И.И., 99

Г
Галышев Ю.В., 656
Гомера В.П., 276, 322
Горелова А.В., 29
Грешилов А.Д., 539
Григорьева А.В., 276, 322

Д
Давыденко Л.В., 481
Дударев А.С., 545
Дяшкин А.В., 399
Дяшкин-Титов В.В., 399

Е
Евграфов А.Н., 111, 122
Егоров Е.Н., 481
Егорова О.В., 797
Егорова Ю.Б., 481
Ершов Д.Ю., 293

Ж
Жавнер В.Л., 410
Жавнер М.В., 301
Жога В.В., 385, 399

З
Загоскин А.П., 494
Зиновьева Т.В., 311, 322
Златанов В.Д., 134

И
Иванов А.Г., 385
Иванова Н.С., 38
Исянов И.Р., 219

К
Каразин В.И., 89
Карманов В.В., 545
Катаева С.П., 545
Knapiński M., 606
Князева Е. В., 3
Козликин Д.П., 89
Козов А.В., 420
Козырев Ю.П., 358
Коковцева А.В., 630
Коротаев Д.Н., 558
Куликов Д.Д., 494, 749

Л
Лебедев С.Ю., 681, 710
Ложечко В.П., 619
Лукъяненко И.Н., 293

М
Макарова Т.А., 526
Мамутов В.С., 569
Мандаров Э.Б., 539
Манжула К.П., 669
Мансырев Д.Э., 630
Мансырев Э.И., 630
Маркова Т. В., 48
Матвеенков Д.С., 693
Медведев В.И., 693
Медунецкий В.М., 516
Москалец А.А., 322
Мудров А.П., 183, 219, 230

Н
Наумкин Н.И., 77, 583
Несмиянов И.А., 385, 399
Нефедьев Е.Ю., 276, 322
Никитин С.В., 641
Никитина Т. А., 38, 48
Николаев А.Д., 506
Николов С.Г. 134

О
Орлов П.В., 558
Осипенко С.В., 526

П
Паитова О.В., 370
Пелевин Н.А., 463
Пернебеков С.С., 349
Петров Г.Н., 111
Поворознюк С.Н., 558
Позынич Е.К., 591
Позынич К.П., 591
Полищук М.Н., 769, 783
Полякова В.В.,16
Помпеев К.П., 494, 506, 516
Попов А.Н., 769, 783
Прокопенко В.А., 463
Прокурат Г.А., 760
Пуленец Н.Е., 769, 783
Пьяе А.П., 506

Р
Rajczyk P., 606
Расщупкин А.В., 516
Riyadh A. Sarhan, 208
Румянцев В.В., 656
Рыжова Т.П., 420

С
Саламандра К.Б., 720
Самойлова М.В., 797
Самсоненко А.А., 247
Свирщёв В.И., 545
Седакова Е.Б., 358
Семенов Ю.А., 147

Семенова Н.С., 147
Середа Н. А., 160
Сидоров А.А., 656
Скотникова М.А., 370
Смирнов А.Д., 276, 322
Смирнова И.С., 38
Соколов И.А., 16
Старчикова И.Ю., 481
Стояновский Л.О., 322

Т
Терешин В.А., 122
Тимофеев Г.А., 734, 797
Титов А.В., 63
Третьяков В.М., 170
Туленов А.Т., 349
Турзаков А.С., 526

У
Усипбаев У.А., 349

Ф
Фаизов М.Р., 183
Филиппенко Г.В., 195

Х
Хабибуллин Ф.Ф., 320
Hassan M. Alwan, 208
Хлебосолов И.О., 89
Хлопков Е.А., 526

Ц
Цветкова Г.В., 370

Ч
Чеканин А.В., 430
Чеканин В.А., 430
Чжао Вэнь, 410
Чибисова Е.В., 481

Ш
Шабанов А.Ю., 656
Шашерина С.А., 370
Шекшаева Н.Н., 77, 583
Шлепетинский А.Ю., 669

Я
Янченко М.В., 526
Яруллин М.Г., 183, 219, 230