ISSN 2223-0807
DOI 10.1872/MMF-2019-0

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого

СОВРЕМЕННОЕ МАШИНОСТРОЕНИЕ: НАУКА И ОБРАЗОВАНИЕ MMESE-2019

Материалы 8-й Международной научно-практической конференции
20 июня 2019 года

MODERN MECHANICAL ENGINEERING: SCIENCE AND EDUCATION MMESE-2019

Proceedings of an International Scientific and Practical Conference
Russia, June 20, 2019

ПОЛИТЕХ-ПРЕСС
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого
Санкт-Петербург
2019

ISSN 2223-0807
УДК 378.1: 621.01
DOI 10.1872/MMF-2019-0

Современное машиностроение: Наука и образование: материалы 8-й Международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н. Евграфова и А.А. Поповича.– СПб.: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2019. – 774 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, 2019
© Санкт-Петербургский политехнический
университет Петра Великого, 2019

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.
8-я конференция 20 июня 2019 г.

Тематика конференции:

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

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

Абрамян К.В., Помпеев К.П., Тимофеева О.С., Яблочников Е.И.
Применение систем моделирования при формировании инженерных компетенций в области цифрового производства ……..... 3

Вуколов А.Ю., Титов А.В., Лаптева М.С.
Применение современного свободного инструментария совместной разработки программного обеспечения в учебном процессе 15

Егорова О.В., Гусев А.В., Козляева Е.А., Ковалев А.Ю., Лихарева Н.Д.
Изучение и 3D-моделирование цевочно-зубчатого механизма 31

Князева Е.В.
Особенности разработки учебного пособия «Введение в профессиональную деятельность» …….. 43

Кокорин М.С., Никитина Т.А.
Роль курса инженерной геометрии в формировании профессиональных компетенций студентов дизайнеров ……. 55

Кондратьева Г.А., Наумкин Н.И
Деловая игра, как метод подготовки студентов инженерных направлений к инновационной деятельности …….. 67

Тимофеев Б.П.
Общеинженерные дисциплины в машиностроительных ВУЗах 78

Титов А.В., Вуколов А.Ю., Прокурат Г.А.
Разработка кинематической цепи механизма закрутки монорегулятора АРС …… 89

МЕХАНИКА МАШИН. ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ И ТРАНСМИССИИ 97

Андриенко П.А., Каразин В.И., Козликин Д.П., Хлебосолов И.О.
О вибрационных движениях в испытательном стенде 99

Бабичев Д.Т., Лебедев С.Ю.
Новая методология кинематического анализа на примере исследования шестизвенника III класса 109

Вульфсон И.И.
Исследование колебаний привода цикловых машин при силовом замыкании механизмов 124

Евграфов А.Н., Петров Г.Н.
Учет трения в плоских рычажных механизмах..... 137

Зинков В.А., Медунецкий В.М., Ожиганов А.А.
Улучшение технических характеристик электромеханического прибора для измерения угла поворота 148

Исянов И. Р., Мудров А.П.
Определение матриц перехода между шарнирами двухподвижного пятизвенного пространственного механизма 157

Каразин В. И., Козликин Д. П., Хисамов А.В.
Исследование возможности воспроизведения сверхнизких скоростей на центробежных стендах и выбор компонентов системы 169

Крюков В.А.
Об определении и классификации звеньев механизма..... 182

Куц Е.Н.
Структурный синтез многоконтурных рычажных механизмов с многократными шарнирами и наиболее сложным двухшарнирным звеном 201

Лебедев С.Ю., Бабичев Д.Т.
Две методологии оптимизационного синтеза цилиндрических передач: локальная и глобальная 215

Нгуен З.Т., Плясов А.В.
Оптимальный геометрический синтез зацеплений планетарной передачи 2К-Н 224

Пухлий В.А., Мирошниченко С.Т., Лепеха О.Г., Журавлев А.А., Померанская А.К.
К расчету НДС лопаток высокоэффективных рабочих колес центробежных компрессоров …… 236

Семенов Ю.А., Семенова Н.С.
Определение динамических ошибок машины с упругими звеньями….. 249

Сенчурин Л.П.
Кинематика планетарной передачи с зубчатыми колесами, оси которых меняют взаимное положение в процессе работы …….. 264

Сенчурин Л.П., Черенкова С.В., Иванова М.А.
Компьютерная анимация схемы цевочно-циклоидального дифференциала …… 274

Середа Н.А.
Математическое описание границ области существования семейства кривошипно-коромысловых механизмов ……..... 289

Тимофеев Б.П., Данг Н.Т., Чан М.Х.
Метод минимизации кинематической погрешности передач путем оптимальной выставки зубчатых колес при селективной сборке ……... 299

Третьяков В.М.
О структурном синтезе изделий группы однородной продукции ……. 311

Филиппенко Г.В.
Энергетический анализ осесимметричных волновых процессов в цилиндрической оболочке на упругом основании …… 327

Хабибуллин Ф.Ф., Мудров А.П., Яруллин М.Г.
Определение динамических параметров пространственного 4R механизма ……. …….. 341

Хисамов А.В., Каразин В. И.
О разработке систем автоматического управления движением транспортных средств ……. ……. 355

ДЕТАЛИ МАШИН. ПРОЕКТИРОВАНИЕ, МОДЕЛИРОВАНИЕ И НАДЕЖНОСТЬ ТРИБОСИСТЕМ 365

Abed S.A., Bahrami M.R.
The analytical analysis of flexibilities of single cracked Jeffcott rotor 367

Болотов А.Н., Бурдо Г.Б., Новикова О.О.
Смазочные свойства масел на основе кремнийорганических наножидкостей 377

Гомера В.П., Нефедьев Е.Ю., Смирнов А.Д., Стояновский Л.О.
Мониторинг развития расслоения в корпусе сосуда давления при его периодической инспекции 391

Гомера В.П., Растегаев И.А., Нефедьев Е.Ю., Григорьева А. В.
Особенности диагностики расслоения металла в сосудах давления с использованием акустико-эмиссионного и ультразвуковых методов неразрушающего контроля 405

Зиновьева Т.В., Пискунов В.А., Смирнов К.К.
Устойчивость U-образного гофрированного компенсатора из упругопластического материала 424

Лукьяненко И.Н., Ершов Д.Ю., Тыртычный А.А., Аман Е.Э.
Разработка алгоритма расчета характеристик инерциальных датчиков, работающих в режиме автоколебаний 434

Скотникова М.А., Стрельникова А.А., Иванова Г.В., Попов А.А., Сюндюков И.С.
Локализация пластической деформации в аустенитной стали при низкотемпературном циклирующем нагружении 444

МЕХАТРОНИКА И РОБОТОТЕХНИКА 455

Безруков А.В., Наумкин Н.И., Кильмяшкин Е.А.
Автоматизация выбора режимов работы самоходной почвообрабатывающей фрезы 457

Будюкина Е.Н., Волосатова Т.М.
Моделирование системы управления с использованием сетей Петри и конечных автоматов 465

Жавнер В.Л., Чжао Вэнь, Янь Чуаньчао, У Лун
Мехатронные рекуперативные приводы для возвратно-поступательных перемещений на базе пневматических цилиндров с возвратными пружинами 476

Коковин В.А., Евсиков А.А.
Разработка и тестирование интеллектуальной руки робота 487

Медунецкий В.М., Николаев В.В., Яблочников Е.И.
Комплексный подход к повышению гибкости роботизированных сборочных линий малогабаритных изделий 498

Попов А.Н., Полищук М.Н., Пуленец Н.Е.
Моделирование импульса при ударных испытаниях 513

Попов А.Н., Полищук М.Н., Пуленец Н.Е., Васильев А.К.
Экспериментальные исследования ударной машины Lansmont 527

Чеканин В.А., Чеканин А.В.
Алгоритм размещения ортогональных многогранников для задач раскроя-упаковки 539

Якутов Д.А., Воротников С.А.
Математическая модель транспортного робота с омни-колесами 551

ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ 565

Аунг Тхин Ко
Проектирование единого информационного пространства технологической подготовки производства 567

Бундур М.С., Пелевин Н.А., Прокопенко В.А.
К вопросу исследования динамического качества шпиндельных гидростатических подшипников 577

Егорова Ю.Б., Давыденко Л.В., Егоров Е.Н., Белова С.Б.
Исследование обрабатываемости резанием титанового сплава ВТ23 после термоводородной обработки 586

Куликов Д.Д., Востропятов А.И.
Функционирование веб ориентированной САПР технологических процессов 599

Щипачев А.М., Мухамадеев В.Р., Мухамадеев И.Р.
Исследование морфологических изменений на поверхности режущего инструмента с композиционным покрытием …… 606

ТЕХНОЛОГИЯ КОНСТРУКЦИОННЫХ МАТЕРИАЛОВ И МАТЕРИАЛОВЕДЕНИЕ …….. 621

Барон Ю.М., Радкевич М.М.
Кинематика абразивной среды в рабочих зазорах в процессе МАО 623

Барон Ю.М., Радкевич М.М., Кудрявцев В.Н.
Индуцированные токи в процессе магнитно-абразивной обработки ….. 633

Добров И.В.
К вопросу структурного анализа машин обработки материалов давлением ……. 643

Кобчиков В.С., Коротких М. Т., Никифоров В.И.
Упорядочение терминологии стандартов и учебной литературы как основа повышения уровня усвоения студентами технического материала ……. 652

Кузнецов П.А., Кузнецов Р.В., Карачевцев И.Д.
Эластостатическое прессование спеченных рабочих вкладышей с градиентной структурой для биметаллических подшипников скольжения ……. 663

Кункин С.Н., Аксенов Л.Б., Потапов Н.М.
Торцевая раскатка внутренних фланцев на тонкостенных трубных заготовках …… 674

Мамутов В.С., Мамутов А.В., Блажевич В.В., Курятников А.А.
Штамповка полиуретаном мембран из особо тонколистовых металлов 685

Седакова Е.Б., Козырев Ю.П., Ли Сяньшунь, Данилов Д.С.
Методика определения нагрузочной способности пар трения молимерный материал-стали различных марок …….. 696

ТРАНСПОРТНЫЕ И ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ СИСТЕМЫ ……... 707

Манжула К.П., Кунгуров Н.В.
Исследование узла соединения главной и концевой балок мостового крана ……. 709

Мансырев Э.И., Коковцева А.В., Мансырев Д.Э., Бельченко В.К., Емельянов А.В**.**
Статическое растяжение тонкостенной трубы с несквозной поперечной трещиной ……... 719

Махмутов М.М., Сахапов Р.Л.
Оптимизация процесса буксования колесного движителя …… 733

Махмутов М.М., Сахапов Р.Л.
Применение инновационных технологий для мониторинга дорожных покрытий ……. 745

Никитин С.В., Грачев А.А., Некрасова А.В.
Исследование динамики процесса бурения скважин установкой с «СВП» при помощи упрощенной динамической модели ……... 755

АВТОРСКИЙ УКАЗАТЕЛЬ ……. 771

ТЕХНОЛОГИИ ПРЕПОДАВАНИЯ

ISSN 2223-0807
Современное машиностроение: Наука и образование :
материалы 8-й Международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н.Евграфова и А.А. Поповича. – СПб.: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2019.

DOI 10.1872/MMF-2019-1
УДК 65.011.56

К.В. Абрамян[1], К.П. Помпеев[2], О.С. Тимофеева[3], Е.И. Яблочников[4]

ПРИМЕНЕНИЕ СИСТЕМ МОДЕЛИРОВАНИЯ ПРИ ФОРМИРОВАНИИ ИНЖЕНЕРНЫХ КОМПЕТЕНЦИЙ В ОБЛАСТИ ЦИФРОВОГО ПРОИЗВОДСТВА

[1]Камо Владимирович Абрамян,
ПАО «Техприбор»
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: +79214335952, E-mail: kamo5009@gmail.com

[2]Кирилл Павлович Помпеев,
Университет ИТМО
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: +79110108265, E-mail: kir-pom@mail.ru

[3]Ольга Сергеевна Тимофеева,
Университет ИТМО
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: +79217948654, E-mail: olga2957869@mail.ru

[4]Евгений Иванович Яблочников,
Университет ИТМО
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: +79219476312, E-mail: yablochnikov@corp.ifmo.ru

Аннотация

В настоящее время промышленным предприятиям, осуществляющим переход к цифровому производству, для выпуска новой конкурентоспособной продукции требуются специалисты, обладающие соответствующими инженерными компетенциями в области моделирования изделий, средств технологического оснащения, технологических и производственных процессов, а также в целом производственных систем разного уровня (роботизированных ячеек, участков и линий). Поэтому заинтересованные предприятия тесно

сотрудничают с вузами, которые в свою очередь, основываясь на предъявляемых предприятиями требованиях к специалистам, разрабатывают соответствующие бакалаврские и магистерские образовательные программы. По мнению авторов в таких программах базовой методологией, формирующей у студентов инженерные компетенции в области цифрового производства, должно быть управление жизненным циклом изделий, а также моделирование и интеграция деятельности специалистов на всех этапах. При этом цифровое описание изделия выступает как средство такой интеграции, а процессы подготовки производства максимально осуществляются на базе технологий трехмерного моделирования с постоянным применением систем инженерного анализа для проверки применяемых решений. Эффективность процессов и их реинжиниринг оцениваются с помощью средств имитационного моделирования. Основной упор в описываемой методологии делается на один из ключевых этапов жизненного цикла, которым является технологическая подготовка производства. В статье представлены возможности систем моделирования, используемые при проектировании технологий подготовки механического, литьевого (для получения заготовок или деталей), аддитивного и сборочного производств, при разработке интерактивных электронных технических руководств, при имитации функционирования производственных систем, позволяющей заранее выявить их «узкие» места, а также при осуществлении мониторинга и контроля реальных производственных систем. Совокупность таких компетенций позволяет перейти к вопросам разработки и исследования технологий создания и применения цифровых двойников производственных систем. Также при подготовке специалистов учитывается современная тенденция развития цифрового производства в направлении создания индустриальных киберфизических систем.

Ключевые слова: инженерные компетенции, образовательные программы, цифровое производство, жизненный цикл изделия, моделирование, интеграция, цифровое описание изделия, подготовка производства, реинжиниринг процессов, мониторинг и контроль производственных систем, индустриальные киберфизические системы, цифровые двойники производственных систем

Введение

Одним из важнейших направлений развития современной экономической модели является «цифровизация» производственных и технологических процессов в различных отраслях промышленности. Переход к модели цифровой экономики за счет развития цифровых технологий в постиндустриальном мире, наблюдающийся в промышленности в настоящее время, связан с появлением и бурным

развитием такой важной ее составляющей, как «цифровое производство». В этот период времени термин «цифровое производство» трансформировался в направлении от его применения в области конструкторско-технологической подготовки производства (КТПП) к его использованию для описания предприятий с высоким уровнем цифровизации производственных процессов [2, 3], вплоть до создания ряда концепций, представленных в [4-6, 8, 9].

Использование концепции цифрового производства при его организации на промышленных предприятиях позволяет эффективно управлять всем жизненным циклом каждого выпускаемого изделия [3, 4]. Эта эффективность достигается за счет полного цифрового описания производственных процессов и управления информацией, что позволяет сократить стоимость и время технологической подготовки производства (ТПП) за счет выявления ошибок в «виртуальном производстве», еще до перехода к реальному.

Для выпуска новой конкурентоспособной продукции в условиях перехода к цифровому производству промышленным предприятиям требуются специалисты, обладающие соответствующими инженерными компетенциями в области моделирования изделий, средств технологического оснащения, технологических и производственных процессов, а также в целом производственных систем разного уровня (роботизированных ячеек, участков и линий) и использующие при этом различные программные комплексы. Поэтому задача подготовки квалифицированных специалистов в области цифрового производства является несомненно актуальной.

Подготовка квалифицированных специалистов в области цифрового производства

Имеющаяся в промышленности потребность в инженерных кадрах неизбежно приводит предприятия к тесному сотрудничеству с вузами. Те в свою очередь, основываясь на предъявляемых предприятиями требованиях к выпускаемым специалистам по части их инженерных компетенций, разрабатывают соответствующие бакалаврские и магистерские образовательные программы (ОП), то есть заинтересованные предприятия непосредственно участвуют в разработке этих ОП.

Примером такого взаимодействия по вопросу подготовки квалифицированных кадров является сотрудничество Университета ИТМО с ПАО «Техприбор», АО «Диаконт», ООО «НТЦ «Эталон» и многими другими организациями. Так как у предприятий имеется запрос на различных специалистов смежных специальностей, то в рамках различных ОП организована их подготовка по нескольким специализациям. Причем эта работа ведется с некоторым опережением запроса предприятий. Для

чего в ОП вводятся «перспективные» специализации, например, «Моделирование и разработка изделий в цифровом производстве» на уровне бакалавриата и «Производственные киберфизические системы» на уровне магистратуры, а также дисциплины актуальные на современном этапе развития производства, например, «Системы инженерного анализа и компьютерного моделирования», «Методы моделирования динамических систем», «Промышленный интернет вещей и сервисов» и др.

Формирование инженерных компетенций в области цифрового производства при обучении студентов по указанным выше специализациям осуществляется на основе изучения в соответствующих дисциплинах и использования на практике систем моделирования технических объектов, а также технологических и производственных процессов. Причем эти системы охватывают различные аспекты конструкторско-технологической подготовки и организации цифрового производства. Поэтому в бакалаврских и магистерских ОП базовой методологией формирования инженерных компетенций в области цифрового производства является управление жизненным циклом изделий (ЖЦИ), а также моделирование и интеграция деятельности специалистов на всех его этапах. При этом средством такой интеграции является цифровое описание изделия. Процессы подготовки производства максимально осуществляются на базе технологий трехмерного моделирования с постоянным применением систем инженерного анализа для проверки применяемых решений. Средства имитационного моделирования позволяют оценивать эффективность бизнес-процессов до и после их реинжиниринга.

Как показывает практика, на предприятиях при проведении ТПП, которая является одним из ключевых этапов ЖЦИ, используются различные системы проектирования и моделирования. Из [17] в свою очередь известно, что ТПП реализует четыре основные функции, первые две из которых подробно описаны в [16]:

1) отработка конструкции выпускаемых изделий на технологичность;

2) проектирование технологий изготовления деталей и сборки узлов и изделий;

3) проектирование и изготовление средств технологического оснащения (СТО);

4) организация и управление процессом ТПП.

Именно при выполнении третьей функции ТПП с использованием информационных технологий и систем [1, 13-15], а также новых производственных технологий и современного оборудования (аддитивное производство, лазерная и многокоординатная фрезерная обработка и т.п.) наиболее полно реализуется вся проектно-производственная цепочка, то есть конструкторское и технологическое проектирование СТО, а также

процессы их изготовления и контроля. Также здесь наблюдается наиболее тесное и осуществляемое в сжатые сроки взаимодействие конструкторов, технологов и контролеров, имеющих необходимые инженерные компетенции. Проиллюстрируем этот процесс на примере реализованного проекта, связанного с ТПП изделий из полимерных материалов, полученных литьем под давлением с использованием переналаживаемых литьевых форм (ПЛФ) и сменных комплектов формообразующих деталей (ФОД) [8, 11, 12]. В таблице представлена информация об этапах ТПП, используемом программном обеспечении (ПО) и оборудовании.

Таблица – Этапы ТПП, ПО и оборудование

№ п.п.	Этап ТПП	ПО и оборудование
1	Проектирование полимерного изделия	CAD/CAM-система *Cimatron E*
2	Анализ технологичности	CAD/CAM-система *Cimatron E*, CAE-система *Moldex3D*
3	Проектирование комплекта ФОД	CAD/CAM-система *Cimatron E*
4	Имитационное моделирование процесса литья под давлением	CAE-система *Moldex3D*
5	Проектирование комплекта литьевой формы (ПЛФ)	CAD/CAM-система *Cimatron E*
6	Изготовление ФОД	CAD/CAM-система *Cimatron E*, вертикально-фрезерный ОЦ HAAS Super Mini Mill, 3D-принтер, климатическая камера «ClimaticPro TX-300»
7	Контроль качества изготовления ФОД	ПО *PC-DMIS*, КИМ Dea Global Perfomance 05.07.05, профилограф-профилометр Hommel Tester T-8000
8	Изготовление партии полимерных изделий	Термопластавтомат ELEKTRA Evolution 30
9	Контроль качества изготовления полимерных изделий	ПО *PC-DMIS*, КИМ Dea Global Perfomance 05.07.05, профилограф-профилометр Hommel Tester T-8000
10	Хранение данных и управление ими	PDM-система *ENOVIA SmarTeam*

Как видно из таблицы в ходе ТПП использовалось различное ПО: CAD/CAM-система *Cimatron E* для проектирования технологической оснастки и разработки управляющих программ для станка с ЧПУ; CAE-система *Moldex3D* для проектирования и анализа технологических процессов литья полимерных изделий; ПО *PC-DMIS* для подготовки программ измерения на КИМ; PDM-система *ENOVIA Smarteam* для хранения в единой информационной среде данных, полученных в результате использования указанных систем, а также представления

полученной информации различным специалистам для ее последующего использования, например, 3D-модель ПЛФ и ее спецификация, полученные в CAD/CAM-системе *Cimatron E*, были использованы технологом для создания в среде системы *3DVia Composer* интерактивной инструкции по сборке ПЛФ.

Еще до проведения ТПП было выполнено предварительное исследование и моделирование самого бизнес-процесса ТПП в системе *Adonis* для определения эффекта от использования в ТПП предлагаемых инноваций, заключающегося в сокращении сроков проведения ТПП после реинжиниринга этого бизнес-процесса. Кроме того для проектирования, планирования и оптимизации производственных процессов использовался программный комплекс *DELMIA **3D**EXPERIENCE*, который позволил провести имитационное моделирование работы производственной ячейки и выявить ее временные и структурные характеристики для прогнозирования возможных «узких» мест, появляющихся при изменении объемов производства.

Кроме кратко рассмотренных выше систем в учебном процессе бакалавров и особенно магистрантов используются также: CAD-система *КОМПАС 3D* для разработки 3D-моделей деталей, изделий, оснастки, операционных заготовок и создания их чертежей и эскизов; САПР ТП *ВЕРТИКАЛЬ* для оформления технологической документации; программный комплекс *WinNC* для обучения программированию на станках, оснащенных системами ЧПУ Sinumerik и Fanuc; CAD/CAM-системы *Fikus Visualcam* и *GibbsCAM* для проектирования изготовления деталей разными методами на различных станках с ЧПУ; CAD/CAM/CAE-система *CATIA* для проектирования сложных наукоемких изделий; генератор постпроцессоров для станков с ЧПУ *IMSPost*; программный комплекс *Vericut* для верификации разработанных управляющих программ и оптимизации режимов обработки; ПО *MakerBot Desktop* для проектирования процесса выращивания пластикового изделия на аддитивной установке; CAE-системы *MSC Nastran*, *MSC Patran* и *MSC Marc* для инженерного анализа деталей, конструкций и механизмов, участвующих в различных процессах; программный комплекс *Oofelie::Multiphysics* для мультифизического инженерного анализа при решении сложных междисциплинарных задач в ходе проектирования изделий различных отраслей промышленности; ПО *RAM Commander* для исследования надежности инженерных систем; система *Winnum* для удаленного мониторинга и диагностики оборудования и устройств и процессов их эксплуатации.

На все программы имеются учебные лицензии. При изучении, освоении и использовании части из перечисленных систем проектирования и моделирования таких, как *КОМПАС 3D*, *ВЕРТИКАЛЬ* и *WinNC*,

бакалавры получают базовые знания, умения и навыки (инженерные компетенции), которые они развивают и углубляют, уже обучаясь в магистратуре, осваивая по мере необходимости дополнительные системы моделирования в зависимости от задач своих исследований и самого учебного процесса.

Все необходимое оборудование и персональные компьютеры с установленным лицензионным ПО располагаются в учебно-научно-исследовательских и научно-технологических лабораториях: технологий цифрового производства; программирования станков с ЧПУ; качества поверхностей деталей; методов сборки прецизионных приборов; технологий изготовления электронных систем; аддитивных технологий; интегрированных информационных систем; моделирования и инженерного анализа; индустриальных киберфизических систем; ФабЛаб Технопарка Университета ИТМО.

Развитие концепции цифрового производства в современном мире привело к формированию новой промышленной парадигмы – «Индустрия 4.0» [5, 7, 9]. Она уже совмещает в себе «умные» предприятия, машины, системы, продукты и процессы в единой сети, объединяя физический и виртуальный мир. «Умные» предприятия являются одной из ключевых особенностей этой парадигмы и представляют собой производственное решение, позволяющее выполнять гибкие и адаптивные процессы, которые подходят для быстрого удовлетворения потребностей рынка, а ядром для создания «умного» производства будущего являются индустриальные киберфизические системы [2, 7, 9, 10]. Внедрение индустриальных киберфизических систем позволит вывести производство на новый уровень, где высокая степень автоматизации и интеллектуальной автономности производственных процессов и оборудования будет сочетаться с их интеграцией в единое информационное пространство.

С этим глобальным трендом мировой индустрии тесно связаны вопросы разработки и исследования технологий построения и использования цифровых двойников производственных систем. Цифровой двойник представляет собой многоуровневый цифровой макет, полномасштабно описывающий объект производства, цифровые технологические и производственные процессы, а также саму производственную систему, позволяющий моделировать и оценивать процессы, происходящие в реальной производственной среде посредством сбора и анализа информации, поступающей с сенсоров и датчиков, установленных на технологическом оборудовании и в окружающей среде [7].

При изучении студентами всех этих вопросов для решения конкретных производственных задач также используются различные

системы проектирования и моделирования, формирующие у студентов соответствующие инженерные компетенции.

Заключение

Таким образом, описан общий подход к формированию инженерных компетенций в области цифрового производства и его практическая реализация при подготовке специалистов в области приборостроения, который с успехом может быть применен при подготовке кадров для машиностроения и других отраслей промышленности. Представлены возможности систем моделирования, используемые при проектировании технологий подготовки механического, литьевого, аддитивного и сборочного производств, при разработке интерактивных электронных технических руководств, при имитации функционирования производственных систем, позволяющей заранее выявить их «узкие» места, а также при осуществлении мониторинга и контроля реальных производственных систем. Вся совокупность бакалаврских и магистерских ОП, разработанных с учетом имеющегося запроса промышленных предприятий на квалифицированные кадры и включающих востребованные специализации, созданная сеть лабораторий и используемые в учебном процессе системы моделирования позволяют формировать необходимые инженерные компетенции выпускников. Из таких выпускников на предприятиях формируют команды, работа которых позволяет ускорить темпы перехода предприятий к цифровизации технологической подготовки производства и непосредственно производственных процессов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

[1] Д.Д. Куликов. Интеграция систем технологической подготовки производства // 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. – С. 749-759. – 818 с. – DOI 10.1872/MMF-2018-63.

[2] N.A. Demkovich, E.I. Yablochnikov, G Abaev. Multiscale modeling and simulation for industrial cyber-physical systems // Proceedings 2018 IEEE Industrial Cyber-Physical Systems (ICPS), IET – 2018, pp. 291-296.

[3] A. Kutin, V. Dolgov, M. Sedykh, S. Ivashin. Integration of Different Computer-aided Systems in Product Designing and Process Planning on Digital Manufacturing. Procedia CIRP, vol. 67, pp. 476-481, 2018.

[4] P.K. Paritala, S. Manchikatla, Prasad KDV Yarlagadda. Digital Manufacturing - Applications Past, Current, and Future Trends. Procedia Engineering, vol. 174, pp. 982-991, 2017.

[5] M.L. Nunes, A.C. Pereira, A.C. Alves. Smart products development approaches for Industry 4.0. Procedia Manufacturing Engineering Society International Conference, MESIC Spain, vol. 13, pp. 1215-1222, 2017.
[6] J. Tolujew. Simulation tasks during the implementation of the Industry 4.0 concept in the field of production and logistics. Proceedings from IMMOD-2017, St. Petersburg, 2017, pp. 57–65.
[7] Г.Е. Абаев, Н.А. Демкович, Е.И. Яблочников. Роль и задачи имитационного моделирования на этапе перехода от цифрового производства к умным фабрикам, ИММОД–2017 (труды конференции). Санкт-Петербург, 2017. – С. 219–227.
[8] О.С. Тимофеева, К.П. Помпеев, В.Г. Дувидзон, Е.И. Яблочников. Концепция технологической подготовки литьевого производства с использованием новых информационных и производственных технологий // Металлообработка – 2017. – № 5(101). – С. 21-28.
[9] J. Lee, B. Bagheri and H. Kao. A Cyber-Physical Systems architecture for Industry 4.0-based manufacturing systems. Manufacturing Letters, vol. 3, pp. 18–23, 2015.
[10] A. Colombo, T. Bangemann, S. Karnouskos, J. Delsing, P. Stluka, R. Harrison, F. Jammes and J. Lastra. Industrial Cloud-Based Cyber-Physical Systems. Cham: Springer International Publishing, 2014. DOI: 10.1007/978–3-319–05624–1.
[11] Е.Ю. Васильев, С.В. Осипчук, К.П. Помпеев, С.Д. Третьяков, Е.И. Яблочников. Применение современного технологического оборудования и программного обеспечения для изготовления и контроля формообразующих деталей литьевых форм // 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. 291-300. – 1205 с.
[12] Е.И. Яблочников, А.В. Пирогов, С.Д. Васильков, А.С. Восоркин, А.А. Кушнаренко. Принципы проектирования литьевых форм для производства пилотных серий деталей оптических приборов из термопластичных полимерных материалов // 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. 409-418. – 1205 с.
[13] Е.И. Яблочников, А.В. Пирогов, Ю.С. Андреев. Автоматизация технологической подготовки производства в приборостроении: Учебное пособие / Рецензент: Валетов В.А. – СПб.: Университет ИТМО, 2018. – 116 с.

[14] Применение ИПИ-технологий в проектировании и производстве: учебное пособие / Е.И. Яблочников [и др.]; М-во образования и науки РФ, Ун-т ИТМО. – СПб.: Университет ИТМО, 2017. – 56 с.
[15] Методы и системы ИПИ-технологий: учебное пособие / Е.И. Яблочников [и др.]; М-во образования и науки РФ, Ун-т ИТМО, СПб.: Университет ИТМО, 2017. – 62 с.
[16] В.А. Валетов, К.П. Помпеев. Технология приборостроения. Учеб. пособие – СПб.: НИУ ИТМО, 2013. – 234 с.
[17] А.А. Маталин. Технология машиностроения: учебник для вузов. – 3-е изд., стер. – СПб.: Лань, 2010. – 512 с.

K.V. Abramyan[1], K.P. Pompeev[2], O.S. Timofeeva[3], E.I. Yablochnikov[4]

PRACTICAL APPLICATION OF MODELING SYSTEMS FOR FORMING ENGINEERING COMPETENCES IN THE FIELD OF DIGITAL PRODUCTION

[1] PAO «Techpribor», St. Petersburg, Russia;
[2, 3, 4] ITMO University, St. Petersburg, Russia.

Abstract

At present, industrial enterprises that are transitioning to digital production, for the release of new competitive products require specialists with relevant engineering competences in the field of product modeling, technological equipment, technological and production processes, as well as production systems of different levels (robotized cells, workshops and production lines). Therefore, the interested enterprises closely cooperate with universities, which, based on the requirements imposed on enterprises by specialists, develop appropriate bachelor and master educational programs. According to the authors, product lifecycle management should be the basic methodology that forms the engineering competence of students in the field of digital production, as well as the modeling and integration of engineering specialists at all stages. At the same time, the digital description of the product acts as an instrument of such integration, and the pre-production processes are maximally implemented on the basis of three-dimensional modeling technologies with the constant use of engineering analysis systems to verify the solutions used.

The effectiveness of processes and their reengineering are evaluated using simulation tools. The main focus of the described methodology is on technological preparation of production - one of the key stages of the life cycle. The article describes the capabilities of modeling systems used in the design of

technologies for the preparation of mechanical, injection molding (for producing blanks or parts), additive and assembly production, in the development of interactive electronic technical manuals, in simulating the functioning of production systems, allowing them to identify their narrow places as well as in the implementation of monitoring and control of real production systems. The combination of these competencies allows to resolve the issues of development and research of technologies for the creation and use of production systems digital twins. Also, the current trend in the development of digital production towards the creation of industrial cyber-physical systems is considered for training specialists..

Key words: engineering competencies, educational programs, digital production, product life cycle, modeling, integration, digital product description, production preparation, process reengineering, monitoring and control of production systems, industrial cyber-physical systems, digital twins of production systems

REFERENCES

[1] D.D. Kulikov. Integration of systems of technological preparation of production // Modern machine building. Science and Education: materials of the 7rd International Scientific and Practical Conference. Ed. A.N. Evgrafov and A.A. Popovich. – SPb.: Publishing house of Polytechnic Univ., 2018. – Pp. 749-759. – 818 p. – DOI 10.1872/MMF-2018-63. (rus.)

[2] N.A. Demkovich, E.I. Yablochnikov, G Abaev. Multiscale modeling and simulation for industrial cyber-physical systems // Proceedings 2018 IEEE Industrial Cyber-Physical Systems (ICPS), IET – 2018, pp. 291-296.

[3] A. Kutin, V. Dolgov, M. Sedykh, S. Ivashin. Integration of Different Computer-aided Systems in Product Designing and Process Planning on Digital Manufacturing. Procedia CIRP, vol. 67, pp. 476-481, 2018.

[4] P.K. Paritala, S. Manchikatla, Prasad KDV Yarlagadda. Digital Manufacturing - Applications Past, Current, and Future Trends. Procedia Engineering, vol. 174, pp. 982-991, 2017.

[5] M.L. Nunes, A.C. Pereira, A.C. Alves. Smart products development approaches for Industry 4.0. Procedia Manufacturing Engineering Society International Conference, MESIC Spain, vol. 13, pp. 1215-1222, 2017.

[6] J. Tolujew. Simulation tasks during the implementation of the Industry 4.0 concept in the field of production and logistics. Proceedings from IMMOD-2017, St. Petersburg, 2017, pp. 57–65.

[7] G.E. Abaev, N.A. Demkovich, E.I. Yablochnikov. Role and tasks of simulation modeling at the stage of transition from digital production to

smart factories, Proceedings from IMMOD-2017. St. Petersburg, 2017. – Pp. 219–227. (rus.)
[8] O.S. Timofeeva, K.P. Pompeev, V.G. Duvidzon, E.I. Yablochnikov. Concept of technological preparation of injection molding with using new information and production technologies // Journal of Metalworking – 2017. – No. 5(101). – Pp. 21-28. (rus.)
[9] J. Lee, B. Bagheri and H. Kao. A Cyber-Physical Systems architecture for Industry 4.0-based manufacturing systems. Manufacturing Letters, vol. 3, pp. 18–23, 2015.
[10] A. Colombo, T. Bangemann, S. Karnouskos, J. Delsing, P. Stluka, R. Harrison, F. Jammes and J. Lastra. Industrial Cloud-Based Cyber-Physical Systems. Cham: Springer International Publishing, 2014. DOI: 10.1007/978–3-319–05624–1.
[11] E.Y. Vasiliev, S.V. Osipchuk, K.P. Pompeev, S.D. Tretyakov, E.I. Yablochnikov. The use of modern technological equipment and software for the manufacture and control of the forming parts of injection molds // Modern machine building. Science and Education: materials of the 3rd International Scientific and Practical Conference. Ed. M.M. Radkevich and A.N. Evgrafov. SPb.: Publishing house of Polytechnic Univ., 2013. Pp. 291-300. – 1205 p. (rus.)
[12] E.I. Yablochnikov, A.V. Pirogov, S.D. Vasilkov, A.S. Vosorkin, A.A. Kushnarenko. Principles of designing molds for the pilot-scale production of optical device parts from thermoplastic polymeric materials // Modern machine building. Science and Education: materials of the 3rd International Scientific and Practical Conference. Ed. M.M. Radkevich and A.N. Evgrafov. SPb.: Publishing house of Polytechnic Univ., 2013. Pp. 409-418. – 1205 p. (rus.)
[13] E.I. Yablochnikov, A.V. Pirogov, Y.S. Andreev. Automation of technological preparation of production in instrument making: study guide / Reviewer: Valetov V.A. – SPb.: ITMO Univ., 2018. – 116 p. (rus.)
[14] Application of IPI-technology in design and production: study guide / E.I. Yablochnikov [et al.]; Ministry of Education and Science of the Russian Federation, ITMO Univ.. – SPb.: ITMO Univ., 2017. – 56 p. (rus.)
[15] Methods and systems of IPI-technologies: study guide / E.I. Yablochnikov [et al.]; Ministry of Education and Science of the Russian Federation, ITMO Univ., SPb.: ITMO Univ., 2017. – 62 p. (rus.)
[16] V.A. Valetov, K.P. Pompeev. Technology of instrument making: study guide. SPb.: NIU ITMO, 2013. – 234 p. (rus.)
[17] A.A. Matalin. Technology of mechanical engineering: textbook for high schools. SPb.: Lan, 2010. – 512 p. (rus.)

ISSN 2223-0807
Современное машиностроение: Наука и образование :
материалы 8-й Международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н.Евграфова и А.А. Поповича.- СПб.: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2019.

DOI 10.1872/MMF-2019-2
УДК 004.55, 378.147.88

А. Ю. Вуколов[1], А. В. Титов[2], М. С. Лаптева[3]

ПРИМЕНЕНИЕ СОВРЕМЕННОГО СВОБОДНОГО ИНСТРУМЕНТАРИЯ СОВМЕСТНОЙ РАЗРАБОТКИ ПРОГРАММНОГО ОБЕСПЕЧЕНИЯ В УЧЕБНОМ ПРОЦЕССЕ

[1]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.

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

[3]Маргарита Сергеевна Лаптева, студентка
Московский Государственный Технический Университет им. Н. Э. Баумана, Аэрокосмический факультет
Россия, Москва
E-mail: margosha-lapteva.1997@yandex.ru

Аннотация

В работе описаны основные аспекты и опыт применения современного свободного инструментария разработки программного обеспечения в учебном процессе подготовки инженеров в МГТУ им. Н. Э. Баумана. Рассмотрены специальности робототехнической и аэрокосмической направленности. Выявлены преимущества и недостатки подходов, предлагаемых использованным инструментарием, с точки зрения эффективности обучения. Разработаны рекомендации по применению группы инструментов на основе системы совместной разработки Gitlab в учебном процессе.

Ключевые слова: Gitlab, инженерное образование, контроль версий, совместная разработка, программное обеспечение

Введение

Бурное развитие информационных технологий приводит к необходимости для инженера пользоваться в повседневной практике постоянно обновляющимся и изменяющимся набором программ, автоматизирующих практически все аспекты его деятельности. Зачастую, каждая новая версия каждой программы повышает производительность труда, но при этом требует дополнительного обучения процессу работы с новыми функциями или изменившимся интерфейсом. В случае самостоятельного создания программного обеспечения (ПО) проблема переобучения усугубляется возможностью изменения прикладного интерфейса программирования (API) библиотек, используемых при разработке.

Планирование учебного процесса в таких обстоятельствах сталкивается с целым рядом новых проблем. Разрабатываемый в учебных целях программный продукт может стать неработоспособным не только в случае ошибки, допущенной самим учащимся, но и в случае некорректного обновления или указания неверной версии одной из библиотек в сборочном конвейере. Для того, чтобы обеспечить будущему инженеру возможность понимать причины ошибок и корректно отслеживать изменения в разрабатываемом и связываемом ПО, фактически, требуется отдельная программа обучения. К требуемым навыкам преподавателя и научного руководителя это добавляет необходимость владеть специальными методологиями разработки, документирования, развертывания и контроля качества ПО [1, 2]. Эти методологии могут быть основаны на самых разных подходах. В частности, в промышленности популярна разработка высоконадежного ПО на основе фиксации версий всех связанных программных продуктов и API с последующим длительным циклом отладки, тестирования и отслеживания ошибок. Могут использоваться также гибкие методы разработки, основанные на итерационном принципе и совместном редактировании исходного текста. При этом как учащемуся, так и преподавателю необходим инструментарий для отслеживания изменений и их влияния на состояние создаваемого ПО. Среди многочисленных требований к такому инструментарию, можно выделить, как наиболее важные, следующие:

- Надежность инструментального комплекса в целом, наличие резервируемого хранилища исходных текстов;
- Одинаковое отображение изменений и ошибок в редактируемом материале независимо от прав доступа того или иного пользователя (преподавателя, студента, контролера и т.п.);
- Возможность качественной и количественной оценки влияния вносимых изменений на характеристики создаваемого ПО, не

зависящей от среды разработки, развернутой на машине конкретного пользователя;

- Сквозная интеграция, возможность отслеживания и приведения в соответствие с текущим состоянием разработки ПО документации, связанных учебных и научных материалов.

Все описанные требования фактически направлены на решение задачи предотвращения устаревания разрабатываемого ПО и связанных материалов. Методов решения этой задачи, применительно к учебному процессу, существует множество. Известно достаточно большое количество исследований и публикаций, подготовленных как профессионалами в области педагогики, так и IT-специалистами, описывающих различные подходы к теме [1, 3, 10, 14]. В качестве общей идеи этих публикаций можно выделить рассмотрение инструментального комплекса совместной разработки как сложной многокомпонентной системы, обладающей единым пользовательским интерфейсом и унифицированной документацией, а также применение ПО, основанного на программных продуктах, распрстраняемых под свободной лицензией (open-source software). Построение такого комплекса с нуля – нетривиальная задача, поэтому на практике применяются решения, основанные на унификации внешних пользовательских интерфейсов нескольких разнородных программ, образующих среду разработки. Ниже рассматриваются компоненты, особенности и опыт применения в учебном процессе МГТУ им. Н. Э. Баумана (Институт современных образовательных технологий, НУЦ «Робототехника») инструментального комплекса совместной разработки ПО, основанного на программных продуктах, распространяемых под свободной лицензией.

Компоненты инструментального комплекса совместной разработки

В качестве средств отслеживания изменений в исходных текстах ПО широко применяются различные системы контроля версий (Version Control System, VCS). Эти системы обеспечивают непрерывный контроль процесса разработки, разграничение прав доступа и персонифицированный учет изменений. Наиболее распространенными из них являются распространяемые под свободной лицензией системы `Subversion`, `Mercurial` и `Git` [4, 5]. Экземпляры VCS выполняются локально на машинах всех участников процесса разработки, не взаимодействуя между собой. При этом каждый участник имеет возможность в любой момент получить изменения, внесенные всеми остальными, автоматически проследить их историю и конфликты с изменениями, вносимыми им самим.

Задача создания резервируемых хранилищ исходного текста решается с помощью выделенных специализированных серверов хранения. Эти серверы относятся к классу высоконадежных вычислительных машин промышленного уровня. Они хранят исходный текст в виде базы данных со сквозным контролем целостности, а также содержат специальные версии VCS, поддерживающие сетевые протоколы удаленного доступа. Эти же серверы обеспечивают хранение и отображение документации к разрабатываемому ПО. Взаимодействие пользователей с серверами хранения осуществляется через специальные программные оболочки – веб-менеджеры, в том числе, общедоступные. Наиболее известным общедоступным сервером такого рода является GitHub (https://github.com), имеющий проприетарное ядро. Существуют также свободные решения, развертываемые на выделенном сервере внутри локальной сети. По очевидным причинам, именно такие решения следует считать наиболее приемлемыми для применения в учебных целях.

Описываемый в данной работе состав инструментального комплекса совместной разработки ПО выглядит следующим образом:

- На машинах конечных пользователей:
  - Пользовательская графическая среда на базе свободно лицензируемой операционной системы Ubuntu Linux;
  - Универсальный транслятор программ LLVM с оптимизирующим компилятором Clang;
  - VCS Git с комплектом расширений Git LFS;
  - Свободная система генерации документации Doxygen;
  - Свободная система подготовки учебных и научных материалов LaTeX;
- На выделенном сервере, предоставляемом МГТУ им. Баумана:
  - HTTP-сервер Apache 2 с набором библиотек взаимодействия с интерпретируемыми языками программирования Python и Ruby;
  - VCS Git, работающая под управлением сервера-интегратора Gitaly;
  - Веб-менеджер GitLab в версии, распространяемой под свободной лицензией;
  - Сервер обмена сообщениями Mattermost в версии, распространяемой под свободной лицензией;
  - Генератор HTML Gitlab Pages;
  - Процессор контейнеров Docker;

Описанная конфигурация предоставляет унифицированный интерфейс, содержащий в качестве основного средства взаимодействия интерактивный веб-сайт (рис. 1).

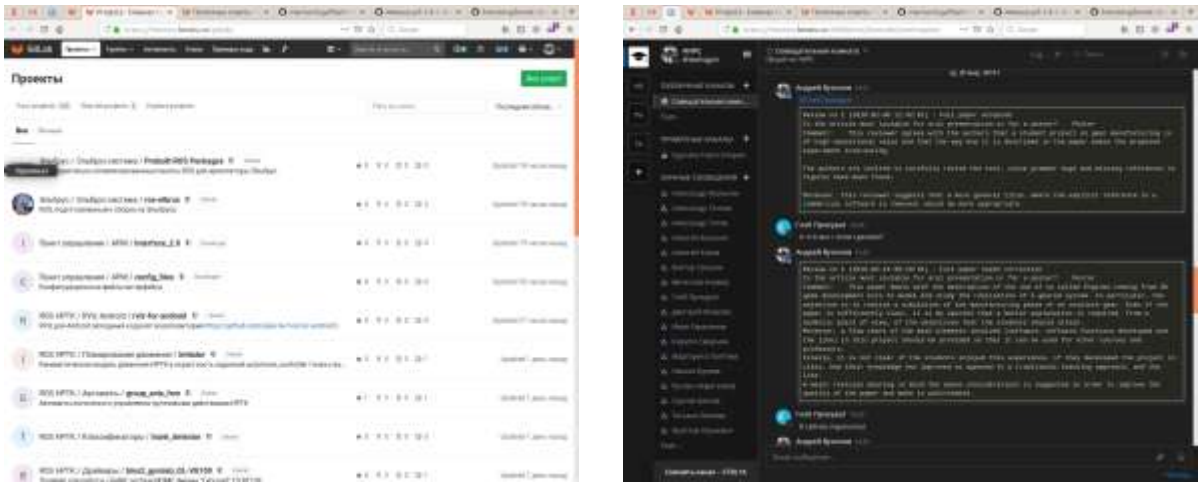


Рис. 1. Интерфейс взаимодействия с пользователем

Преимуществом использования веб-технологии является практически полная совместимость с подавляющим большинством пользовательских устройств. Кроме того, интерфейс в виде сайта с возможностью интерактивного ввода данных не требует переобучения пользователя и может использоваться совместно с любыми доступными источниками информации, использующими ту же технологию.

Интеграция в учебном процессе

Поскольку инструментальный комплекс предоставляет полностью унифицированный интерфейс, студент может редактировать любые материалы, представленные в виде текста, не покидая браузер. Более того, благодаря наличию службы WebIDE, процесс внесения изменений становится интуитивно понятным. Работа с форматами данных, не поддерживаемых WebIDE, осуществляется на локальной машине. VCS Git обеспечивает наглядное сквозное документирование каждого набора изменений («коммита») за счет обязательного добавления сообщения. Каждый «коммит» сохраняется в выделенном разделе хранилища («проекте») и наглядно связывается с остальными в виде графа изменений (рис. 2). При этом возможно распараллеливание [5]: отделение некоторого состояния обрабатываемых данных в т.н. ветвь разработки, имеющую свою историю изменений. В дальнейшем ветви разработки могут быть объединены между собой, а их данные приведены в суперпозицию с помощью процедур слияния. Каждая процедура слияния образует отдельную вершину графа изменений. Каждая вершина имеет уникальный идентификатор, позволяющий в любой момент восстановить соответствующее состояние данных. При такой организации работы существует полезная для студента возможность вместе с преподавателем проследить историю и причины появления ошибок. Обсуждение результатов работы при этом возможно как с помощью открытой системы

типа «форум», к которой имеют доступ все участники проекта, так и в системе обмена сообщениями Mattermost, с мгновенной доставкой.

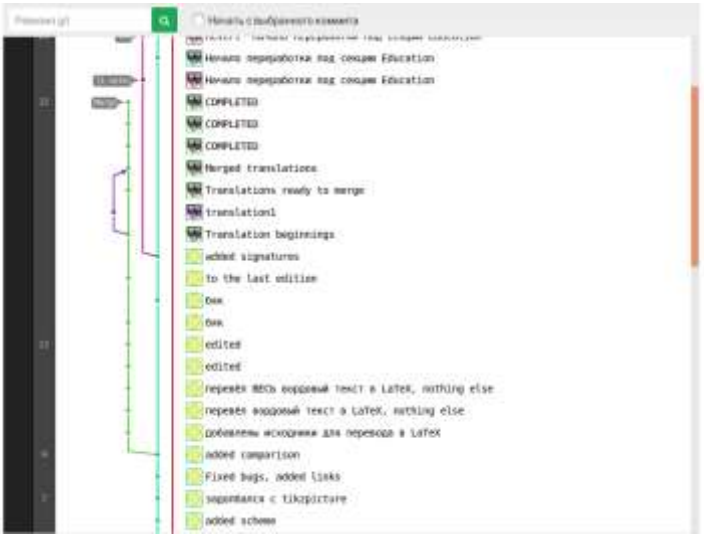


Рис. 2. Часть графа изменений при подготовке текста данной работы

В случае данных с текстовым представлением Gitlab предоставляет возможность комментировать и обсуждать каждое отдельное изменение с точностью до строки. Предоставляется также приложение Mattermost для мобильных вычислительных платформ, благодаря которому сильно повышается доступность коммуникаций между студентом и преподавателем, включая, при необходимости, пересылку мультимедийных материалов и вспомогательных файлов. В это же приложение могут поступать уведомления о внесении изменений участниками в хранимые данные с Gitlab.

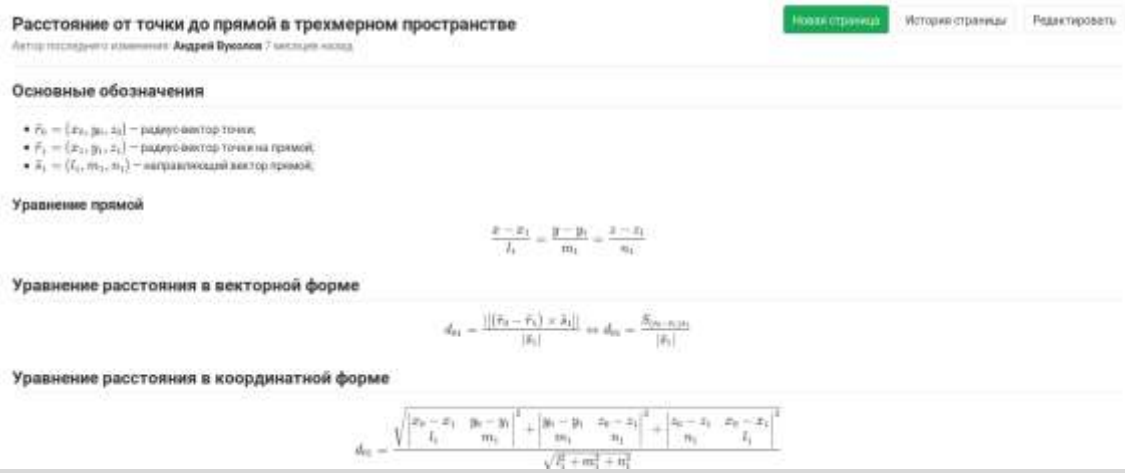
Дополнительным преимуществом, связанным с особенностями учебного процесса в МГТУ, является то, что при использовании инструментария совместной разработки исчезает необходимость жесткого разделения выдаваемых студентам технических заданий на варианты, семейства и т.п. Вместо получения индивидуального задания с полным циклом проектирования, студент может принимать участие одновременно в решении нескольких разнородных задач и на разных этапах проектирования, но в рамках отличающихся друг от друга учебных проектов, данные которых размещены в общем хранилище. Проблема разграничения полномочий и прав доступа к данным в этом случае решается за счет возможностей гибкой централизованной системы учета пользователей Gitlab. Задача руководителя учебного проектирования в этом случае облегчается отсутствием необходимости дополнительной проверки поступающих в хранилище материалов, и сводится к отслеживанию наличия у каждого студента задач, соответствующих всем этапам выполнения того или иного проекта.

Отдельного упоминания заслуживает возможность оперативного устранения грубых ошибок обращения с данными (например, поломки накопителя на локальной машине или случайной выдачи команды на удаление всех данных в проекте). Особенности Git позволяют практически мгновенно восстанавливать утерянные данные в том состоянии, которое последним было отправлено в менеджер. При этом факт перезаписи изменений документируется. Такое устранение последствий неправильной работы с данными повышает мотивацию студентов к использованию всего инструментального комплекса, так как появляется ощущение защищенности данных.

Существенным недостатком любых сложных информационных систем при их внедрении в учебный процесс является необходимость дополнительного обучения студента основам работы с VCS Git и менеджером Gitlab. Это обучение, зачастую, еще затрудняется тем, что работа на локальной машине происходит в командной строке, без привычного пользователям персональных ЭВМ графического интерфейса. Однако, поскольку учебные планы МГТУ на основных факультетах уже на первых курсах включают обучение программированию, изучение возможностей Git легко интегрируется в общий курс в качестве темы для самостоятельной проработки. Надлежащую мотивацию студентов к такому виду самообразования оказывается возможным получить без усилий, так как Git является стандартной частью набора инструментальных средств, предназначенного для разработки свободного ПО для множества платформ. Она постоянно используется для развертывания программ из исходного текста, в том числе, и тех, что применяются в самом учебном процессе [2, 9]. Таким образом, выполняя операции по установке свободного программного обеспечения, распространяемого через Интернет, студент самостоятельно и в процессе реальной деятельности изучает описанные выше возможности инструментального комплекса.

Особенно явно преимущества применения инструментария совместной разработки ПО проявляются при документировании учебной работы и подготовке справочных материалов. На основе опыта такого применения на Аэрокосмическом факультете МГТУ были проведены исследования и подготовлены работы [2, 4, 6-9, 12]. Выявлены существенные преимущества, в частности, значительное (в 3-4 раза) ускорение подготовки текстовой конструкторской документации в учебных проектах с применением инструментария на основе LaTeX [4, 7]. Поскольку прямая поддержка языка LaTeX есть в Gitlab, студенты и преподаватели могут использовать его для подготовки высококачественных справочных и вставочных материалов прямо в браузере (рис. 3). Такой подход исключает необходимость для студента в самостоятельном поиске электронных справочных материалов по

предмету, а для авторов учебных пособий – возможность нарушения авторских прав при публикации данных в Интернет [13].




```
## Основные обозначения
- $`\bar r_0=(x_0,y_0,z_0)`$ — радиус-вектор точки;
- $`\bar r_1=(x_1,y_1,z_1)`$ — радиус-вектор точки на прямой;
- $`\bar s_1=(l_1,m_1,n_1)`$ — направляющий вектор прямой;
### Уравнение прямой
```math
\frac{x-x_1}{l_1}=\frac{y-y_1}{m_1}=\frac{z-z_1}{n_1}
```
Уравнение расстояния в векторной форме
```math
d_{01} = \frac{\left| \left[ \left( \bar r_0 - \bar r_1 \right) \times \bar s_1 \right]
\right|}{\left| \bar s_1 \right|} \Leftrightarrow d_{01} = \frac{S_{\left( \bar r_0 - \bar r_1
\right) \bar s_1}}{\left| \bar s_1 \right|}
```
Уравнение расстояния в координатной форме
```math
d_{01} = \frac{\sqrt{
\begin{vmatrix}
x_0 - x_1 & y_0 - y_1 \\
l_1       & m_1
\end{vmatrix}^2
+
\begin{vmatrix}
y_0 - y_1 & z_0 - z_1 \\
m_1       & n_1
\end{vmatrix}^2
+
\begin{vmatrix}
z_0 - z_1 & x_0 - x_1 \\
n_1       & l_1
\end{vmatrix}^2
}}
{\sqrt{l_1^2 + m_1^2 + n_1^2}}
```
```

Рис.3. Справочные материалы, опубликованные на Gitlab с помощью LaTeX. Веб-представление и исходный текст

Специальные средства Gitlab в учебном процессе

В практике обучения IT-дисциплинам накоплена обширная литература [10, 13-17], посвященная инструментарию совместной разработки. Большинство описанных в этих работах подходов и техник базируются на использовании специальных средств, снимающих с разработчика ПО необходимость исполнения рутинных технологических

операций по документированию, трансляции и анализу исходного текста. Часть из них оказалось возможным внедрить и в процесс инженерного образования в МГТУ. В работах [2, 4, 6, 7, 9, 12] описана серия педагогических экспериментов, поставленных при участии студентов и слушателей программ довузовской подготовки. В этих экспериментах изучалось влияние внедрения, в частности, LaTeX, свободного офисного и специального ПО в курс теории механизмов и машин. Полученные результаты свидетельствуют о повышении производительности труда студента, облегчении интерпретации им собственных данных. Особенно важной в контексте поставленных экспериментов выглядит интеграция процессов собственно выполнения учебной работы и документирования результатов. Наиболее наглядно можно наблюдать ее влияние на производительность труда, когда студент разрабатывает собственное ПО или алгоритм для решения класса задач с узкой специализацией. Единственным изменением, вносимым в обычный процесс разработки, с целью описываемой интеграции, является специальное комментирование исходного текста программы или алгоритма. Описанные таким образом комментарии передаются на обработку системе автоматизированного документирования Doxygen. Она выполняет всю работу по обобщению данных о связях имен внутри алгоритма и построению графа связей (рис. 4). Выходом Doxygen является набор HTML-страниц, готовый для просмотра в виде интерактивного справочника разработчика.

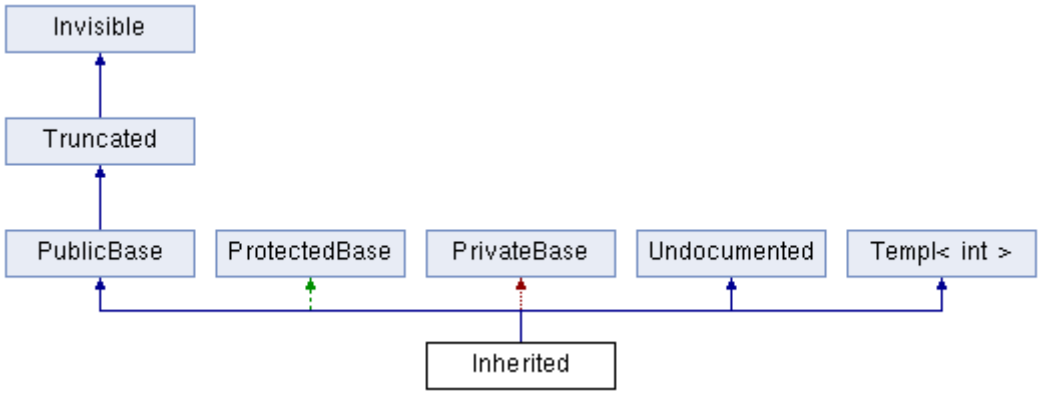


Рис. 4. Граф связей, построенный Doxygen (пример)*

При этом синтаксис команд Doxygen, используемых в комментариях к исходному тексту, близок к LaTeX, а сам входной язык LaTeX частично поддерживается в качестве языка описания математических данных. Поддерживается также генерация справочника разработчика в виде LaTeX-шаблона для печати. Таким образом, при надлежащем владении основами

* Источник: Norserium. Построение диаграмм и графов в Doxygen // HABR.com (URL https://habr.com/ru/post/253223/, дата обращения 30.03.2019)

языка Doxygen (необходимый словарный запас которого при повседневной работе составляет не более 30 команд) документирование результатов разработки специализированного ПО и алгоритмов оказывается полностью автоматизированным.

Применение Gitlab позволяет еще усовершенствовать данный подход. Он предоставляет набор инструментов Continuous Integration (Gitlab CI), автоматизирующий трансляцию, тестирование и документирование любых данных, которые в состоянии обрабатывать сервер при наличии исполнительной программной среды. В составе описываемого в данной работе инструментального комплекса НУЦ «Робототехника» как исполнительная среда используется процессор контейнеров Docker, позволяющий в точности воспроизводить необходимую конфигурацию предустановленного ПО на любой ЭВМ, и получать монопольный доступ к ней. Сам процессор контейнеров напрямую управляется Gitlab. Такая архитектура делает возможным практически неограниченно расширять набор входных данных, их форматов и правил обработки. В частности, выходной HTML-текст Doxygen передается в механизме Gitlab CI на обработку генератору Gitlab Pages, который выводит в сеть полностью интерактивный отдельный веб-сайт, содержащий справочник разработчика (рис. 5).

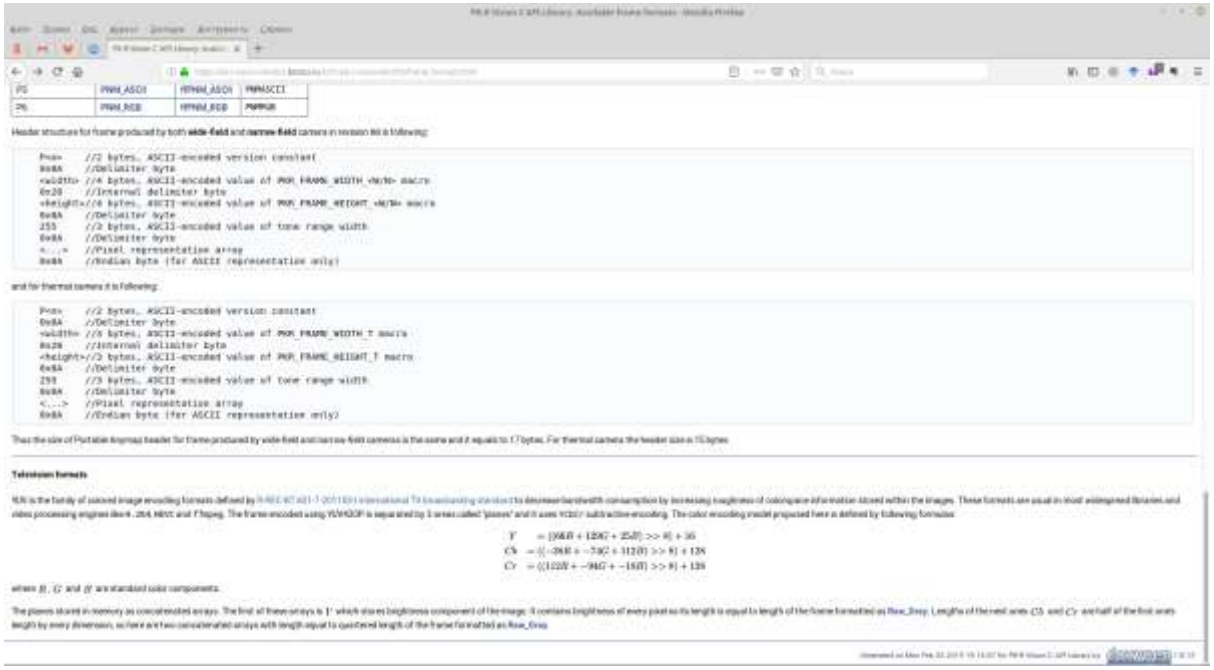


Рис. 5. Справочные материалы после обработки в Gitlab Pages

Доступ к полученному сайту также управляется Gitlab, что снимает проблему разграничения прав просмотра материалов. Сам процесс генерации документации по выполняемой учебной работе, вместе с публикацией результатов, получается полностью автоматизированным и

не требующим от студента дополнительных навыков. Поскольку основным назначением Gitlab CI является тестирование ПО, он также может быть настроен для быстрого формального анализа загружаемых материалов и выявления распространенных ошибок в работе студента [1, 10]. Преподаватель, в свою очередь, используя возможности инструментального комплекса, может создавать учебные пособия с высокой степенью интерактивности [17]. Единственной проблемой, возникающей в этом случае, является юридическая принадлежность самого пособия, которое перестает быть отдельным изданием и требует правового анализа способа публикации при учете в системе цитирования.

Заключение

Применение свободного инструментария совместной разработки ПО в учебном процессе обеспечивает существенные преимущества как для студентов, так и для преподавателей. В личной практике авторов данной работы применение Gitlab CI вместе с описанным выше механизмом «коммитов» и системой обмена сообщениями вызвало ускорение разработки документации по учебному проекту приблизительно в 3 раза по сравнению с обычной практикой консультирования по расписанию. Такое ускорение работы, в основном, обуславливалось мгновенным доступом преподавателя к спискам изменений, отчетам Gitlab CI и прямой связи со студентами, в том числе, во внеучебное время. Процесс обучения был нагляден и приближен к реальной рабочей практике на предприятиях [18], так как Gitlab является отраслевым стандартом инструментария совместной разработки. Мотивация учащихся при этом повышалась настолько, что это можно было наблюдать без применения специальных методик измерения. Кроме того, применение инструментария совместной разработки позволяет без проблем налаживать сотрудничество между группами учащихся, преподавателей и сторонних специалистов в разработке проекта.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

[1] Auer, L., Juntunen, J., Ojala, P. Open source project as a pedagogical tool in higher education / Proceedings of the 15th International Academic MindTrek Conference: Envisioning Future Media Environments, MindTrek 2011, pp. 207-213. – 2011, Tampere, Finland. DOI 10.1145/2181037.2181073

[2] 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.

[3] Предотвращение устаревания учебных материалов. Habr.com. Дата публикации: 15.03.2019. URL: https://habr.com/ru/post/443826/ Дата обращения: 16.03.2019
[4] Титов А. В., Вуколов А. Ю. Современный подход к документированию результатов работы в инженерном образовании / Современное машиностроение: Наука и образование: материалы 7-й Международной научно-практической конференции. / Под ред. А. Н. Евграфова и А. А. Поповича, стр. 63-76. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2018. DOI 10.1872/MMF-2018-6
[5] Goodwin S. Coding Practices / In: Goodwin S. Polished Game Development: From First Steps to Final Release, pp. 171-198. – 2016, Apress, Berkeley, CA. DOI 10.1007/978-1-4842-2122-8_9
[6] Procurat G., Strukova A., Vukolov A., Egorova O. Generated Graphics and Game Development Software in Engineering Education: Perspectives and Experience of Usage / In: García-Prada J., Castejón C. (eds). New Trends in Educational Activity in the Field of Mechanism and Machine Theory. Mechanisms and Machine Science, vol 64. – 2019, Springer, Cham. DOI 10.1007/978-3-030-00108-7_14
[7] 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: García-Prada J., Castejón C. (eds) New Trends in Educational Activity in the Field of Mechanism and Machine Theory. Mechanisms and Machine Science, vol 64. – 2019, Springer, Cham
[8] Chernaya L., Vukolov A., Safronoff I. Design of Cam Mechanisms with Swinging Roller Follower: The Modern Algorithm-Based Approach / In: García-Prada J., Castejón C. (eds) New Trends in Educational Activity in the Field of Mechanism and Machine Theory. Mechanisms and Machine Science, vol 64. – 2019, Springer, Cham
[9] Kuprianoff K., Shutova C., Vukolov A. Free Computer Algebra Software and Its Application on Calculative and Graphic Tasks in TMM Course of Bauman University / In: Corves B., Wenger P., Hüsing M. (eds) EuCoMeS 2018. EuCoMeS 2018. Mechanisms and Machine Science, vol 59. – 2019, Springer, Cham. DOI 10.1007/978-3-319-98020-1_29
[10] Embury S.M., Page C. Effect of Continuous Integration on Build Health in Undergraduate Team Projects / In: Bruel JM., Mazzara M., Meyer B. (eds) Software Engineering Aspects of Continuous Development and New Paradigms of Software Production and Deployment. DEVOPS 2018. Lecture Notes in Computer Science, vol 11350. 2019, Springer, Cham
[11] Vukolov A. F. Reuleaux, F. Wittenbauer: Their Influence on Evolution of Applied Mechanics in Russia at the Beginnings of XXth Century / In: Wenger P., Flores P. (eds) New Trends in Mechanism and Machine

Science. Mechanisms and Machine Science, vol 43. – 2017, Springer, Cham. DOI 10.1007/978-3-319-44156-6_32
[12] Vukolov A., Egorova O. New perspectives of real and virtual mechanisms models in theory of mechanisms and machines. / 14th IFToMM World Congress Proceedings, International Federation for the Promotion of Mechanism and Machine Science World Congress, 25 October 2015 по 30 October 2015, Taipei, Taiwan – 2015, National Taiwan University, Taipei. DOI 10.6567/IFToMM.14TH.WC.OS7.006
[13] Chatley R. Applying Lean Learning to Software Engineering Education / In: Parsons D., MacCallum K. (eds) Agile and Lean Concepts for Teaching and Learning. – 2019, Springer, Singapore
[14] Lu Y., Mao X., Yin G., Wang T., Bai Y. Using Pull-Based Collaborative Development Model in Software Engineering Courses: A Case Study / In: Bao Z., Trajcevski G., Chang L., Hua W. (eds) Database Systems for Advanced Applications. DASFAA 2017. Lecture Notes in Computer Science, vol 10179. – 2017, Springer, Cham. DOI 10.1007/978-3-319-55705-2_32
[15] Wen M., Meirelles P., Siqueira R., Kon F. FLOSS Project Management in Government-Academia Collaboration / In: Stamelos I., Gonzalez-Barahoña J., Varlamis I., Anagnostopoulos D. (eds) Open Source Systems: Enterprise Software and Solutions. OSS 2018. IFIP Advances in Information and Communication Technology, vol 525. – 2018, Springer, Cham. DOI 10.1007/978-3-319-92375-8_2
[16] Strode, D.E., Huff, S.L., Tretiakov, A.: The impact of organizational culture on agile method use / In: 42nd Hawaii International Conference on System Sciences, HICSS 2009, pp. 1–9. – 2009, IEEE Proceedings Publishing
[17] Tremouilhac, P., Nguyen, A., Huang, YC. et al. Chemotion ELN: an Open Source electronic lab notebook for chemists in academia / Journal of Cheminformatics, 2017, vol. 9, #1, pp. 54. DOI 10.1186/s13321-017-0240-0
[18] Куликов Д. Д. Интеграция систем технологической подготовки производства. / Современное машиностроение: Наука и образование: материалы 7-й Международной научно-практической конференции. / Под ред. А. Н. Евграфова и А. А. Поповича, стр. 749-759. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2018. DOI 10.1872/MMF-2018-63

A. Y. Vukolov[1], A. V. Titov[2], M. S. Lapteva[2]

APPLICATION OF MODERN FREE COLLABORATIVE SOFTWARE DEVELOPMENT INSTRUMENTS FOR TRAINING PROCESS

[1]Robotic Center of Education and Research, Bauman Moscow State Technical University, Russia;
[2]Aerospace Faculty, Bauman Moscow State Technical University, Russia.

Abstract

The paper describes general aspects and usage experience of modern free collaborative software development instruments for engineering training process in Bauman University. Aerospace and robotic specializations are considered. According to training process peculiarities and efficiency the general advantages and disadvantages of considered instruments are described. The recommendations of application on training process are given for Gitlab-based group of instruments.

Key words: Gitlab, engineering education, version control, collaborative development, software development

REFERENCES

[1] Auer, L., Juntunen, J., Ojala, P. Open source project as a pedagogical tool in higher education / Proceedings of the 15th International Academic MindTrek Conference: Envisioning Future Media Environments, MindTrek 2011, pp. 207-213. – 2011, Tampere, Finland. DOI 10.1145/2181037.2181073

[2] 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.

[3] Предотвращение устаревания учебных материалов. Habr.com. Дата публикации: 15.03.2019. URL: https://habr.com/ru/post/443826/ Дата обращения: 16.03.2019

[4] Titov A. V., Vukolov A. Y. The modern approach to documenting of works in engineering education (in Russian) / Modern Mechanical Engineering: Science and Education MMESE-2018: Proceedings of an International Scientific and Practical Conference / Evgrafov A. N. and Popovich A. A. (eds.), pp. 63-76. – S-Pb.: St. Petersburg Polytechnical University Publishing, 2018. DOI 10.1872/MMF-2018-6

[5] Goodwin S. Coding Practices / In: Goodwin S. Polished Game Development: From First Steps to Final Release, pp. 171-198. – 2016, Apress, Berkeley, CA. DOI 10.1007/978-1-4842-2122-8_9
[6] Procurat G., Strukova A., Vukolov A., Egorova O. Generated Graphics and Game Development Software in Engineering Education: Perspectives and Experience of Usage / In: García-Prada J., Castejón C. (eds). New Trends in Educational Activity in the Field of Mechanism and Machine Theory. Mechanisms and Machine Science, vol 64. – 2019, Springer, Cham. DOI 10.1007/978-3-030-00108-7_14
[7] 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: García-Prada J., Castejón C. (eds) New Trends in Educational Activity in the Field of Mechanism and Machine Theory. Mechanisms and Machine Science, vol 64. – 2019, Springer, Cham
[8] Chernaya L., Vukolov A., Safronoff I. Design of Cam Mechanisms with Swinging Roller Follower: The Modern Algorithm-Based Approach / In: García-Prada J., Castejón C. (eds) New Trends in Educational Activity in the Field of Mechanism and Machine Theory. Mechanisms and Machine Science, vol 64. – 2019, Springer, Cham
[9] Kuprianoff K., Shutova C., Vukolov A. Free Computer Algebra Software and Its Application on Calculative and Graphic Tasks in TMM Course of Bauman University / In: Corves B., Wenger P., Hüsing M. (eds) EuCoMeS 2018. EuCoMeS 2018. Mechanisms and Machine Science, vol 59. – 2019, Springer, Cham. DOI 10.1007/978-3-319-98020-1_29
[10] Embury S.M., Page C. Effect of Continuous Integration on Build Health in Undergraduate Team Projects / In: Bruel JM., Mazzara M., Meyer B. (eds) Software Engineering Aspects of Continuous Development and New Paradigms of Software Production and Deployment. DEVOPS 2018. Lecture Notes in Computer Science, vol 11350. 2019, Springer, Cham
[11] Vukolov A. F. Reuleaux, F. Wittenbauer: Their Influence on Evolution of Applied Mechanics in Russia at the Beginnings of XXth Century / In: Wenger P., Flores P. (eds) New Trends in Mechanism and Machine Science. Mechanisms and Machine Science, vol 43. – 2017, Springer, Cham. DOI 10.1007/978-3-319-44156-6_32
[12] Vukolov A., Egorova O. New perspectives of real and virtual mechanisms models in theory of mechanisms and machines. / 14th IFToMM World Congress Proceedings, International Federation for the Promotion of Mechanism and Machine Science World Congress, 25 October 2015 по 30 October 2015, Taipei, Taiwan – 2015, National Taiwan University, Taipei. DOI 10.6567/IFToMM.14TH.WC.OS7.006

[13] Chatley R. Applying Lean Learning to Software Engineering Education / In: Parsons D., MacCallum K. (eds) Agile and Lean Concepts for Teaching and Learning. – 2019, Springer, Singapore
[14] Lu Y., Mao X., Yin G., Wang T., Bai Y. Using Pull-Based Collaborative Development Model in Software Engineering Courses: A Case Study / In: Bao Z., Trajcevski G., Chang L., Hua W. (eds) Database Systems for Advanced Applications. DASFAA 2017. Lecture Notes in Computer Science, vol 10179. – 2017, Springer, Cham. DOI 10.1007/978-3-319-55705-2_32
[15] Wen M., Meirelles P., Siqueira R., Kon F. FLOSS Project Management in Government-Academia Collaboration / In: Stamelos I., Gonzalez-Barahoña J., Varlamis I., Anagnostopoulos D. (eds) Open Source Systems: Enterprise Software and Solutions. OSS 2018. IFIP Advances in Information and Communication Technology, vol 525. – 2018, Springer, Cham. DOI 10.1007/978-3-319-92375-8_2
[16] Strode, D.E., Huff, S.L., Tretiakov, A.: The impact of organizational culture on agile method use / In: 42nd Hawaii International Conference on System Sciences, HICSS 2009, pp. 1–9. – 2009, IEEE Proceedings Publishing
[17] Tremouilhac, P., Nguyen, A., Huang, YC. et al. Chemotion ELN: an Open Source electronic lab notebook for chemists in academia / Journal of Cheminformatics, 2017, vol. 9, #1, pp. 54. DOI 10.1186/s13321-017-0240-0
[18] Kulikov D. D. Integration of Systems of Technological Preparation of Production (in Russian) / Modern Mechanical Engineering: Science and Education MMESE-2018: Proceedings of an International Scientific and Practical Conference / Evgrafov A. N. and Popovich A. A. (eds.), pp. 749-759. – S-Pb.: St. Petersburg Polytechnical University Publishing, 2018. DOI 10.1872/MMF-2018-63

ISSN 2223-0807
Современное машиностроение: Наука и образование :
материалы 8-й Международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н.Евграфова и А.А. Поповича.- СПб.: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2019.

DOI 10.1872/MMF-2019-3
УДК 621.01

О.В.Егорова[1], А.В.Гусев[2], Е.А.Козляева[3], А.Ю.Ковалев[4], Н.Д.Лихарева[5]

ИЗУЧЕНИЕ И 3D-МОДЕЛИРОВАНИЕ ЦЕВОЧНО-ЗУБЧАТОГО МЕХАНИЗМА

1Ольга Владимировна Егорова,
Московский государственный технический университет им. Н.Э.Баумана
Россия, Москва
Тел.: (499)263-6197 , E-mail: tmm-olgaegorova@yandex.ru

2Андрей Вячеславович Гусев,
Московский государственный технический университет им. Н.Э.Баумана
Россия, Москва
Тел.: (929)504-0374, E-mail: gusevandre2015@yandex.ru

3Елизавета Алексеевна Козляева
Московский государственный технический университет им. Н.Э.Баумана
Россия, Москва
Тел.: (916)153-8901, E-mail: lizabu1801@mail.ru

4Арсений Юрьевич Ковалев,
Московский государственный технический университет им. Н.Э.Баумана
Россия, Москва
Тел.: (977)834-1980, E-mail: senya.27.mail@gmail.com.

5Надежда Дмитриевна Лихарева,
Московский государственный технический университет им. Н.Э.Баумана
Россия, Москва
Тел.: (977)173-9647, E-mail: likhareva.nad@yandex.ru

Аннотация

В данной статье рассмотрены модели механизмов, имитирующие цевочно-зубчатое зацепление. Для решения поставленных задач исследования были разработаны 3D-модели цевочно-зубчатого механизма в программе CAD D'Assalut System Solid Works 2015. На примере разработанной трехмерной модели были изучены недостатки и преимущества цевочного и цевочно-зубчатого зацепления, которые определяют область применение рассмотренных механизмов на практике. Изучение цевочно-зубчатых механизмов позволило получить дополнительные знания в области Теории механизмов и машин и Истории техники, познакомиться с новыми инновационными методами преподавания и прибрести навыками работы с 3D-технологиями, а также создать коллектив молодых исследователей-единомышлеников.

Ключевые слова: теория механизмов и машин, цевочно-зубчатое зацепление, циклоидальное зацепление, 3D-моделирование, образовательные технологии

1. Введение

1.1 Виды зубчатых передач

Зубчатые передачи осуществляют передачу вращательного движения с одного вала на другой с помощью цилиндрических, конических, червячных колёс, имеющих специально профилированные зубья, при этом зубчатые колёса могут иметь прямые, косые, спиральные, шевронные зубья и другие [11].

Рассмотрим классификацию зубчатых передач по профилю зацепления и выделим следующие группы:

- Эвольвентные передачи: рабочий профиль зуба очерчен по эвольвенте – траектории точки прямой, катящейся без скольжения по окружности;
- Циклоидальные передачи: рабочий профиль зуба очерчен по круговой циклоиде;
- Передачи с круговым профилем зуба (зацепление Новикова): рабочие профили зубьев образованы дугами окружности практически одинаковых радиусов [1].

1.2. Эвольвентные передачи

Изучив эвольвентные передачи, можно отметить, что одним из недостатков является ограничение числа зубьев меньшего колеса, которое

является следствием выполнения условия правильности зацепления. Обозначенное условие предполагает следующее: линия зацепления не должна заходить за границы предельной длины линии зацепления. Это ограничивает минимальные размеры зубчатых механизмов и не позволяет получить большое передаточные отношение в одной зубчатой паре.

Перечисленные недостатки не свойственны циклоидальным зацеплениям, появившимся примерно на 100 лет раньше эвольвентных.

1.3. Циклоидальные передачи

Рассмотрим профиль зуба этого вида зацепления. Профиль головки зуба циклоидального колеса представляет собой эпициклоиду – кривую, описываемую точками производящей окружности при ее качении снаружи по неподвижной начальной окружности. Профилем ножки зуба является гипоциклоида – кривая описываемая точками производящей окружности при ее качении изнутри по неподвижной начальной окружности [2].

Частным видом циклоидального зацепления является цевочное, которое образуется, если радиус производящей окружности равен радиусу начальной.

1.4. Цевочное зацепление

Теоретически профиль зуба одного колеса обращен в точку, а второго в эпициклоиду. Тогда получается точечное циклоидальное зацепление. Так как зуб нельзя выполнить в виде точки, то зубья выполняются в виде цевок (валиков или пальцев), вычерченных из центров, лежащих на начальной окружности, а профиль сопряженного зуба выполняется по кривой, которая является эквидистантной эпициклоидой при величине смещения, равной радиусу цевки [3].

Зубья второго колеса могут быть также выполнены в виде цилиндрических пальцев. Этот случай зацепления является одним из первых видов зубчатых передач, появившихся еще во втором тысячелетии до н.э. в Египте.

В зарисовках Леонардо да Винчи можно наблюдать цевочное зацепление: колесо с торчащими по окружности пальцами соединяется с колесом в виде двух дисков, между которыми закреплены по окружности цилиндрические стержни [3]. Так же им были описаны зубчатые колеса с вращающимися цевками.

Цевки могут быть как неподвижными, так и вращающимися. Если осуществить последний случай, то можно значительно снизить потери на трение, но в то же время конструкция колес станет более сложной.

2. Задачи исследования

В Московском государственном техническом университете (МГТУ) им. Н.Э. Баумана курс Теории механизмов и машин (ТММ) изучается в течение 2-х семестров. Студенты выполняют курсовой проект, который включает в себя, в том числе, раздел зубчатых передач. Для расширения знаний и более глубокого понимания предмета студентов знакомят с наглядными моделями механизмов. В процессе обучения на одном из занятий нас заинтересовало цевочно-зубчатое зацепление. Мы решили рассмотреть и сделать дополнительное исследование цевочно-зубчатых механизмов: создали 3D-модель одной из имеющихся моделей из Русской коллекции моделей механизмов, хранящейся в университете [5].

В дальнейшем созданной 3D-моделью сможет воспользоваться любой желающий, а с помощью ее анимации можно демонстрировать движение звеньев цевочно-зубчатого зацепления. В ходе создания модели мы научились работать в программе CAD D'Assalut System Solid Works 2015.

3. Методы обучения в МГТУ им. Н.Э. Баумана. Русская коллекция моделей механизмов

3.1. Дисциплина "Теория машин и механизмов"

"Теория машин и механизмов" (ТММ) относится к инженерным дисциплинам, которые позволяют студентам освоить общие методы исследования и проектирования механизмов машин, понять принципы преобразования движения, ознакомиться с системным подходом к проектированию машин, включая нахождение оптимальных параметров механизмов. Среди всего многообразия механизмов, изучаемых в ТММ, различают: стержневые (рычажные), кулачковые, фрикционные, зубчатые механизмы, механизмы с гибкими звеньями и др. виды [9].

В Московском государственном техническом университете им. Н.Э. Баумана (МГТУ) преподавание ТММ введется в течение двух семестров на втором и третьем курсе обучения студентов: в первом семестре обычно читается курс лекций объемом 36 часов, проводятся практические занятия - 16 часов и лабораторный практикум - 16 часов. Во втором семестре студенты выполняют Курсовую работу в объеме 4-х листов графической части и расчетно-пояснительной записки на 30-50 страниц. Курсовая работа защищается на открытом заседании комиссии из двух преподавателей, а полученная оценка в дальнейшем проставляется на вкладыше к Диплому о высшем образовании, который выпускник получает после успешного окончания обучения в университете.

3.2. МГТУ им. Н.Э. Баумана

На основе «положения о Ремесленном учебном заведении» 1 июля 1830 года было положено начало МГТУ им. Н.Э. Баумана, одному из старейших инженерно-технических вузов России. Именно благодаря МГТУ им. Н.Э. Баумана весь мир узнал о «Русском методе» обучения, который был по-настоящему признан и получил своё развитие во многих развитых странах, включая США. В стенах вуза трудились великие учёные и конструкторы: Н.Е. Жуковский, П.Л. Чебышев, Н.И. Мерцалов и многие другие всемирно известные инженеры и механики.

Благодаря тому, что при подготовке будущих специалистов используются современные методики и новые образовательные технологии в сочетании с бесценным опытом прошлых поколений, МГТУ им. Н.Э. Баумана стал одним из лучших технических университетов России и Европы. В вузе предоставлены все возможности, как для получения инженерного образования, так и для ведения научной деятельности.

3.3. Русская коллекция моделей механизмов

В МГТУ им. Н.Э. Баумана находится уникальная коллекция моделей механизмов, многие из которых существуют в единственном экземпляре. В создании коллекции принимали участие известные ученые и профессора кафедры ТММ, включая Л.Н. Решетова и В.А. Гавриленко. Большой раздел коллекции посвящен зубчатым передачам. Демонстрация работы моделей механизмов позволяет студентам понять принципы их действия, расширяет область знаний и направлена на скорейшее освоение дисциплины ТММ. Коллекция моделей механизмов несет в себе полезную информацию, а совместно с новыми инженерными подходами к проектированию механизмов могут интерес и использоваться как для обучения, так и для будущих исследований [10].

4. Создание 3D-модели

4.1. Описание моделей с цевочно-зубчатым зацеплением

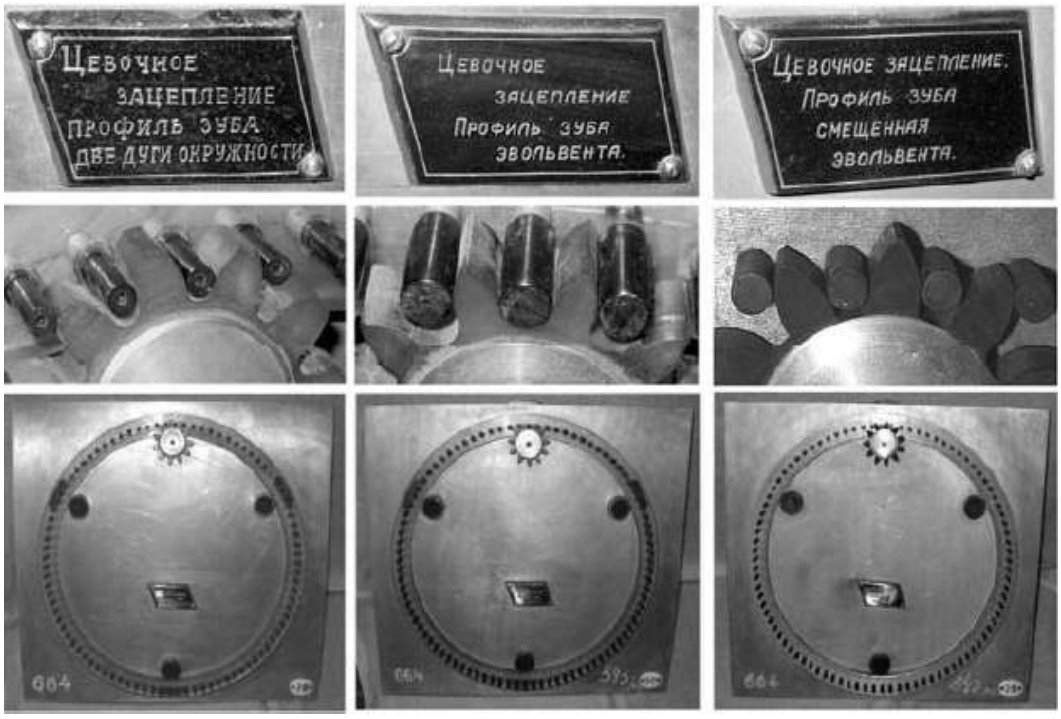
Обратимся к коллекции механизмов, описанной в книге «Russian Models from the Mechanisms Collection of Bauman University» (Русские модели из коллекции механизмов университета имени Баумана) [5].

Раздел моделей зубчатых передач является одним из самых больших в коллекции. Он включает циклоидальные, эвольвентные, плоские и пространственные, простые и сложные зацепления. Рассмотрим модели простых зубчатых передач с циклоидальным и зубчатым зацеплением. Три

из них, относящиеся к цевочно-зубчатым механизмам, были изготовлены на кафедре ТММ в 1950 -1960-х годах прошлого века.

Все три модели (рис.1) имеют одинаковое конструктивное исполнение и одинаковые пропорции. Число зубьев зубчатого колеса z_1=11, количество цевок цевочного колеса z_2=100, передаточное отношение u_{12}=8,18. Профиль зубчатого колеса модели J-16 выполнен из двух сопряженных дуг окружности.

Зубчатые профили моделей J-17 и J-18 являются эвольвентами окружности. Зуб модели J-17 выполнен эвольвентным без смещения инструмента, зуб модели J-18 выполнен с положительным смещением инструмента. Поскольку колеса моделей имеют большие размеры, они выполнены в виде колец, размещенных на трех шарикоподшипниках.



J-16 J-17 J-18

Рис. 1. Модели механизмов с цевочно-зубчатыми зацепления с различными профилями зубьев шестерни J-16,J-17,J-18. [5]

4.2. Создание 3D-модели в CAD D'Assalut System Solid Works

Цель моделирования состояла в получении 3D-модели существующего механизма J-18 (Рис.2.), который хранится в Русской коллекции моделей механизмов МГТУ им. Н.Э. Баумана.

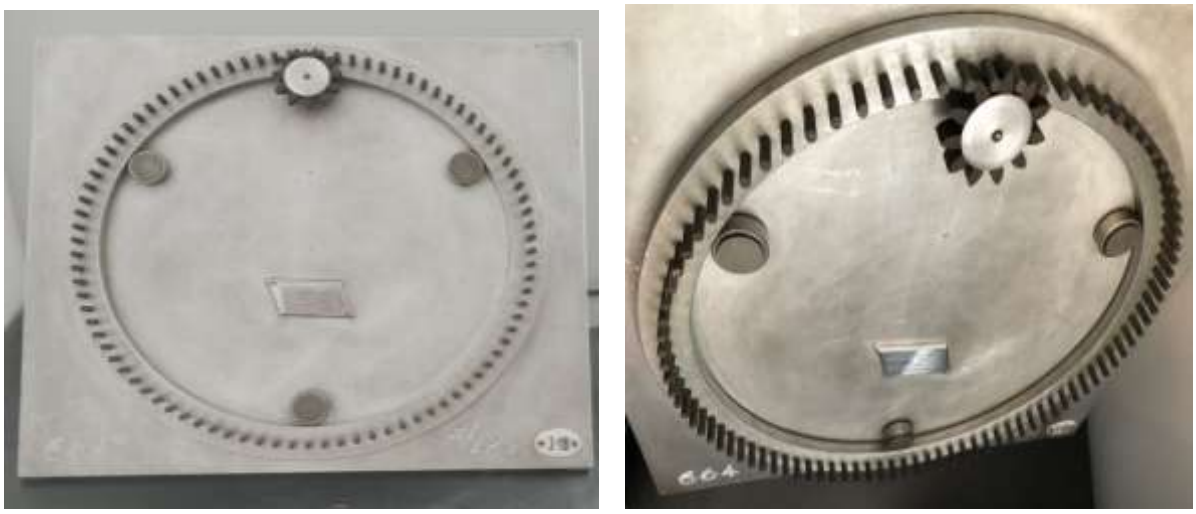
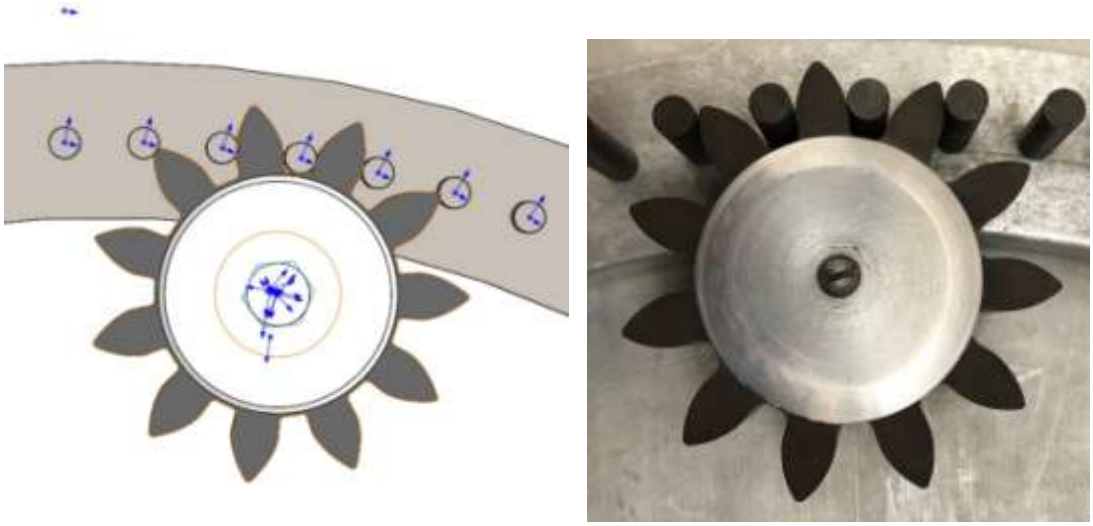


Рис. 2. Модель механизма с цевочно-зубчатым зацеплением J-18 [5]

Для достижения поставленной цели были выполнены следующие задачи. Мы сняли размеры с деталей и сборочных единиц. В созданной ранее в МГТУ им. Н.Э. Баумана стендовой конструкции число зубьев зубчатого колеса составило $z_1 = 11$, а количество цевок цевочного колеса $z_2 = 100$. Передаточное отношение: $U_{12} = 8{,}18$. Профиль зуба является эвольвентой.



а) *б*)

Рис. 3. Зубчатое колесо модели J-18 [5]
а) 3D-модель, *б*) фото зубчатого колеса

Затем был проведен расчет соотношения угловых скоростей зубчатого и цевочного колес. Задав динамические связи в полученной трехмерной модели механизма, мы смогли программно имитировать его

движение. Таким образом, мы получили компьютерную анимацию, изображающую действие цевочно-зубчатого механизма (рис. 4).

Проведение данной работы позволило изучить цевочно-зубчатое зацепление на примере представленного механизма, создать на его основе трехмерную модель и исследовать движение звеньев. Также реализация поставленной цели помогла нам освоить CAD D'Assalut System Solid Works 2015 и некоторые его функции, в частности, исследование движения.

5. Преимущества и недостатки цевочных механизмов

Механизмы с цевочным зацеплением обладают следующими достоинствами:

1. Простота изготовления цевочных колес больших размеров;
2. Высокий коэффициент полезного действия (если цевки сделать вращающимися вокруг своих осей);
3. Малая чувствительность к загрязнению;
4. Получение переменной скорости, изменяющейся по периодически повторяющемуся закону.

Но в то же время в механизмах с цевочным зацеплением присутствуют и недостатки:

1. Ограниченное применение;
2. Невысокая точность;
3. Трудности в изготовлении сопряженного колеса;
4. Большие потери на трение (если выполнить цевки неподвижными).

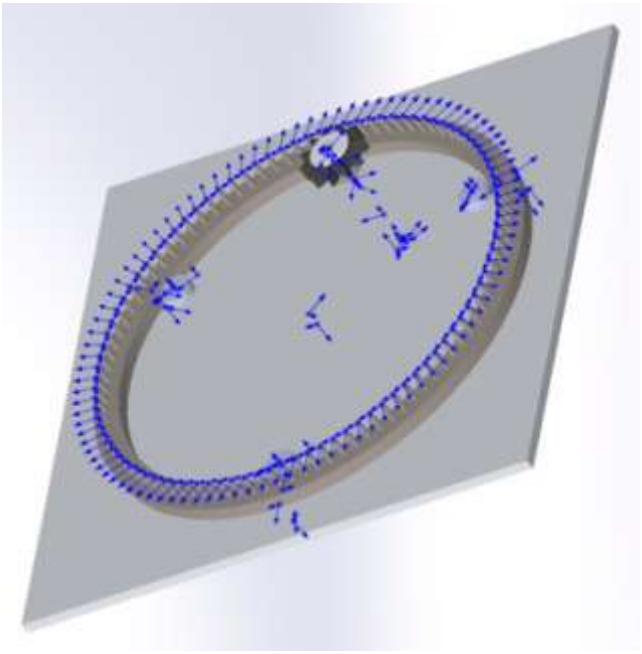


Рис. 4. 3D-модель механизма с цевочно-зубчатой передачей.

6. Применение механизмов с цевочно-зубчатыми передачами

Когда в технике требуется, чтобы ведомый вал при вращении ведущего вала с постоянной скоростью вращался со скоростью переменной, изменяющейся по периодически повторяющемуся закону, можно использовать цевочно-зубчатую передачу. Цевочные колеса целесообразны для всех специальных зубчатых передач с периодически меняющимся передаточным отношением [7].

Цевочно-зубчатые механизмы могут найти применение в механизмах приборов и машин при малых скоростях и обычно при больших усилиях. В основном такой вид передач используется в механизмах мультипликаторах.

Цевочно-зубчатое зацепление можно применять в маломощных планетарных редукторах с внутренним зацеплением, где замена колеса с зубьями, нарезанными по внутреннему ободу, цевочным колесом дает экономический эффект, а именно уменьшает габариты планетарного механизма и увеличивает его коэффициент полезного действия [8], например, в отечественном циклоидальном редукторе ПЦР-А производства ООО «АВВИ»М. В этом устройстве вращение входного эксцентрикового вала преобразуется в плоскопараллельное движение сателлитов, находящихся во взаимодействии с цевками. При этом сателлиты, обкатываясь своими эпициклоидальными зубьями по зубьям-роликам корпуса, сообщают вращательное движение выходному фланцу [4].

На практике цевочно-зубчатые передачи применяются в механизмах с большими габаритами, например, в поворотных механизмах кранов и экскаваторов, в промежуточных приводах цепных конвейеров в горной промышленности, в механизмах поворота орудийных башен. В таких механизмах, как правило, цевочным является колесо большого диаметра. Преимущество цевочных передач состоит в возможности отказа от использования крупногабаритных зуборезных станков, необходимых для нарезания зубчатых колес большого диаметра.

Также цевочная передача нашла применение в работе основного современного отечественного боевого танка Т90А. Такой вид передачи способен обеспечить наибольшую прочность механизму, который подвергается огромным усилиям растяжения. Ведущее колесо цевочного зацепления состоит из двух зубчатых венцов и расположенной между ними ступицы. Ведущее колесо гребневого зацепления состоит из двух дисков и зубчатого венца меньшего диаметра, либо нескольких небольших роликов, размещённых между ними. Ведущее колесо фрикционного зацепления имеет гладкую поверхность и перематывает гусеницу лишь за счёт силы трения.

5. Вывод

1. При обучении в МГТУ им. Н.Э. Баумана используются самые современные методы и инновационные технологии, что позволяет освоить углубленный курс ТММ, включая изучение цевочно-зубчатой передачи.
2. В процессе создания 3D-модели проведено исследование механизма с цевочно-зубчатым зацеплением, рассмотрен принцип его действия, изучены преимущества и недостатки данного зацепления, создана его компьютерная анимация.
3. Получены навыки проектирования в программе CAD D'Assalut System Solid Works 2015, а также работы в одной команде.
4. В дальнейшем, результатами проведенных исследований может воспользоваться любой желающий. Это будет полезно и преподавателям для демонстрации движения механизмов с цевочно-зубчатым зацеплением.
5. Исследование цевочно-зубчатого механизма позволило не только получить дополнительные знания в области ТММ, но и значительно расширить кругозор, приобрести навыки проведения исследований и подготовки презентаций.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

[1] Теория механизмов и машин: учебник для студентов учреждений высшего профессионального образования / [М.З. Коловский, А.Н. Евграфов, Ю.А. Семенов, А.В. Слоущ], 4-е изд., М.: Издательский центр «Академия», 2013. – 560 с.

[2] Элементы привода приборов: расчет, конструирование, технологии / под. ред. Ю.М. Плескачевского. – Минск: Беларусь, Наука. 2012. - 769 с.

[3] Алферова М.В. Леонардо да Винчи. Настоящая история гения / М.: Издательство АСТ, 2015. – 286 с.

[4] Теория механизмов и механика машин: учебник для вузов / под ред. Г.А. Тимофеева. – 8-е изд. М.: Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2017. – 566 с.

[5] A. Golovin, V. Tarabarin. Russian Models from the Mechanisms Collection of Bauman University, Springer, 2008. - 246 pages.

[6] Хютте. Справочник для инженеров, техников и студентов. Издание тридцать третье, 2007

[7] Egorova, O., Samsonov, K., Sevryukova, A. New trends in learning through 3D modeling of historical mechanism’s model. History of Mechanism and Machine Science, 32. 2016.- pp. 137-150.

[8] Vukolov, A.Y., Egorova, O.V. New challenges of 3D mechanisms models in TMM training. International Review of Mechanical Engineering, 10 (5). 2016.- pp. 303-311.
[9] Egorova, O., Omelchenko, V., Kuzchbah, A.An efficient educational methodology for teaching "theory of machines and mechanisms" discipline. 2015 IFToMM World Congress Proceedings, IFToMM 2015.
[10] Egorova, O., Evgrafov, A., Rayushkina, V. Modern view on “History of science” teaching at technical universities. Mechanisms and Machine Science, 19. 2014. - pp. 137-144.
[11] Evgrafov, A., Khisamov, A., Egorova, O. Experience of modernization of the curriculum TMM in St. Petersburg state polytechnical university. Mechanisms and Machine Science, 19. 2014. - pp. 239-247.

O.V.Egorova[1], A.V.Gusev[2], E.A. Kozlyaeva[3], A.Y. Kovalev[4], N.D.Likhareva[5]

STUDYING AND 3D-MODELING OF THE TEAM MECHANISM

[1-5]Moscow State Technical University, Russia;

Abstract

The paper presents models that imitate pin-gearing mechanisms. 3D models of the pin-gearing mechanism were developed to solve the assigned tasks in the CAD D’Assault System Solid Works 2015 program. Using the developed 3D model the advantages and disadvantages of the toothed and pinion engagement mechanisms were explored, which determine their scope in practice. Studying pinion engagement mechanisms have allowed provided additional knowledge in the field of TMM and History of Technology, to get acquainted with new innovative teaching methods and acquire skills in working with 3D technologies, as well as to create a team of young researchers.

Key words: theory of models and machines, pin gearing, cycloidal gearing, 3D modeling, educational technologies.

REFERENCES

[1] Theory of mechanisms and machines: a textbook for students of institutions of higher professional education / [M.Z. Kolovsky, A.N. Evgrafov, Yu.A. Semenov, A.V. Slouch], 4th ed., Moscow: Akademiya Publishing Center, 2013. - 560 p.
[2] Elements of the drive devices: calculation, design, technology / under. ed. Yu.M. Pleskachevsky. - Minsk: Belarus, Science. 2012. - 769 p.

[3] Alferova M.V. Leonardo da Vinci. The true story of a genius / M .: AST Publishing House, 2015. - 286 p.
[4] Theory of Mechanisms and Mechanics of Machines: a textbook for universities / ed. G.A. Timofeev. - 8th ed. M .: Publishing MSTU. N.E. Bauman, 2017. - 566 p.
[5] A. Golovin, V. Tarabarin. Russian Models from the Mechanism Collection of Bauman University, Springer. 2008. - 246 pages.
[6] Hutte. Handbook for engineers, technicians and students. Edition Thirty-third. 2007
[7] Egorova, O., Samsonov, K., Sevryukova, A. New trends in learning through 3D modeling of historical mechanism's model (2016) History of Mechanism and Machine Science, 32, pp. 137-150.
[8] Vukolov, A.Y., Egorova, O.V. New challenges of 3D mechanisms models in TMM training (2016) International Review of Mechanical Engineering, 10 (5), pp. 303-311.
[9] Egorova, O., Omelchenko, V., Kuzchbah, A.An efficient educational methodology for teaching "theory of machines and mechanisms" discipline(2015) 2015 IFToMM World Congress Proceedings, IFToMM 2015
[10] Egorova, O., Evgrafov, A., Rayushkina, V. Modern view on "History of science" teaching at technical universities (2014) Mechanisms and Machine Science, 19, pp. 137-144.
[11] Evgrafov, A., Khisamov, A., Egorova, O. Experience of modernization of the curriculum TMM in St. Petersburg state polytechnical university (2014) Mechanisms and Machine Science, 19, pp. 239-247.

ISSN 2223-0807
Современное машиностроение: Наука и образование :
материалы 8-й Международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н.Евграфова и А.А. Поповича.- СПб.: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2019.

DOI 10.1872/MMF-2019-4
УДК 74.01/09

Е. В. Князева

ОСОБЕННОСТИ РАЗРАБОТКИ УЧЕБНОГО ПОСОБИЯ «ВВЕДЕНИЕ В ПРОФЕССИОНАЛЬНУЮ ДЕЯТЕЛЬНОСТЬ»

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

На кафедре «Инженерная графика и дизайн» создано и внедрено в учебный процесс методическое пособие «Введение в профессиональную деятельность», предназначенное для обучения студентов-дизайнеров первого курса по направлениям «Графический дизайн», «Дизайн среды», «Информационный дизайн».

Ключевые слова: дизайн, введение в профессиональную деятельность, пропедевтика.

Концептуальным ядром в современном образовании является компетентностный подход. Важнейшими составляющими которого являются, ориентированная на свободное развитие личности и творческую инициативу в учебно-познавательной деятельность, а также увеличение доли самостоятельной работы студентов, внедрение IT- и дистанционных технологий в образовательный процесс и др.

В соответствии с учебным планом, начиная с первого курса, студентам творческих специальностей читается ряд геометро-графических и художественно-графических дисциплин: «Начертательная геометрия и технический рисунок», «Инженерная геометрия и композиция», «Живопись», «Введение в профессиональную деятельность», «Цветоведение и колористика» и др. Данные дисциплины формируют базис профессионально-графической культуры будущих специалистов.

Автором была поставлена цель разработки и внедрения в учебный процесс учебного пособия для студентов-дизайнеров по направлению обучения «Дизайн», в процессе создания которого решены следующие задачи: анализ и исследование аналогичных пособий, разработка практических заданий, наглядных иллюстраций, образцов выполнения и видео-уроков.

В результате проведенного анализа методического обеспечения, применяемого в настоящее время в пропедевтике дизайна в различных вузах [4,6,7,8,11,12,14,15,16], написано и внедрено в учебный процесс методическое пособие «Введение в профессиональную деятельность» (Рис.1).

Предлагаемое методическое пособие направлено на формирование у студентов-дизайнеров первого курса бакалавриата понимания системы доминантных принципов создания плоскостных и объемно-пространственных композиций, составляющих основы проектной деятельности. Усвоение данных принципов, вырабатываемое в результате последовательного выполнения заданий курса, обеспечивает как единство терминологии, так и применение будущими дизайнерами основных законов композиции в профессиональной практике.

Термин «пропедевтика», происходящий от греческого слова «propedeus» – «предварительно обучаю», «подготавливаю» – не случайно является вторым названием вводного курса «Введение в профессиональную деятельность» для будущих дизайнеров.

В 20-е годы XX столетия в России во ВХУТЕМАСе (Высших Художественно-Технических Мастерских) и в Германии в БАУХАУЗе [Bauhaus] (Высшей школе промышленного искусства) был предложен революционный подход к становлению проектного мышления студентов посредством выполнения упражнений, основанных на беспредметных абстрактно-геометрических композициях. Методические поиски педагогов-новаторов 1920-х годов послужили творческим импульсом для создания революционных систем обучения студентов-дизайнеров основам композиции, активно развивавшихся в художественно-промышленных вузах России и Европы в течение XX и начале XXI столетий.

Как учебное учреждение, ВХУТЕМАС представлял собой экспериментальное пространство подготовки художников для промышленности, что было необходимым условием формирования новой эстетики советского государства. Во ВХУТЕМАСе впервые был разработан универсальный вводный курс, преподававшийся на «Основном отделении» и включавший в себя дисциплины «Пространство», «Графика», «Цвет» и «Объем».

Педагогами-новаторами ВХУТЕМАСа — Н. А. Ладовским, Н. В. Докучаевым, В. А. Кринским, А. М. Родченко, Л. С. Поповой и А. А. Весниным, Б. Д. Королевым, А. М. Лавинским, и др. — был

исследованы и применены новые методы обучения, в том числе «объективный метод», использующий аналитический подход к проектируемым объектам с разъятием их на простейшие составляющие элементы, расположенные на плоскости или в пространстве. Основой данного метода служило творчество русских авангардистов, художников-«беспредметников» — В. Е. Татлина, В. В. Кандинского, Л. М. Лисицкого.

Методические нововведения ВХУТЕМАСа стали значительным культурным явлением в истории русского искусства и послужили основой для становления профессии дизайнера в ее современном понимании.

В Европе создателем и инициатором внедрения уникального в своем роде пропедевтического курса стал швейцарский художник Иоханнес Иттен [Johannes Itten] (1888-1967). В 1919 г. Иттен ввел в процесс обучения студентов БАУХАУЗа данный курс сначала как факультатив, а затем как обязательный предмет. Серия упражнений Иттена касалась ***изучения абстрактных элементов формы.*** Они строились *на анализе характера трех основных форм — круга, квадрата и треугольника.* Необходимо было проанализировать свойства каждой из этих форм в отдельности, а затем в сочетании друг с другом. Большое внимание на занятиях уделялось цветовым отношениям [5,9,10].

После ухода Иттена руководство пропедевтическим курсом перешло к венгерскому художнику Ласло Мохой-Надю [Moholy-Nagy László] (1895-1946). Мохой-Надь сделал главный акцент на упражнениях ***по изучению материалов,*** считая, что, «благодаря интенсивным занятиям с материалами повышается уверенность и точность в ощущениях» [5]. Ряд упражнений Мохой-Надь направлял на проработку *структурно-пространственной конструкции предметов* и поиску оригинальных и новых конструктивных решений. Для их выполнения студенты изучали законы статики и динамики, механики и кинетики [5].

Свою завершенность и структурную целостность пропедевтический курс получил под руководством немецкого художника, дизайнера Йозефа Альберса [Josef Albers] (1888-1976). Альберс вслед за Иттеном и Мохой-Надем особое внимание обращал на ***развитие комбинаторного мышления*** (умение находить разнообразные вариации на основе ограниченного числа заданных элементов). Однако, в отличие от Иттена, Альберс придавал ведущее значение объемным композициям и упражнениям макетного характера. «Альберс одним из первых ввел в художественную педагогику *предварительное изготовление макетов, конструкций и отдельных композиций*, что впоследствии будет широко применяться многими дизайнерскими и архитектурными школами» [5].

На занятиях со студентами Альберс продолжал ряд упражнений с материалами, разработанных Мохой-Надем, подчеркивая важность развития творческой фантазии и способности учеников изобретать новое.

Таким образом, педагогические наследие «Основного отделения» ВХУТЕМАСа и содержание авторских курсов преподавателей школы БАУХАУЗ постепенно сформировали методическую базу композиционно-художественного курса «Пропедевтика – основы композиции», в настоящее время составляющего содержание дисциплины «Введение в профессию».

Методические подходы к курсам пропедевтики для студентов архитектурных и дизайнерских специальностей, развиваясь на протяжении XX и начала XXI столетий, приобрели значительное разнообразие, что нашло отражение в монографиях и диссертационных исследованиях, учебных пособиях и научных статьях по педагогике дизайна и архитектуры [5]. Так, в монографии Д. Л. Мелодинского «Архитектурная пропедевтика: история, теория, практика» (2011) подробно исследуется развитие зарубежных методических поисков в данной области [13]. Значительный вклад в современное развитие традиций ВХУТЕМАСа вносят научно-методические труды педагогов кафедры дизайна архитектурной среды Московского архитектурного института (государственной академии) А. П. Ермолаева, М. А. Соколовой, Е. В. Стегновой, Т. О. Шулика, изданных в начале XXI столетия.

Пособие состоит из трех глав и предназначено для обучения студентов-дизайнеров первого курса по направлениям «Графический дизайн», «Дизайн среды», «Информационный дизайн» в рамках дисциплины «Введение в профессиональную деятельность». Материалы пособия могут быть использованы преподавателями вузов и учреждений дополнительного образования и как целостные методические указания, и как материал для развития и дополнения уже существующих и формирующихся программ.

В пособии представлены работы студентов первого курса кафедры «Инженерная графика и дизайн» ИММИТ Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого кафедра «Инженерная графика и дизайн», а также работы студентов Университета при МПА ЕвраАзЭС кафедра «Дизайн и ДПИ», выполненные под руководством авторов пособия в период с 2007 по 2017 годы.

1-я глава «Графические трансформации в плоскостной композиции» содержит следующие темы: «Композиция. Виды композиции. Фронтальная композиция», «Графические средства композиции: точка, линия, штрих, пятно», «Средства гармонизации композиции», «Восприятие формы на плоскости. Иллюзорные композиции», «Фактуры».

При изучении первой главы студенты знакомятся с видами композиции, законами их построения и принципами организации, особенностями создания оптических иллюзий средствами графики. Теоретический материал излагается в форме лекций-бесед с показом

иллюстративных материалов и презентаций. На практических занятиях студенты выполняют ряд формальных упражнений в плоскостных композициях, используя художественно-выразительные средства (точка, линия, штрих, пятно) и средства гармонизации композиции [1,8,12] .

2-я глава «Основы макетирования» включает следующие темы: «Рельефные композиции», «Макеты геометрических поверхностей», «Многогранники в природе», «Объемные композиции», «Художественные средства построения композиции».

Материалы второй главы посвящены макетированию как основе развития пространственного мышления студентов. Практические задания составлены на основе интеграции меж- и мультидисциплинарных связей нескольких графических дисциплин. Знания, получаемые учащимися на занятиях по начертательной геометрии, реализуются в упражнениях по созданию макетов геометрических поверхностей и многогранников (Рис.2) [2].

Построение заданий главы предусматривает постепенный переход от рельефных композиций к объемным и глубинно-пространственным, логически связывает фронтальную композицию в рельефе и трехмерную композицию с возможностью кругового обзора [8,12]. Важной составляющей второй главы является фотографирование макетов с различными режимами подсветки (Рис.3). В завершающей части главы раскрываются особенности использования цвета в объемно-пространственной композиции.

3-я глава «Глубинно-пространственная композиция» охватывает следующие темы:

«Ритм и метр. Единство и соподчиненность элементов», «Динамика. Неустойчивое равновесие», «Статика. Масштабность», «Симметрия, диссимметрия, асимметрия», «Контраст и нюанс».

Предложенный в 3-ей главе данного пособия курс пропедевтики перекликается с методическими разработками Анатолия Петровича Павлова, преподававшего вводный курс на кафедре «Интерьер и оборудование» ЛВХПУ им. В. И. Мухиной в 1970– 1990-е годы. А. П. Павлов не оставил своим ученикам значительного письменного наследия, но лекции и практические рекомендации А. П. Павлова, формировавшие композиционное восприятие студентов кафедры «Интерьер и оборудование» свыше двух десятилетий, нашли отражение в представленных в пособии материалах.

Предложенные темы третьей главы построены таким образом, чтобы объединить в одном задании две взаимодополняющие композиционные задачи, что является важным условием комплексного освоения материала вводного курса.

Глубинно-пространственная композиция воздействует на наше зрительное восприятие не только сочетанием плоскостей и объемов, но и

пространством, взаимодействием пропорций, пространственными соотношениями трехмерных форм, членением и фактурами поверхностей. При создании глубинно-пространственных решений посредством макетирования углубленно прорабатываются средства гармонизации композиции и ее закономерности, применяются разнообразные варианты подходов в решениях поставленных задач, активнее прослеживается взаимодействие объемных форм и пространственных пауз (Рис.4,5) .

Глубинно-пространственные макетные упражнения могут интерпретироваться в композициях на плоскости, что находит свое подтверждение в графической составляющей третьей главы.

Таким образом, предлагаемый в пособии вводный курс изучения основ композиции имеет историческое обоснование, подтверждаемое практикой обучения студентов-дизайнеров в течение второй половины XX – начале XXI столетий [3]. Актуальность пропедевтики обусловлена возможностью в условиях сжатых сроков подготовки будущих бакалавров создать устойчивую методическую основу для дальнейшего выполнения заданий по проектированию.

Знания, получаемые студентами при выполнении абстрактно-геометрических композиций на плоскости, в объеме и в пространстве, как и приобретение элементарных навыков макетирования, формируют творческое мышление. Студенты развивают способность к поиску идей, которая является важнейшей составляющей дизайна.

Так, упражнения по комбинаторике с использованием геометрических фигур являются прообразом проектного этапа поиска вариантов решений объемно-пространственных объектов на плоскости. Исследование основополагающих композиционных принципов, таких, как симметрия, асимметрия и диссимметрия, направляет студентов на путь рационального использования полученных знаний в организации как глубинно-пространственных, так и плоскостных композиций. Важным итогом освоения предлагаемого курса является способность учащихся работать с группами объектов, определяя их смысловые доминанты в зависимости от поставленных задач.

Преобразования композиции за счет ритмических размерных – графических и пространственных – рядов, изменений положения и конфигурации элементов иллюстрируют возможности влияния композиционных решений на человеческое восприятие. Значительную роль в освоении материалов пособия играет обсуждение студентами и преподавателями полученных результатов с уточнением терминов и определений, применяемых в профессиональной деятельности дизайнеров.

Материалы, представленные в пособии, предполагают возможность перевода в формат электронной презентации для использования в онлайн-уроках, применения в качестве сопроводительного материала для лекций и практических занятий. Дальнейшее развитие курса «Введение в

профессиональную деятельность» предусматривает использование как традиционного — из бумаги, картона и пластика — так и виртуального макетирования в программах 3D-моделирования.

Композиционные знания и навыки, приобретаемые студентами при освоении материалов данного пособия, являются важнейшим условием эффективной дизайнерской практики. Продолжая и развивая методические новации ВХУТЕМАСа и БАУХАУЗа, курс пропедевтики позволяет студентам с первых дней обучения творчески раскрыться, проявить индивидуальный подход к решению композиционных задач, выработать нестандартное отношение к проектной деятельности.

Приложение

Рис. 1. Учебное пособие «Введение в профессиональную деятельность»

Рис.2. Макеты многогранников. Примеры выполненных студенческих работ. Преподаватель Князева Е.В.

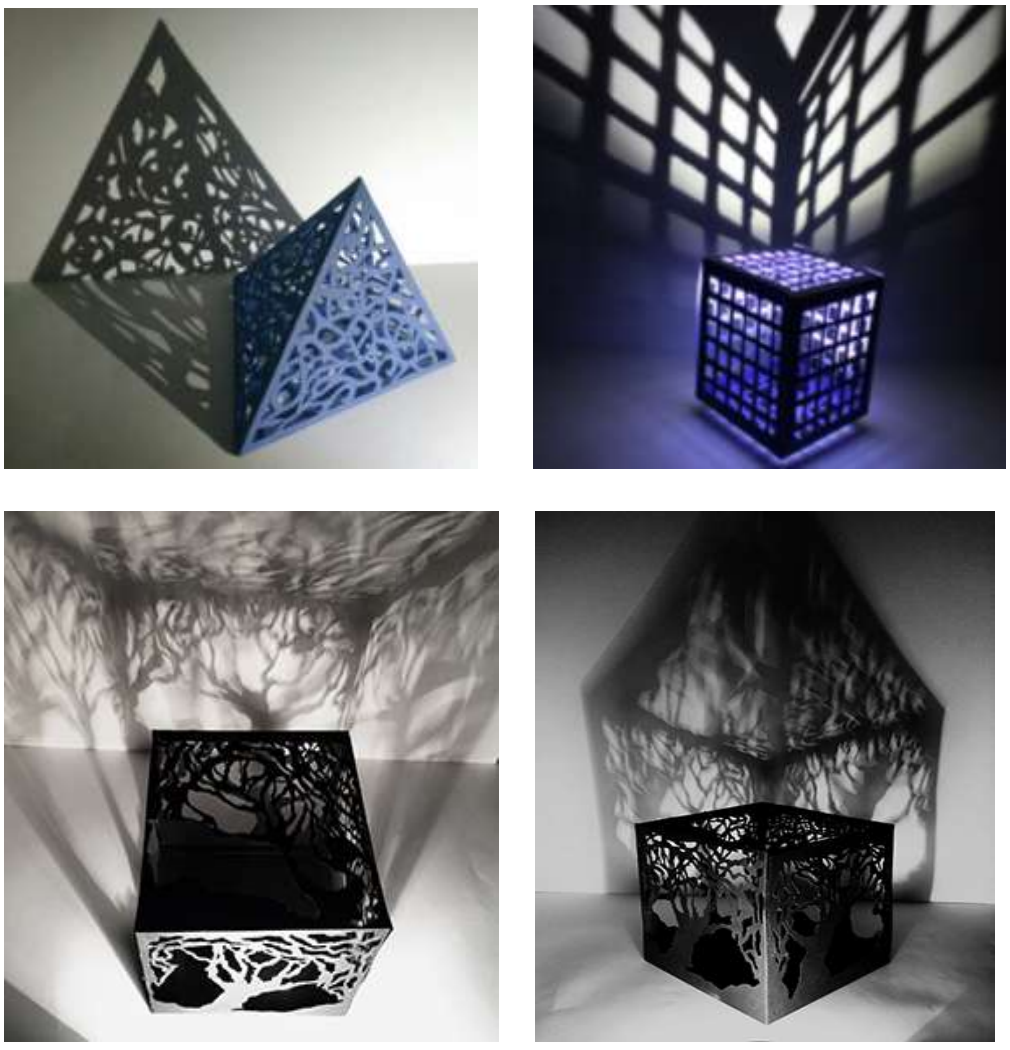


Рис. 3. Пластическое решение объемных форм с помощью подсветок. Примеры выполненных студенческих работ. Преподаватель Князева Е.В.

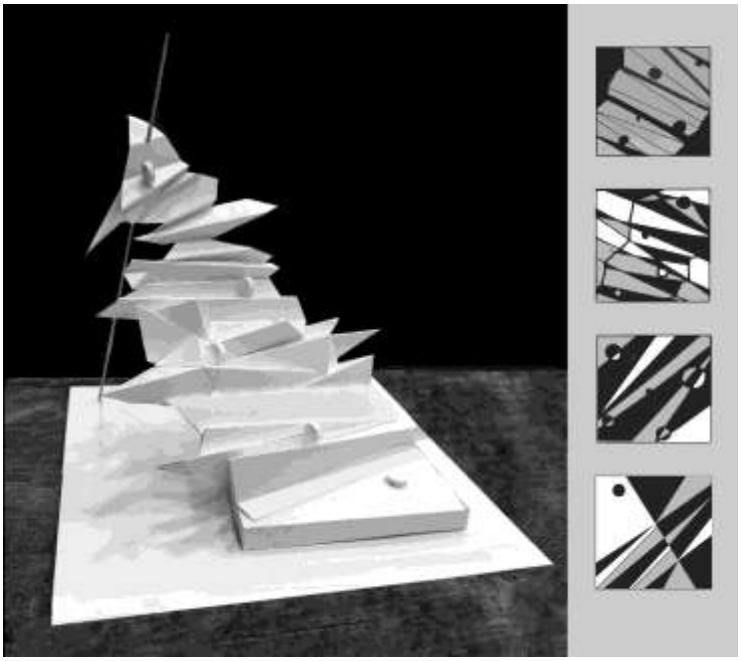


Рис.4. Объемно-пространственная композиция «Динамика. Неустойчивое равновесие» и ее графическая интерпретация. Экспериментальное формообразование. Примеры выполненных студенческих работ. Преподаватель Вуль О.А.

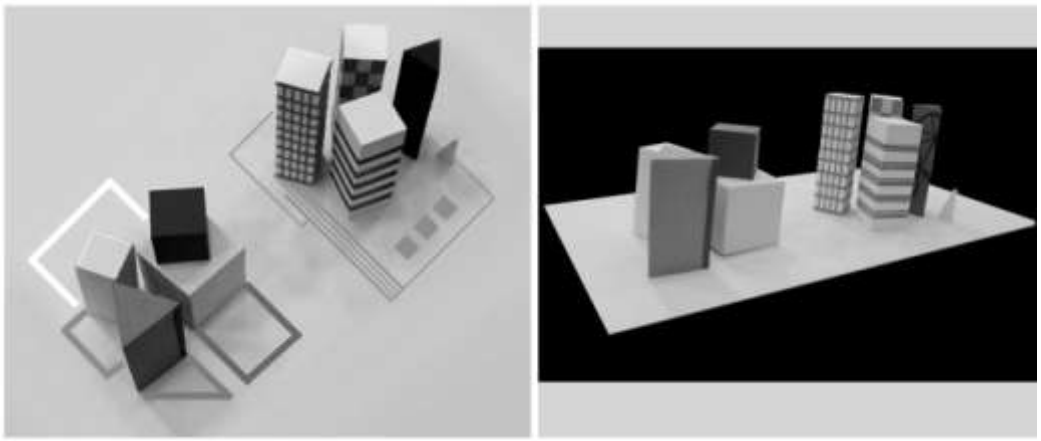


Рис.5. Объемно-пространственная композиция «Статика. Масштабность». Условное изображение детского конструктора и группы зданий на основе сходных по размеру и форме объектов. Итоговое оформление. Примеры выполненных студенческих работ. Преподаватель Вуль О.А.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

[1] Афанасьева И.Б., Князева Е.В. Организация самостоятельной работы студентов //Современное машиностроение. Наука и образование: материалы 4-й Международной научно-практической конференции / - СПб: СПбГПУ, 2014.- С.20-29

[2] Венниндже́р, М. [Wenninger, M]. Модели многогранников: пер. с англ. В. В. Фирсова. / М. Венниндже́р: под ред. и с послесл. И. М. Яглома, – М.: Мир, 1974. – 236 с.

[3] 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.

[4] Голубева, О. Д. Основы композиции: Учеб.пособие / О. Д. Голубева – М.: Изд. дом «Искусство», 2004. – 2-е изд. – 120 с.

[5] Дружкова, Н. С. Педагогическая концепция и ее традиции в современном художественном образовании:автореф. дис. … д-ра пед. наук. / Н. С. Дружкова – М., 2008. – 58 с.

[6] Земченко, Т. Ю. Графические трансформации в пропедевтике дизайна (на примере фронтальных композиций): Методическое пособие / Т. Ю. Земченко. –СПб.: СПбГХПА им. А. Л. Штиглица, 1999. – 76 с.

[7] Земченко, Т. Ю. Рельефные трансформации в пропедевтике дизайна: Методиче- ское пособие / Т. Ю. Земченко. – СПб.: СПбГХПА им. А. Л. Штиглица, 2009.– 82 с.

[8] Изюмова, М. В., Князева, Е. В. Пропедевтика. Основы композиции: Учеб.-методич. пособие / М. В. Изюмова, Е. В. Князева. – СПб.: Невский институт управления и дизайна, 2012. – 138 с.

[9] Иттен, И. [Itten, I.] Искусство цвета. / И. Иттен: пер. Л. Монаховой. – М.: Д. Аронов, 2000. – 122 с.

[10] Иттен, И. [Itten, I.] Искусство формы. Мой форкурс в Баухаузе и других школах / И. Иттен: пер. Л. Монаховой. М.: Д. Аронов, 2013. – 135 с.

[11] Калмыкова, Н. В., Максимова, И. А. Дизайн поверхности: композиция, пластика, графика, колористика: Учеб. пособие / Н. В.Калмыкова, И.А. Максимова. – М.: КДУ, 2010. – 154 с.

[12] Князева, Е. В. Методические основы композиционно-художественного формо-образования в пропедевтике дизайна. Проблемы качества графической подготовки студентов в техническом вузе: традиции и инновации // Материалы VI Международной Интернет-конференции КГП-2016 [Электронный ресурс]. – Режим доступа: URL: http://dgng.pstu.ru/conf 2016/.

[13] Мелодинский, Д. Л. Архитектурная пропедевтика: история, теория, практика / Д. Л. Мелодинский. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Книжный дом «Либроком», 2011. – 400 с.
[14] Рузова, Е. И. Основы композиции в дизайне среды: практический курс: Учеб. пособие / Е. И. Рузова, С. И. Курасов. – 2-е изд., доп. – М.: Издательство В. Шевчук, 2014. – 216 с.
[15] Стасюк Н. Г., Киселева Т. Ю., Орлова И. Г. Основы архитектурной композиции: Учеб. пособие / Н. Г.Стасюк, Т. Ю. Киселева, И. Г.Орлова. – М.: Архитектура - С, 2004. – 96 с.
[16] Федоровский, Л. Н. Основы графической композиции: Учеб. пособие / Л. Н. Федоровский. – М.: Изд-во В. Шевчук, 2015. – 156 с.

E.V.Kniazeva

FEATURES OF THE DEVELOPMENT OF EDUCATIONAL BENEFITS "INTRODUCTION TO THE PROFESSIONAL ACTIVITY"

Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, Russia.

Abstract

The department "Engineering Graphics and Design" created and introduced into the educational process a manual "Introduction to Professional Activity", designed to train first-year design students in the areas of "Graphic Design"

Keywords:

Design, introduction to professional activity, propedeutics.

REFERENCES

[1] Afanas'eva I.B., Knyazeva E.V. Organizaciya samostoyatel'noj raboty studentov //Sovremennoe mashinostroenie. Nauka i obrazovanie: materialy 4-j Mezhdunarodnoj nauchno-prakticheskoj konferencii / - SPb: SPbGPU, 2014.- S.20-29
[2] Vennindzher, M. [Wenninger, M]. Modeli mnogogrannikov: per. s angl. V. V. Firsova. / M. Vennindzher: pod red. i s poslesl. I. M. YAgloma, – M.: Mir, 1974. – 236 s
[3] 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.
[4] Golubeva, O. D. Osnovy kompozicii: Ucheb.posobie / O. D. Golubeva – M.: Izd. dom «Iskusstvo», 2004. – 2-e izd. – 120 s.

[5] Druzhkova, N. S. Pedagogicheskaya koncepciya i ee tradicii v sovremennom hudozhestvennom obrazovanii:avtoref. dis. … d-ra ped. nauk. / N. S. Druzhkova – M., 2008. – 58 s.
[6] Zemchenko, T. YU. Graficheskie transformacii v propedevtike dizajna (na primere frontal'nyh kompozicij): Metodicheskoe posobie / T. YU. Zemchenko. –SPb.: SPbGHPA im. A. L. SHtiglica, 1999. – 76 s.
[7] Zemchenko, T. Yu. Rel'efnye transformacii v propedevtike dizajna: Metodiche- skoe posobie / T. Yu. Zemchenko. – SPb.: SPbGHPA im. A. L. Shtiglica, 2009.– 82 s.
[8] Izyumova, M. V., Knyazeva, E. V. Propedevtika. Osnovy kompozicii: Ucheb.-metodich. posobie / M. V. Izyumova, E. V. Knyazeva. – SPb.: Nevskij institut upravleniya i dizajna, 2012. – 138 s.
[9] Itten, I. [Itten, I.] Iskusstvo cveta. / I. Itten: per. L. Monahovoj. – M.: D. Aronov, 2000. – 122 s.
[10] Itten, I. [Itten, I.] Iskusstvo formy. Moj forkurs v Bauhauze i drugih shkolah / I. Itten: per. L. Monahovoj. M.: D. Aronov, 2013. – 135 s.
[11] Kalmykova, N. V., Maksimova, I. A. Dizajn poverhnosti: kompoziciya, plastika, grafika, koloristika: Ucheb. posobie / N. V.Kalmykova, I.A. Maksimova. – M.: KDU, 2010. – 154 s.
[12] Knyazeva, E. V. Metodicheskie osnovy kompozicionno-hudozhestvennogo formo-obrazovaniya v propedevtike dizajna. Problemy kachestva graficheskoj podgotovki studentov v tekhnicheskom vuze: tradicii i innovacii // Materialy VI Mezhdunarodnoj Internet-konferencii KGP-2016 [EHlektronnyj resurs]. – Rezhim dostupa: URL: http://dgng.pstu.ru/conf 2016/.
[13] Melodinskij, D. L. Arhitekturnaya propedevtika: istoriya, teoriya, praktika / D. L. Melodinskij. – 2-e izd., pererab. i dop. – M.: Knizhnyj dom «Librokom», 2011. – 400 s.
[14] Ruzova, E. I. Osnovy kompozicii v dizajne sredy: prakticheskij kurs: Ucheb. posobie / E. I. Ruzova, S. I. Kurasov. – 2-e izd., dop. – M.: Izdatel'stvo V. SHevchuk, 2014. – 216 s.
[15] Stasyuk N. G., Kiseleva T. YU., Orlova I. G. Osnovy arhitekturnoj kompozicii: Ucheb. posobie / N. G.Stasyuk, T. YU. Kiseleva, I. G.Orlova. – M.: Arhitektura - S, 2004. – 96 s.
[16] Fedorovskij, L. N. Osnovy graficheskoj kompozicii: Ucheb. posobie / L. N. Fedorovskij. – M.: Izd-vo V. SHevchuk, 2015. – 156 s.

ISSN 2223-0807
Современное машиностроение: Наука и образование :
материалы 8-й Международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н.Евграфова и А.А. Поповича.- СПб.: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2019.

DOI 10.1872/MMF-2019-5
УДК 514.85

М.С. Кокорин[1], Т.А.Никитина[2]

РОЛЬ КУРСА ИНЖЕНЕРНОЙ ГЕОМЕТРИИ В ФОРМИРОВАНИИ ПРОФЕССИОНАЛЬНЫХ КОМПЕТЕНЦИЙ СТУДЕНТОВ ДИЗАЙНЕРОВ

[1]Михаил Станиславович Кокорин,
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812)552-7514, E-mail: korms63@mail.ru

[2]Татьяна Александровна Никитина,
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812)552-7514, E-mail: nik_tatiana@mail.ru

Аннотация

В работе рассмотрены вопросы использования некоторых разделов курса инженерной геометрии для формирования профессиональных компетенций студентов, обучающихся по направлению "Дизайн". На примере рассмотрения раздела "теория перспективных проекций" показано использование основных идей курса геометрического моделирования, таких как метод двух изображений, схема Гаука, некоторые проективные операции, характерные для линейных моделей.

Ключевые слова: инженерная геометрия, геометрическое моделирование, профессиональные компетенции, перспектива, схема Гаука.

Стремительное развитие новых технологий в сфере дизайна определяет все более высокие требования к профессиональной подготовке студентов-дизайнеров. Дизайнер — это носитель графической культуры. В

ходе его профессиональной деятельности от него требуется умение воплощать свои мысли и идеи в графические образы, эскизы, зарисовки, чертежи, схемы. Подача творческого материала — одна из наиболее актуальных составляющих работы дизайнера.

Теоретические основы графической культуры студентов направления подготовки «Дизайн» Санкт-Петербургского политехнического университета закладываются еще на первом курсе при изучении дисциплины «Инженерная геометрия». Как инженерно-графическая дисциплина она составляет фундамент подготовки дизайнеров, способствует развитию образного мышления и пространственного воображения, формирует базу для изучения специальных дисциплин [1].

Дисциплина "Инженерная геометрия" входит в блок математических дисциплин, поэтому перед ней стоит задача дать студентам не только способы построения геометрических объектов, характерные для "художественных" дисциплин, но и методы геометрического моделирования, характерные для теории изображений [2, 3], тем самым способствуя формированию профессиональных компетенций.

В настоящее время геометро-графическая подготовка большинства школьников недостаточна, что не способствует развитию у них пространственного мышления, воображения и способностей к творчеству. Это объясняется не только частым отсутствием в средней школе такого предмета как «Черчение», но и традиционными сложностями в изучении школьниками стереометрии.

По этой причине на кафедре «Инженерная графика и дизайн» уже несколько лет проводится входное тестирование знаний графической грамотности абитуриентов, поступающих на направление подготовки «Дизайн» [4, 5]. Для поступления на это направление не требуются результаты ЕГЭ по математике. Входной контроль позволяет выявить степень усвоения абитуриентами школьного материала и готовность к освоению новой образовательной программы, оценить остаточные знания для внесения соответствующих корректив в дальнейшее обучение.

Входной тест состоит их четырех заданий, в рамках программы средней школы на логику, сообразительность и элементы пространственного мышления (рис. 1). Предложенные задачи можно разделить на два раздела:

1. Определение кратчайшего пути по поверхности сферы, цилиндра, пирамиды, куба (без точных построений).

2. Построение сечения многогранника (куба) плоскостью, проходящей через точки на ребрах.

Результаты входного тестирования становятся увереннее с каждым годом, что говорит о возрастающей мотивации студентов к обучению и осознанном выборе дизайна как области профессиональной деятельности.

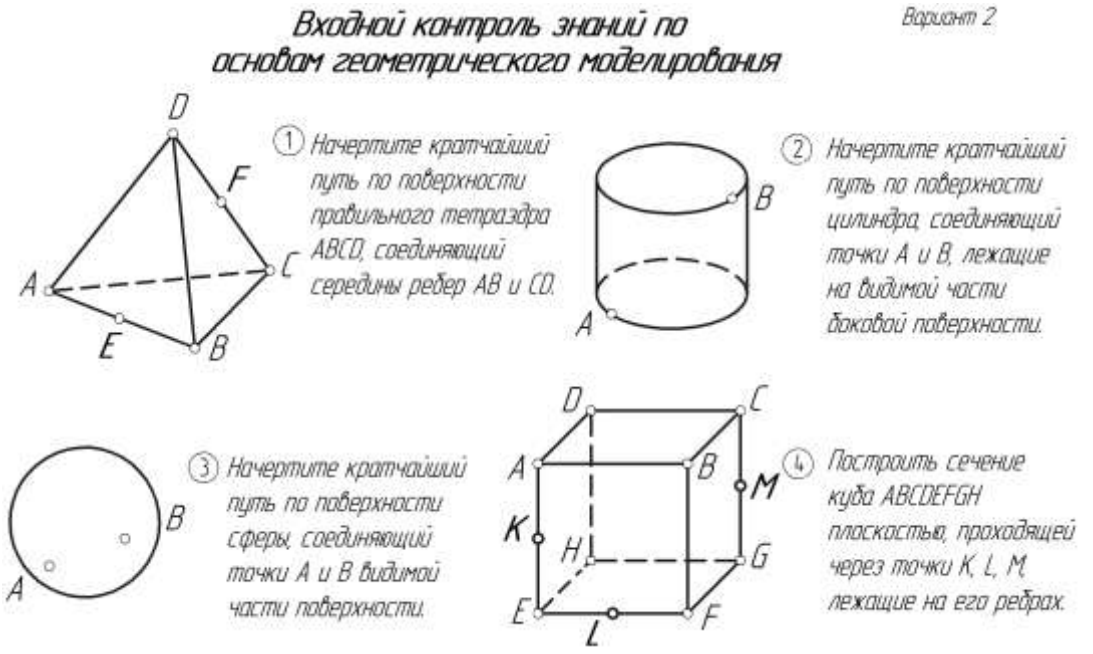


Рис. 1. Пример задания входного контроля

Теоретическая часть курса инженерной геометрии основана на работах Валькова К.И. [6] и созданной им научной школы в области геометрического моделирования.

Вопросы геометрического моделирования рассматриваются на частных вопросах теории изображения, и в этом плане курс инженерной геометрии близок к архитектурным специальностям [7]. Мы постоянно обращаем внимание студентов на том факте, что решение одних и тех же позиционных задач на всех видах изображений, полученных методом двух изображений, принципиально не отличается и выполняется по одним и тем же алгоритмам [8, 9, 10].

Особенности курса проиллюстрируем примером рассмотрения перспективы, как изображения, наиболее часто используемого дизайнерами в практической работе. К построению перспективного изображения можно подойти с двух точек зрения. С одной стороны, перспективное изображение можно рассматривать как одиночную центральную проекцию. Такое изображение не дает однозначного представления об изображаемом предмете и используется, как правило, в "художественных" дисциплинах. С другой стороны, перспективное изображение может быть рассмотрено как частный случай метода двух изображений. В этом случае перспективное изображение дает однозначное представление об объекте, и представляет интерес решение студентами двух взаимообратных задач: построение перспективного изображения на основе ортогональных проекций и решение задачи реконструкции

перспективы, т.е. определения формы и размеров объекта по перспективному изображению.

Построение перспективного изображения. Поставленные задачи решаем на основе использования схемы Гаука, рассматривающей общий алгоритм построения дополнительного изображения в избыточном поле. Определение элементов схемы Гаука для перспективы на вертикальной картинной плоскости рассмотрено нами ранее [11] и подробно представлено в специальной литературе [6]. В общем случае принципиально важными элементами схемы при заданных проекциях объекта в плоскостях π_1 и π_2 является установление проективности пучков $(U_1) - (U_2)$, $(V_1) - (V_3)$ и $(W_2) - (W_3)$. Элементы схемы Гаука для рассматриваемого объекта представлены на эпюре Монжа, где центр дополнительного проецирования (точка зрения) определяется проекциями V_1 и W_2. (рис. 2). Результат построения перспективы на вертикальной картине (плоскости π_3) представлен на рис. 3. На рис. 4 представлен результат работы геометрического алгоритма построения перспективного изображения на примере некоторого реального объекта, размеры которого получены путем обмера. Полученное изображение соответствует перспективе с повышенным горизонтом.

Решение обратной задачи — задачи реконструкции перспективы — требует знакомства с понятием коллинеарного соответствия плоских полей или коллинеации и определения геометрического алгоритма, реализующего эту операцию.

Коллинеарное соответствие плоских полей. Коллинеарным соответствием (коллинеацией) плоских полей называется взаимно однозначное соответствие двух полей, при котором коллинейным точкам (точкам, лежащим на одной прямой) одного поля всегда отвечают коллинейные точки другого поля [6].

Операция проецирования обеспечивает именно коллинеарное соответствие двух плоских полей. Наряду с коллинеацией произвольных плоских полей, заданных в пространстве, можно установить коллинеацию, переводящую точки плоского поля в точки того же самого плоского поля. Такое соответствие называется коллинеацией совмещенных плоских полей.

Известно, что коллинеарное соответствие совмещенных плоских полей однозначно определено, если указана модель любых четырех точек общего положения.

Рассмотрим определение соответственных элементов совмещенных плоских полей.

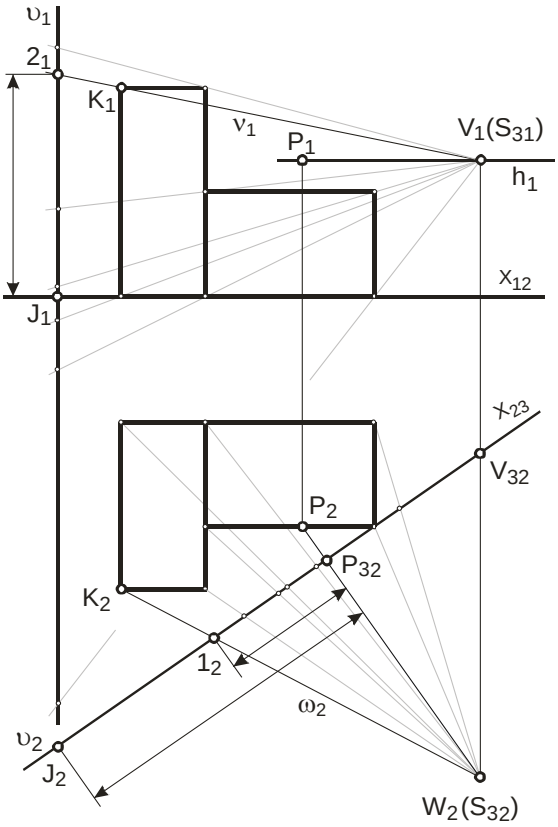


Рис. 2. Исходная геометрическая модель для построения перспективного изображения

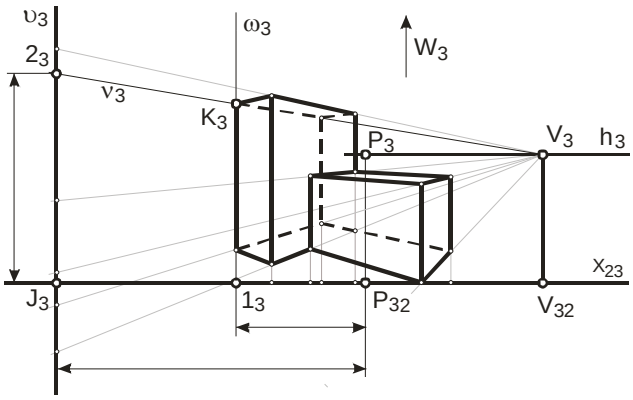


Рис. 3. Построение перспективного изображения как дополнительной центральной проекции

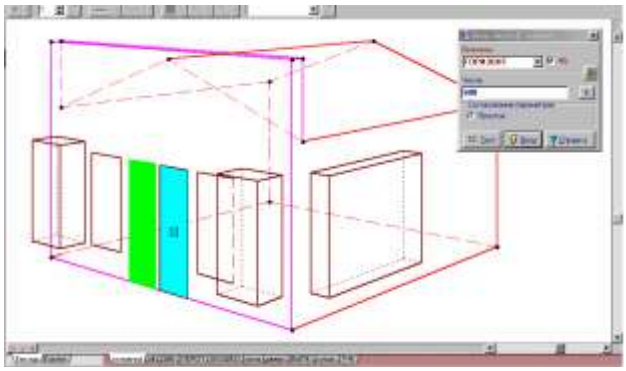


Рис. 4. Перспективное изображение реального объекта

Пусть коллинеация плоских полей α_1 и α_2 определена точками A_1, B_1, C_1, D_1 и A_2, B_2, C_2, D_2 (рис. 5). Требуется построить модель точки K_1, заданной в поле α_1, в поле α_2, т.е. точку K_2.

Так как точки пересечения соответственных лучей двух проективных пучков располагаются на кривой второго порядка, то это свойство может быть использовано для определения точки K_2.

Соответственные лучи двух проективных пучков (A_1) и (A_2) пересекаются по линии второго порядка f, определяемой точками A_1, N, L, A_2, M (рис. 5). Тогда луч m_1, определяемый точками A_1 и K_1, пересекает линию f в точке T. Соответственно луч m_2 определяется в поле α_2 точками A_2 и T. Таким образом, в плоских полях α_1 и α_2 имеем соответственные лучи m_1 и m_2.

Аналогично построим соответственные лучи n_1 и n_2 двух проективных пучков (B_1) и (B_2), соответственные лучи которых пересекаются по кривой второго порядка g, определяемой точками B_1, R, S, B_2, M. В результате построений точку K_2 определим как результат пересечения лучей m_2 и n_2.

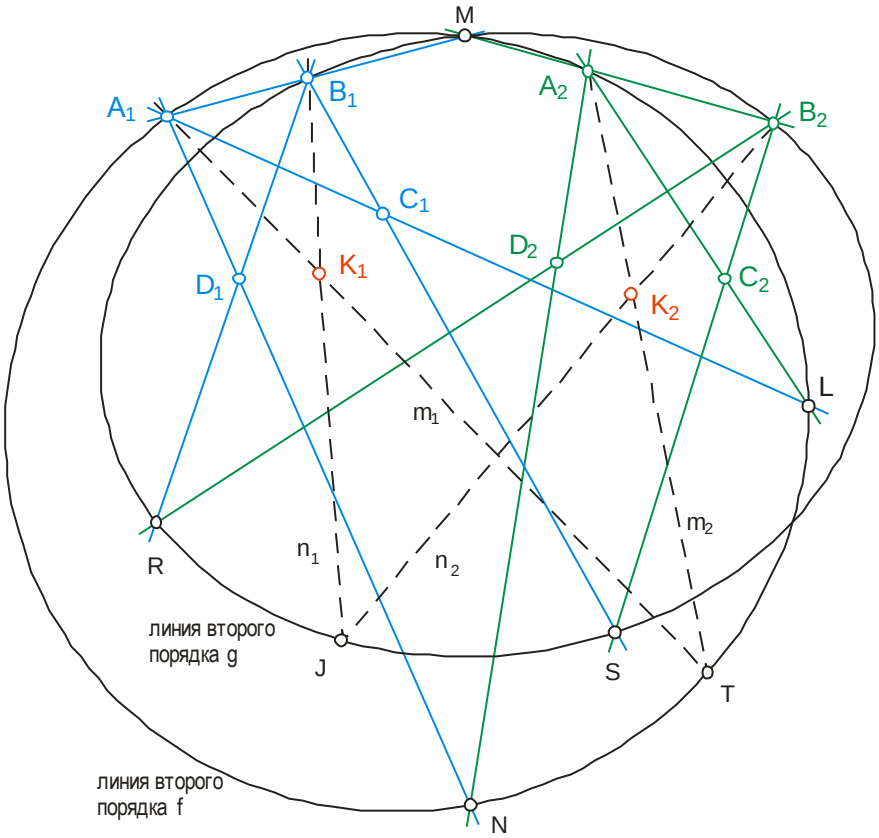


Рис. 5. Графическое построение коллинеации двух совмещенных плоских полей

Реконструкция перспективного изображения. Задача построения дополнительной ортогональной проекции по двум центральным является довольно распространенной задачей в измерительной съемке. Подобная задача встречается и в архитектуре. Построение ортогонального чертежа можно произвести с помощью пары фотоснимков исследуемого объекта. Очевидно, что два изображения этого объекта являются вполне однозначной его моделью.

Определение метрических характеристик получаемых ортогональных проекций предусматривает использование специального предмета, репера, форму и размеры которого определяют до съемки. Репер проектируется на фотоснимках π_1, π_2 совместно с объектом.

Рассмотрим алгоритм решения этой задачи на примере идеального объекта. Решение основано на использовании схемы Гаука. Мы имеем заданные центральные проекции в полях π_1 и π_2. Избыточной является проекция на плоскость π_3, параллельную передней грани, или проекция на плоскость π_4, перпендикулярную ей. Для начала рассмотрим случай, когда нам необходимо найти избыточную проекцию на плоскость π_3 (рис. 6). В нашем случае элементами полного репера мы выбрали три взаимно перпендикулярных ребра архитектурного фрагмента *CD*, *CB* и *CN*.

Соответствие между плоскостями проекций $\pi_1 - \pi_3$ или $\pi_2 - \pi_3$ определим при помощи коллинеарных соответствий плоских полей,

которые определяются четырьмя парами соответствующих точек A_1, B_1, C_1, D_1 и A_3, B_3, C_3, D_3 или A_2, B_2, C_2, D_2 и A_3, B_3, C_3, D_3.

Таким образом, коллинеарное соответствие между полями $\pi_1 - \pi_3$ определяется коллинеацией *ksi13*, а между полями π_2 - π_3 коллинеацией *ksi23*.

Затем, необходимо найти элементы схемы Гаука, то есть на полях π_1, π_2 и π_3 определить пары проективных пучков и каким-либо образом установить соответствие между их лучами. Напомним, что вершинами пучков являются точки (исключенные) пересечения линий центров с плоскостями проекций.

Итак, найдем вершины $V_1 \subset \pi_1$, $W_2 \subset \pi_2$ и V_3, $W_3 \subset \pi_3$. Вершины V_1 и W_2 являются точками схода лучей, располагающихся в плоскостях перпендикулярных плоскостям ($D_1C_1B_1$) и ($D_2C_2B_2$) соответственно.

Вершину пучка V_3 определим как точку, соответствующую точке V_1 в коллинеации *ksi13*. Вершину W_3 определим как точку, соответствующую точке W_2 в коллинеации *ksi23*.

Теперь, когда найдены элементы схемы Гаука, нетрудно определить ортогональную проекцию любой точки, принадлежащей передней грани идеального объекта.

Рассмотрим алгоритм нахождения ортогональной проекции на примере точки *K*. Для этого необходимо:

1) При помощи коллинеации *ksi13* найти точку, соответствующую точке K_1 в поле π3 – точку K_{13}.

2) Аналогично, при помощи коллинеации *ksi23* найти точку, соответствующую точке K_2 – точку K_{23}.

3) На пересечении лучей V_3K_{13} и W_3K_{23} и будет находиться искомая точка K_3.

Аналогичные построения используем для определения точек R_3, T_3, L_3.

В итоге, получаем фронтальную проекцию "идеального объекта".

Построение ортогональной проекции рассматриваемого объекта на вертикальную плоскость π_4 проведем аналогично построению, намеченному выше (рис. 7).

Коллинеарные соответствия между плоскостями $\pi_1 - \pi_4$ или $\pi_2 - \pi_4$ определяются точками B_1, C_1, N_1, M_1 и B_4, C_4, N_4, M_4 или B_2, C_2, N_2, M_2 и B_4, C_4, N_4, M_4, коллинеациями *ksi14* и *ksi24* соответственно. Вершина V_{1b} является точкой схода лучей R_1K_1 и T_1L_1, аналогично вершина W_{2b} является точкой схода лучей R_2K_2 и T_2L_2. Вершины пучков V_4 и W_4 определим как точки, соответствующие точкам V_{1b} и W_{2b} в коллинеациях *ksi14* и *ksi24*. Пользуясь алгоритмом нахождения точки K_3 представленным выше, находим точки, принадлежащие боковой грани "идеального объекта". В итоге, мы получили профильную проекцию объекта. При необходимости, зная две проекции, мы можем получить и горизонтальную проекцию.

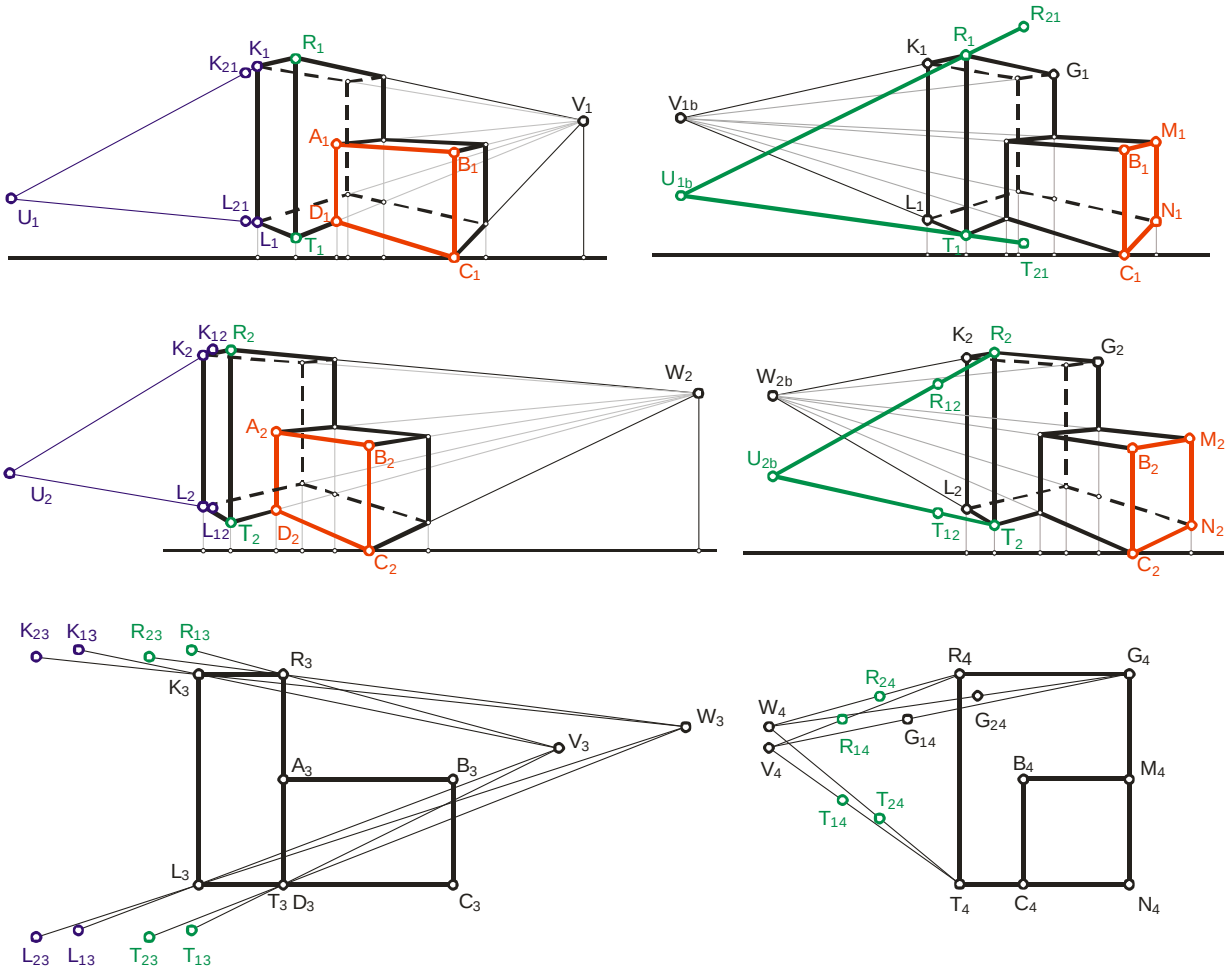


Рис. 6. Реконструкция перспективы. Фронтальная проекция.

Рис. 7. Реконструкция перспективы. Профильная проекция.

Необходимо отметить, что разработанные геометрические алгоритмы, используемые в курсе инженерной геометрии, реализованы с помощью системы геометрического моделирования "Симплекс", разработанной Волошиновым Д.В. [12]. Анализ полученных результатов показал, что при выборе геометрических параметров схемы построения перспективного изображения, близких к оптимальным, созданная модель адекватно реагирует на изменяемые параметры схемы, например, изменение положения точки зрения, изменение уровня горизонта.

В нашей работе мы остановились на описании геометрических моделей, рассматриваемых на практических занятиях. Успешному освоению курса и закреплению материала способствует выполнение курсовой работы "Геометрическое моделирование в теории изображений" [13] и поддержка курса средствами компьютерной графики [14]. Отметим также, что профессиональные компетенции, сформированные студентами в курсе бакалавриата, имеют свое развитие в рамках дисциплины

"Научные основы и практика проектирования" [15], изучаемого в магистратуре.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

[1] Маркова Т.В., Никитина Т.А. К вопросу формирования графической культуры студента технического Вуза // 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., – С. 48-62.

[2] Соболев Н.А. Общая теория изображений: Учеб. Пособие для вузов. – М.: Издательство «Архитектура – С», 2004. – 672 с., ил.

[3] Тарасов Б.Ф. Методы изображения в транспортном строительстве. – Учеб. Пособие для вузов. – Л.: Стройиздат. Ленингр. отд-ние, 1987. – 248 с., ил.

[4] 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.

[5] Никитина Т.А., Смирнова И.С. Особенности разработки контрольно-измерительных материалов по дисциплине "Инженерная графика" // Современное машиностроение. Наука и образование: материалы 4-й Международной научно-практической конференции. / Под. ред. А.Н. Евграфова и А.А. Поповича. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2014. 1445 с. – С. 92-100.

[6] Вальков К.И. Основы геометрического моделирования: Учебное пособие для студентов всех специальностей и слушателей ФПК/ЛИСИ. Л., 1987. 92 с.

[7] Бударин О.С. Начертательная геометрия. Краткий курс: Учебное пособие. 2-е изд., испр. – СПб.: Издательство «Лань», 2009. – 368 с. ил.

[8] Иванова Н.С. Начертательная геометрия и инженерная графика. Краткий курс лекций по начертательной геометрии: учебное пособие / Н.С. Иванова, М.С. Кокорин, Г.А. Красильникова. – СПб. : Изд-во Политехн. ун-та, 2016. – 88 с.

[9] Кокорин М.С., Комаров Б.А. Семиотические механизмы геометрического моделирования в современном школьном курсе физики [Электронный ресурс] // Современные проблемы науки и образования. – 2018. – №1; Режим доступа: http://www.science-education.ru/article/view?id=27434 (дата обращения: 26.02.2019)

[10] Волошинов Д.В., Кокорин М.С. Использование метода дополнительного ортогонального проецирования в практике

преподавания курса геометрического моделирования // Современное машиностроение. Наука и образование: сборник научных трудов по материалам 3-й Международной научно-практической конференции. СПбГПУ. – СПб: Изд-во Политехн. ун-та, 2013. 1205 с. С. 76-84.
[11] Афанасьева И.Б., Кокорин М.С. Перспективные проекции как иллюстрация схемы Гаука, используемая в курсе геометрического моделирования // 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. 1445 с. – С. 33-42.
[12] Волошинов Д.В. Конструктивное геометрическое моделирование. Теория, практика, автоматизация. Saarbrucken: Lambert Academic Publishing, 2010. – 355 с.
[13] Кокорин, Михаил Станиславович. Инженерная геометрия [Электронный ресурс]: методическое пособие / М. С. Кокорин, Т. А. Никитина; Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого. – Электрон. текстовые дан. – Санкт-Петербург, 2019.
[14] 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/
[15] Волошинов Д.В. Научные основы и практика проектирования. Теория и методы геометрического моделирования: учеб. пособие / Д.В.Волошинов. – СПб. : Изд-во Политехн. ун-та, 2008. – 184 с.

M.S.Kokorin[1], T.A.Nikitina[1]

ROLE OF THE COURSE OF ENGINEERING GEOMETRY IN THE FORMATION OF PROFESSIONAL COMPETENCES OF DESIGNER STUDENTS

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

Abstract

The paper deals with the use of some sections of the engineering geometry course for the formation of professional competencies of students enrolled in the field of "Design". On the example of consideration of the section "theory of perspective projections", the use of the basic ideas of the course of geometric modeling, such as the two-image method, the Hauck scheme, and some projective operations characteristic of linear models is shown.

Key words: engineering geometry, geometric modeling, professional competence, perspective, Hauck scheme.

REFERENCES

[1] Markova T.V., Nikitina T.A. On the question of graphical culture formation of a technical university student. // Modern engineering: Science and education: materials of the 7th International Scientific and Practical Conference. / Ed. A.N. Evgrafov and A.A. Popovich. – SPb .: Polytechnic Publishing House. University, 2018. - 818 p., – p. 48-62. (rus.)
[2] Sobolev N.A. The general theory of images: Textbook. Allowance for universities. – M .: Publishing house "Architecture – C", 2004. – 672 p. (rus.)
[3] Tarasov B.F. Image methods in transport construction. – Training. Allowance for universities. – L .: Stroyizdat. Leningrad Separation, 1987. – 248 p. (rus.)
[4] Nikitina T.A. Engineering graphics. Control and measuring materials: studies. manual / TA Nikitina, I.S. Smirnova. – SPb .: Polytechnic Publishing House. University, 2016. – 94 p. (rus.)
[5] Nikitina T.A., Smirnova I.S. Special details of progress check developing for technical drawing // Modern engineering. Science and education. Proceedings of the 4th International Scientific and Practical Conference. / Under. ed. A.N. Evgrafov and A.A. Popovich. - SPb .: Polytechnic Publishing House. University, 2014. 1445 p. – pp. 92-100. (rus.)
[6] Valkov K.I. Fundamentals of geometric modeling: A manual for students of all specialties and students of FPK / LISI. L., 1987. 92 p. (rus.)
[7] Budarin O.S. Descriptive geometry. Short course: Tutorial. 2nd ed., Corr. – SPb .: Lan publishing house, 2009. – 368 p. (rus.)
[8] Ivanova N.S. Descriptive geometry and engineering graphics. A short course of lectures on descriptive geometry: a textbook / N.S. Ivanova, M.S. Kokorin, G.A. Krasilnikova. – SPb. : Publishing House Polytechnic. University, 2016. – 88 p. (rus.)
[9] Kokorin M.S., Komarov B.A. Semiotic mechanisms of geometric modeling in the modern school course of physics [Electronic resource] // Modern problems of science and education. – 2018. – №1; Access mode: http://www.science-education.ru/article/view?id=27434 (appeal date: 02/26/2019) (rus.)
[10] Voloshinov D.V., Kokorin M.S. Use of additional orthogonal projection in the teaching practice of geometric modeling course // Modern engineering. Science and education: a collection of scientific papers based on the materials of the 3rd International Scientific Practical Conference. SPbGPU.

– SPb: Polytechnic Publishing House. University, 2013. 1205 p. P. 76-84. (rus.)
[11] Afanasieva I.B., Kokorin M.S. Perspective projections as an illustration of the Hauck scheme used in the course of geometric modeling // Modern engineering: Science and education: materials of the 5th International Scientific and Practical Conference. / Under. ed. A.N. Evgrafov and A.A. Popovich. – SPb .: Polytechnic Publishing House. University, 2016. 1445 p. – p. 33-42 (rus.)
[12] Voloshinov D.V. Constructive geometric modeling. Theory, practice, automation. Saarbrucken: Lambert Academic Publishing, 2010. – 355 c. (rus.)
[13] Kokorin, Mikhail Stanislavovich. Engineering geometry [Electronic resource]: a methodological guide / M.S. Kokorin, T.A. Nikitina; St. Petersburg Polytechnic University of Peter the Great. – Electron. text given. – St. Petersburg, 2019. (rus.)
[14] Abrosimov S.N., Tikhonov-Bugrov D.E. 3D printing as an integral part of the educational process in geometric-graphic disciplines http://dgng.pstu.ru/conf2017/papers/73/ (rus.)
[15] Voloshinov D.V. Scientific basis and design practice. Theory and methods of geometric modeling: studies. manual / D.V. Voloshinov. – SPb. : Publishing House Polytechnic. University, 2008. – 184 p. (rus.)

ISSN 2223-0807
Современное машиностроение: Наука и образование :
материалы 8-й Международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н.Евграфова и А.А. Поповича.- СПб.: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2019.

DOI 10.1872/MMF-2019-6
УДК 378.1

Г. А. Кондратьева[1], Н.И.Наумкин[2]

ДЕЛОВАЯ ИГРА, КАК МЕТОД ПОДГОТОВКИ СТУДЕНТОВ ИНЖЕНЕРНЫХ НАПРАВЛЕНИЙ К ИННОВАЦИОННОЙ ДЕЯТЕЛЬНОСТИ

[1]Галина Александровна Кондратьева,
ФГБОУ ВО «МГУ им. Н.П. Огарёва»
Россия, Саранск
Тел.: +7(927)178-26-29, E-mail: mapp-electric@mail.ru

[2]Николай Иванович Наумкин
ФГБОУ ВО «МГУ им. Н.П. Огарёва»
Россия, Саранск
Тел.: +7(909)325-78-32, E-mail: naumn@ya.ru

Аннотация

В статье рассматривается активный метод обучения студентов инженерных направлений инновационной инженерной деятельности, на основе деловой игры «Проектно-конструкторское бюро».

Ключевые слова: активное обучение, инновационная инженерная деятельность, формирование компетентности в инновационной инженерной деятельности, деловая игра.

Использование активного обучения, в настоящее время, является одним из основных направлений реализации стратегии модернизации образования в вузах [14, 15]. Деловая инновационная игра «Проектно-конструкторское бюро» (далее «ПКБ»), разработанная в МГУ им. Н. П. Огарева на кафедре основ конструирования механизмов и машин, является увлекательной симуляцией, моделирующей работу проектно-конструкторской компании, позволяя воссоздать не только предметное, но и социальное содержание проектной инженерной деятельности, при

этом акцент делается на творческий профессиональный подход к обучению – играя, мы делаем дело [2, 4, 10].

Такой подход посилен даже студентам, находящемся на низком уровне обучения и более того, в процессе обучения такие обучающиеся могут стать первыми в игре, так как обладают такими характерными чертами как: находчивость и сообразительность, которые иногда оказываются гораздо важнее, чем знание самого предмета [5].

При помощи знаковых средств языка, речи и др., имитируется поведение участников игры по определенным правилам, которые в процессе деятельности отражают условия и динамику реальной производственной обстановки. Каждый из участников игры выполняет действия, предусмотренные его ролью.

Основные *функции предлагаемой* деловой игры это: 1) мотивационно-побудительная; 2) информационно – обучающая; 3) организационно – управленческая; 4) развивающее – воспитательная; 5) коммуникативная; 6) рефлексивно – оценочная; 7) психотерапевтическая. Они тесно взаимосвязаны и находятся в плотном взаимодействии с функциями педагога в процессе руководства игрой.

Целями игры являются: 1) активизация, систематизация, углубление и закрепление теоретических знаний; 2) формирование межпредметных связей в профессиональной деятельности; 3) обучение анализу и синтезу технических объектов; 4) обучение работать в команде; 5) овладение методами создания новых объектов в виде товарной продукции нематериального инновационного продукта (научно-техническая и технологическая документация, патент и др.); 6) научить проектировать узлы и детали машин; 7) научить создавать новые объекты в виде материального инновационного продукта (изделие, узел) основываясь на высокотехнологичных (аддитивных) технологиях (3D-моделирование и сканирование, 3D – печать и тиражирование); 8) формирование компонентов компетентности в инновационной инженерной деятельности (КИИД).

Предлагаемая игра является модернизацией существующей «Конструкторское бюро» [6], за счет включения в ее состав трех новых должностей: генерального директора, маркетолога и экономиста. Дополнительно был включен, так же этап практического обучения с получением материального инновационного продукта используя аддитивные технологии. Весь игровой этап проводится на протяжении всего курса обучения дисциплине «Прикладная механика» с модулем инновационной подготовки параллельно другим формам занятий и разделена на этапы. Каждый этап соответствуют содержанию лекционных занятий, и поставленным требованиям.

В рамках деловой игры, моделирование условий реальной ИИД позволяют студентам, распределив роли, приобрести опыт в решении профессиональных задач. Взять на себя ответственность для прохождения этапов всего инновационного цикла. Деловая игра осуществляется в три этапа: *организационный, основной и заключительный* этапы (табл. 1).

Таблица 1. БЛОК-СХЕМА ИГРЫ «Проектно-конструкторское бюро»

Этапы игры	Блок-сценарий	Блок-действий
I.. Организационный этап		
1.Организации-онный	Ролевое общение: 1.Генеральный директор; 2.Главный инженер; 3.Инженер-конструктор; 4.Инженер-изготовитель; 5.Метролог; 6.Маркетолог; 7.Экономист.	1.Создание группы; 2.Выбор лидера; 3.Изучение технического задания, выбор рода деятельности; 4.Распределение ролей, а так же их функций
2.Игровой	Выбор лидера, распределение ролей	Используя метод «Мозгового штурма» или тестов: «Стили руководства», «Групповые роли» выбрать лидера и распределить роли
3.Игровой	Выбор рода деятельности	Получив техническое задание от преподавателя, использовав метод «мозгового штурма», необходимо найти компромиссное решение, затем выбрать род деятельности, который бы удовлетворял склонности большинства членов коллектива..
4.Игровой	Разработка «фирменного» названия, как объекта интеллектуальной собственности.	На основе знаний о правах на средства индивидуализации, необходимо разработать, а так же «зарегистрировать» «фирменное» наименование своего объекта.

II. Основной этап. Проектирование и разработка результата интеллектуальной деятельности		
5.Игровой	Выделение проблемы	1. Провести анализ выбранного для усовершенствования технического объекта на основе знаний о технической системе и ее законах; 2.Теоретически смоделировать анализируемый объект технической системы; 3.Провести патентное исследование на предмет существующих разработок конкурентов в этой области.
6.Игровой	Формулирование задачи	На основе проблемной ситуации, сформулировать задачу.
7. Игровой	Синтез технического решения	Синтезировать техническое решение используя ТРИЗ и Ариз-85, а так же эвристические методы решения ИЗ.
8.Игровой	Анализ полученного технического решения	Анализировать полученное техническое решение согласно критериям: степени идеальности и предполагаемому эффекту.
9.Игровой	Выбор технического решения	По полученным результатам, сделать выбор решения тот, что может быть приемлемым для введения в хозяйственный оборот
11.Игровой	Выбор формы охраны выбранного технического решения	Оценить полученное техническое решение на предмет соответствия РИД, охраняемым в соответствии с законодательством (4 часть ГК РФ) (изобретение, полезная модель или промышленный образец).
12.Игровой	Патентные исследования. Создание нематериального инновационного продукта (НИП).	Используя базы данных ФИПС (сайте http.//www/1fips.ru.), необходимо провести патентные исследования на предмет соответствия критериям охраноспособности выбранного к патентованию технического решения. Оформить патент, сертификат и т.д – создание НИП..
13.Игровой	Проектирование	На основе знаний компьютерного

	изделия (3D-моделирование и 3D-сканирование)	проектирования в программе «Компас 3D», разработать цифровую модель выбранного изделия
14.Игровой	Изготовление прототипа (3D печать)	Используя аддитивные технологии, на 3D-принтере BFB 3000 PLUS, необходимо изготовить материальный инновационный продукт.
15.Игровой	Тиражирование материального инновационного продукта (МИП)	Вакуумное литье в силиконовые формы в «Центре проектирования и быстрого прототипирования «РАПИД-ПРО» ИМЭ МГУ им. Н.П. Огарева
16.Игровой	Разработка товарного знака или знака обслуживания	Разработать товарный знак или знак обслуживания на МИП на основе знаний в области: институт права на средства индивидуализации (IVчасть ГК РФ), международная классификация товаров и услуг, «Правила оформления заявительских материалов на выдачу свидетельства на товарный знак».
III. Заключительный этап		
17.Результативный	Защита проекта в виде презентации всей деятельности коллектива. Оценка деятельности игроков.	Защита проекта перед сокурсниками и преподавателем в виде презентации по всем этапам задания.

В период *организационного* этапа, под наблюдением педагога, студенты организовывают команды из 6-7 человек. Данные команды работают на протяжении всего курса изучения дисциплины «Прикладная механика» с модулем инновационной подготовки. По мере прохождения каждого этапа, проводится промежуточный контроль, а в конце ставится зачет.

В каждой команде, участники распределяют свои роли (должности): 1) генеральный директор -1 чел.; 2) главный инженер – 1 чел.; 3) инженер-конструктор, 4) инженер-изготовитель; 5) метролог -1 чел.; 6) маркетолог – 1 чел.; 7) экономист -1 чел.

На должность генерального директора группа выбирает лидера, человека со стратегическим мышлением, организаторскими и

управленческими способностями, который получает техническое задание от преподавателя. Выбранный лидер, в свою очередь, основываясь на свои личностные качества, а так же при помощи методов решения изобретательских задач («Мозговой штурм» и др.), проводит совещание со своей командой для распределения должностей, выбирая при этом род деятельности, а так же «фирменное наименование» вновь организуемого «ПКБ».

После того, как роли распределены, выбрано направление и наименование «ПКБ», для более организованной и продуктивной работы, участники определяют функции каждого с отведенной при этом ответственностью за работу и сроки ее выполнения.

Основным этапом деловой игры, является проектирование и разработка результата интеллектуальной деятельности (НИП и МИП). На данном этапе, в рамках учебного процесса и во время аудиторных занятий, участниками игры, на основе полученных знаний при изучении дисциплин, а так же используя методы ТРИЗ и АРИЗ, производится анализ существующего технического уровня, выявление и анализ проблем в выбранной сфере деятельности. Затем формулируется задача, далее проводится синтез технического решения с новым техническим результатом (пример: усовершенствовать какую-либо деталь или конструкцию; изменить форму или дизайн редуктора и др.). Разработав техническое решение, «ПКБ» оформляет документы для выдачи патента (НИП). Затем сотрудники «ПКБ» разрабатывают товарный знак или знак обслуживания на полученное изделие и оформляют заявительские материалы для регистрации изделия, а так же выдачу свидетельства на товарный знак (НИП).

Важным этапом в практических занятиях для полного цикла инновационной деятельности и формирования специфических компонентов КИИД, является получение МИП при помощи аддитивных технологий [1, 3, 7, 8, 11, 13]. В соответствии с полученным техническим заданием, каждому «ПКБ», на начальном этапе, преподаватель ставил задачу по самостоятельной разработке 3D модели и ее распечатке на 3D принтере. Полученную деталь необходимо продемонстрировать при защите проекта.

Реализация данного этапа проходит в Центре проектирования и быстрого прототипировани «Рапид-Про» на базе МГУ им. Н.П. Огарева. Используя электронные ресурсы сети Интернет, оборудование Центра и программные графические редакторы, участники игры, овладевают знаниями 3D-технологий, проектируют изделия (3D – модель), получают его прототип (3D печать) на 3D принтере с последующим изготовлением МИП (вакуумное литье в силиконовые формы).

Участие в такой игре, обеспечивает у студентов эффективное формирование: умения компьютерного проектирования изделий, умения получить готовый инновационный продукт на основе аддитивных технологий, формируя, тем самым мотивацию к ИИД [8, 9, 11, 12].

Заключительный этап игры проходит в виде защиты проекта. Все созданные «ПКБ» готовят презентации. Каждому участнику бюро предоставляется слово в соответствии с занимаемой должностью. Все присутствующие на защите проектов могут задать интересующие их вопросы.

Во время проведения игры «ПКБ» действует накопительная система баллов. При этом, каждый член команды несет ответственность как за свою работу, так и за команду.

Текущий контроль успеваемости, промежуточной аттестации, проводится по 4-х бальной оценочной шкале (отсутствие усвоения, неполное усвоение, хорошее усвоение и отличное усвоение).

Таким образом, при изучении дисциплины «Прикладная механика» с модулем инновационной подготовки, в форме активного метода обучения деловой инновационной игры «Проектно-конструкторское бюро», построенной на комплексном обучении ИИД, моделируются все этапы инновационного цикла с получением НИП и МИП, обеспечивается эффективное формирование компонентов КИИД [1, 4, 8, 9, 11, 12].

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

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

[1] Кондратьева Г.А. Особенности проектирования педагогической технологии обучения студентов практической инновационной деятельности на основе включения в дисциплины учебного модуля // 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. 107-114.

[2] Кондратьева, Г.А. Современные методы обучения как одно из средств повышения эффективности учебного процесса в вузе [Электронный ресурс] / Г.А. Кондратьева, В.М. Климкина // Огарев-online. – 2016. – №10 (75). С. 8

[3] Кондратьева Г.А. Особенности проектирования содержания встраиваемого гибкого учебного модуля практической подготовки

студентов технических вузов к инновационной инженерной деятельности // Вопросы современной науки и практики. Университет им. В.И. Вернадского – 2018. – № 3 (69). -С. 139-146.
[4] Кондратьева Г.А. Подготовка студентов к инновационной инженерной деятельности на основе вовлечения их во все этапы инновационного цикла при обучении аддитивным технологиям / Г.А. Кондратьева, Д.В. Пивкин // В сборнике: Образовательная деятельность вуза в современных условиях. Материалы международной научно-методической конференции. ФГБОУ ВО Костромская государственная сельскохозяйственная академия. - 2016. - С. 27-35.
[5] Кондратьева Г.А. Решение задачи выявление уровня информированности в области инновационной деятельности у студентов технических вузов / Г.А, Кондратьева, Н.И. Наумкин.
[6] Ломаткин А.Н. Деловая игра «Конструкторское бюро» // Энергоэффективные и ресурсосберегающие технологии и системы: Сборник научых трудов международной конференции / редкол.: Сенин П.В. [и др.] – Саранск: Изд-во Мордов. ун-та, 2016. – С. 533-536.
[7] Наумкин Н.И. Многоуровневая подготовка студентов технических вузов к инновационной инженерной деятельности с использованием технологий быстрого прототипирования / Н.И. Наумкин, Е.А. Кильмяшкин, А.С. Князьков / Вопросы современной науки и практики. Университет им. В.И. Вернадского – 2018. – № 4 (70). - С. 128-137.
[8] Наумкин Н.И. Обучение студентов вузов технологиям быстрого прототипирования как завершающий этап их подготовки к инновационной деятельности / Н.И. Наумкин, Г.А. Кондратьева, Е.П. Грошева, В.Ф. Купряшкин // Интеграция образования. 2018. Т. 22, № 3. С. 519–534.
[9] 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.
[10] Наумкин Н.И. Педагогика и психология: актуальные проблемы и перспективы исследований на современном этапе: моногр. / Н.И. Наумкин, Г.А. Кондратьева, Н.П. Пяткин и [и др.]; под ред. Ю.Д. Овчинникова, Р.К. Серёжниковой. – Самара: ООО «Офорт», 2016. – 196 С.

[11] 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.
[12] Особенности проектирования методики формирования инновационной компетентности на основе использования встраиваемого модуля Наумкин Н.И., Грошева Е.П., Кондратьева Г.А., Панюшкина Е.Н., Купряшкин В.Ф. Интеграция образования. 2016. Т. 20. № 4 (85). С. 493-506.
[13] Особенности формирования проектных компетенций у студентов технических вузов при обучении их цифровому производству / Кильмяшкин Е. А. [и др.] // Современные проблемы теории машин. 2015. №3. С. 75-78.
[14] Программа развития государственного образовательного учреждения высшего профессионального образования «Мордовский государственный университет имени Н.П. Огарева» на 2010 – 2019 годы.
[15] Федеральный закон "О науке и государственной научно-технической политике" (с изменениями на 23 мая 2016 года) (редакция, действующая с 1 января 2017 года)

G.A. Kondratyeva , N.I.Naumkin

BUSINESS GAME, AS A METHOD OF PREPARING ENGINEERING STUDENTS FOR INNOVATION

N. P. Ogaryov National Research Mordovia State University, Russia.

Abstract

The article discusses the active method of teaching engineering students based on the business innovation game “Design Bureau”.

Key words: active learning, innovative engineering activities, the formation of competence in innovation engineering activities, business game

REFERENCES

[1] Kondratyeva G.A. Features of the design of educational technology teaching students practical innovation based on the inclusion in the discipline of the training module // Modern engineering: Science and

education: materials of the 5th International Scientific and Practical Conference / Ed. A.N. Evgrafova and A.A. Popovich. - SPb .: Polytechnic Publishing House. University, 2016. - P. 107-114.
[2] Kondratyeva, G.A. Sovremennyye metody obucheniya kak odno iz sredstv povysheniya effektivnosti uchebnogo protsessa v vuze [Elektronnyy resurs] / G.A. Kondratyeva, V.M. Klimkina // Ogarev-online. – 2016. – №10 (75). C. 8
[3] Kondratyeva G.A. Features of designing the content of an embedded flexible educational module for practical training of students of technical universities for innovative engineering activity // Questions of modern science and practice. University. IN AND. Vernadsky - 2018. - № 3 (69). - WITH. 139-146.
[4] Kondratyeva G.A. Podgotovka studentov k innovatsionnoy inzhenernoy deyatel'nosti na osnove vovlecheniya ikh vo vse etapy innovatsionnogo tsikla pri obuchenii additivnym tekhnologiyam / G.A. Kondratyeva, D.V. Pivkin // V sbornike: Obrazovatelnaya deyatelnost vuza v sovremennykh usloviyakh. Materialy mezhdunarodnoy nauchno-metodicheskoy konferentsii. FGBOU VO Kostromskaya gosudarstvennaya selskokhozyaystvennaya akademiya. - 2016. - C. 27-35.
[5] Kondratyeva G.A. Resheniye zadachi vyyavleniye urovnya informirovannosti v oblasti innovatsionnoy deyatel'nosti u studentov tekhnicheskikh vuzov / G.A, Kondratyeva, N.I. Naumkin.
[6] Lomatkin A.N. Business game "Design Bureau" // Energy-efficient and resource-saving technologies and systems: Collection of scientific papers of the international conference / editor .: Senin PV [et al.] - Saransk: Mordov Publishing House. University, 2016. - p. 533-536.
[7] Naumkin N.I. Multi-level preparation of students of technical universities for innovative engineering activities using rapid prototyping technologies / N.I. Naumkin, E.A. Kilmyashkin, A.S. Knyazkov / Questions of modern science and practice. University. IN AND. Vernadsky - 2018. - № 4 (70). - p. 128-137.
[8] Naumkin N.I. Teaching university students the technology of rapid prototyping as the final stage of their preparation for innovation / N.I. Naumkin, G.A. Kondratieva, E.P. Grosheva, V.F. Kupryashkin // Integration of education. 2018. Vol. 22, No. 3. P. 519–534.
[9] Naumkin N.I. Organization of training for innovative activities of engineering students and areas of training based on modular technology: monograph / N.I. Naumkin, G.A. Kondratieff; Mordovia State., Un-t. - Saransk, 2017. - 93 p. - Dep. IN VINITI August 25, 2017, No. 94-in 2017.
[10] Naumkin N.I. Pedagogika i psikhologiya: aktual'nyye problemy i perspektivy issledovaniy na sovremennom etape: monogr. / N.I. Naumkin,

G.A. Kondrat'yeva, N.P. Pyatkin i [i dr.]; pod red. YU.D. Ovchinnikova, R.K. Serozhnikovoy. – Samara: OOO «Ofort», 2016. – C. 196.
[11] Naumkin N.I. Designing the substantive component of the embedded module of practical training of students for innovative activity / Naumkin N.I., Kondratieva G.A., Kotin A.V., Kilmyashkin E.A. // Proceedings of the Voronezh Polytechnic University №4 (277). - 2017. - pp. 68-71.
[12] Features of designing a methodology for the formation of innovative competence based on the use of an embedded module Naumkin N.I., Grosheva E.P., Kondratieva G.A., Panyushkina E.N., Kupryashkin V.F. Integration of education. 2016. Vol. 20. No. 4 (85). Pp. 493-506.
[13] Features of the formation of project competencies of students of technical universities in teaching them digital production / Kilmyashkin Ye. A. [and others] // Modern problems of the theory of machines. 2015. №3. Pp. 75-78.
[14] Programma razvitiya gosudarstvennogo obrazovatel'nogo uchrezhdeniya vysshego professional'nogo obrazovaniya «Mordovskiy gosudarstvennyy universitet imeni N.P. Ogareva» na 2010 – 2019 g.
[15] Federal'nyy zakon "O nauke i gosudarstvennoy nauchno-tekhnicheskoy politike" (s izmeneniyami na 23 maya 2016 goda) (redaktsiya, deystvuyushchaya s 1 yanvarya 2017 g.)

ISSN 2223-0807
Современное машиностроение: Наука и образование :
материалы 8-й Международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н.Евграфова и А.А. Поповича.- СПб.: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2019.

DOI 10.1872/MMF-2019-7
УДК 004.912, 378.147.88

Б.П. Тимофеев

ОБЩЕИНЖЕНЕРНЫЕ ДИСЦИПЛИНЫ В МАШИНОСТРОИТЕЛЬНЫХ ВУЗАХ

Борис Павлович Тимофеев,
Университет ИТМО
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (964)333-3070, E-mail: timofeev@mail.ifmo.ru.

Аннотация

Рассмотрено сегодняшнее состояние преподавания общеинженерных дисциплин в ВУЗах машиностроительного профиля. Главный недостаток – последовательное сокращение аудиторных часов в указанных дисциплин. Отмечены также недочеты в преподавании естественно-научных дисциплин, не дающих необходимых сведений для преподавания общеинженерных. Предлагаемые меры – коренная переработка классических, но устаревших курсов в части геометрии, аксиоматики используемых материалов. Изложить в отведенное время содержание классических курсов с учётом существующего параллелизма невозможно. Необходима новая стратегия и тактика преподавания, при изложении краткого содержания прикладного характера

Ключевые слова: аналитичность человеческого мышления, препарирование, общеинженерные дисциплины, образовательные стандарты, расчёты и конструирование.

Введение

Человек создан Богом, произошел в результате эволюции, т.е. случайного процесса многочисленных мутаций от обезьяны (по другим мнениям от поросёнка). Здесь огромное число вариантов, адепты которых сходятся в одном: человек – существо сугубо аналитическое. Процесс познания вязан с органами чувств, с помощью которых мы узнаем лишь об отдельных свойствах объектов – вкусе, цвете, запахе и т.д. Интегральный же образ объекта познания складывается (или не складывается) в процессе

мышления. Отсюда все философские рассуждения о «вещи в себе», агностицизм и прочие теории, весьма далекие от прагматический по самой своей сути общеинженерных дисциплин. Однако магистральный путь науки до сих пор – разделение единого на части, различающиеся своей терминологией, методологией, аксиоматикой, и даже обозначениями одних и тех же величин. Здесь, повторим ещё раз, сказывается природа человеческого познания, её методология. Не будем обсуждать насколько это обстоятельство влияет на развитие отдельных отраслей, скажем только об огромном и несомненным вреде такого разделения [1-4]. Например, в медицине это привело к появлению огромного числа медикаментозных болезней. Приведу лишь один пример, регулярный приём кордарона, назначаемого кардиологами при аритмии сердца ведёт обычно к гипотиреозу (заболеванию щитовидной железы). В общем врачи-специалисты т.е. кардиологии, невропатологи, отоларингологи, и пр. лечат даже не орган, проявление, симптомы различных болезней. Собственно «человека» не лечит никто, о чём уже так много говорят и пишут. Впрочем, я наверное не прав – Гиппократ ставил этот вопрос совсем недавно [5].

Вернемся к вопросу преподавания общеинженерных дисциплин. При всей обширности изучаемых объектов, мы разделили дисциплины по различным признакам; например, признаем за одними объектами только инерциальные свойства за другими – только упругие. Выделяем в теормехе разделы статика, кинематика, динамика единственно из методологических сопряжений. Делим дисциплины, изучающие прочность, основываясь на геометрии объектов изучения, изотропности материала, способам и области предложения нагрузки. А сколько у нас различных подходов к вопросу о связях! При этом игнорируется вопрос о том, что конструктивно одинаковые связи могут в зависимости решаемой задачи считаться голономными и неголономными, удерживающими и не удерживающими, стационарными и нестационарный. Да и вообще в теории машин и механизмов эти связи оказываются кинематическими парами.

Конечно общеинженерные дисциплины все лишь разделы «Технической физики». Примером нетрадиционного подхода к теме может служить книга Л. Д. Ландау «Механика» [6], образец глубинны, краткости и точности изложения, однако далёкий от основ практических расчетов. Продолжая эти рассуждения мы приходим к выводу: тесная взаимосвязь общеинженерных дисциплин приводит к многократному изучению одних и тех же объектов, правда с различных позицией, при отчете тек или иных их свойств. Иначе говоря, решая ту или иную задачу, мы поставляем явление и модель, т.е. упрощаем явление настолько, что дальнейший алгоритм расчета уже понятен, а возможно уже существует. Мы должны всегда внушать студентам простую мысль: творческий, креативный характер инженерной профессии заключается прежде всего в выборе

модели явления наиболее подходящей к данной задаче. Модель, повторим, выбирается по задаче, разные модельный соответствуют разным задачам при рассмотрении одних и тех же явленный. Поэтому одна и та же связь может рассматриваться как стационарная и нестационарная в зависимости от поставленной задачи. В задаче об износе например, любая связь должна рассматриваться как нестационарная.

Итак обнаруживаем, что во многих общеинженерных дисциплинах рассматриваются одни и те же явления, имеются существенная повторяемость многих положение, то мешает целостному, интегральному восприятию техники, восприятию машины как некоего системного объекта.

Особо следует сказать о взаимном влиянии успехов в одной области науки на ряд других. Развитие материаловедения привело к тому, что что повсеместно изучаемое «сопротивление материалов» охватывает ныне вопросы напряжённо-деформируемого состояния очень ограниченного числа объектов (стержни – балки) и материалов. Расчет например плит и оболочек – область теории упругости, деталей из зернистых, волокнистых и прочих неоднородных материалов – механики разрушения. Правда, практикуются общие подходы к решению задач прочности, например, Теория катастроф, однако, далеко ещё до доступных студентам методов расчёта деталей и конструкций. В период обучения автора в Ленинградском Политехническом институте в 50-х годах прошлого века учебник «Детали машин» утверждал, что ременные передачи используются при мощностях до 10 квт и скоростях до 15 м/с, в современном учебнике («Детали машин», книга В.Н. Ражикова [7]) речь идёт о мощностях до 100 квт и скоростях до 100 м/с. И всё благодаря успехам материаловедения и успехам в конструировании шкивов, ремней и других деталей передач.

Особо следует сказать об успехах в управлении механическим движением. Многие утверждают, что можно на выходе двигателя получить любой вид движения (главным образом вращательное и поступательное), любой закон движения $x = x(t)$ или $\varphi = \varphi(t)$, и потому передаточные механизмы – атавизм, дань многотысячелетней традиции. Однако многократные рассмотрение частного феномена – редукторного и безредукторного привода приводит к выводу, что безедукторный часто нецелесообразен по габаритным и особенно экономическим причинам, а ведь наши задачи все техникоэкономические! Это приводит к применению в большинстве случаев редукторного привода, что по нашему мнению будет в течение ещё многих веков. Вот здесь уместно сказать о том, что что вопрос зубчатых передачах рассматривается в целом ряде общеинженерных дисциплин. Причем вопрос о геометрии зубьев колес наиболее подробно рассмотрен в ТММ. В курсе «Детали машин» рассмотрена геометрия, кинематика, и прочность в основном

эвольвентного зацепления, а также простого ряда и дифференциальных и многозвенных зубчатых механизмов. Вопросы, связанные с циклоидальным, цевочным зацеплением, равно как как и с коническими передачами (в том числе прецессирующими) и передачами на скрещивающихся осях в разного рода (гипоидных, спироидных, червячных) обычно освещаются в специальных курсах, типа «Теория зубчатого зацепления» Ф.Л. Литвина [8]. Это опять же говорит о параллельном освещении тех или иных свойства механизмов в разных научных и учебных дисциплинах.

Коснемся еще одной проблемы, одновременно затрагивающей науку, преподавание и сферу нашего национального самосознания. Это вопросы конструирования. Не секрет, что многие передовые идеи и даже гениальные открытия наших ученых были впервые воплощены конструктивно в машину, прибор, вообще изделие, экономически целесообразное к производству за рубежом. И причина этому – не отсутствие у нас талантливых конструкторов. Также, и даже генеральные конструкторы, были в изобилии. Причина (мы оставляем в сторонние причины нетехнического характера, хотя они во многих случаях оказывались решающими) в отсутствии должного внимания к конструированию в процессе обучения. Например, в курсе ТММ мы подробно разбираем анализ и синтез механизм 2 класса 2 порядка структурной классификации Л.В. Ассура [9]. Результат – большинство используемых механизмов именно таковы.

Чему учим, то и получаем. Нельзя не упоминать книгу П.М. Орлова «Основы конструирования» [10-16]. Автор статьи подробно знаком с двумя изданиями 1956 и 1977 года (трехтомник) [12-14]. Последнее издание вышло после смерти П.И. Орлова. Эти пособия поражают широтой охвата и глубиной проникновения в целый ряд проблем. Конечно, их недостаток – время не тонко прошло, но и изменилось. Изменился характер производства, особенно в части серийности, массовости. С другой стороны, сегодня зачастую требуется инженер-конструктор с хорошими уровнями знаний в области расчёта технологии и даже эксплуатация. В этом отношении книга П.И. Орлова бесценна. Ничего близкого по широте охвата темы за происшедшие годы не вышло. Примеры современных конструкций, например, промышленных роботов, выпущены СТАНКИНом, однако, пособие не структурировано, не сопровождаются расчетом и представляют безусловный интерес только для конструкторов именно роботов [17].

Опять-таки и в «Основах конструирования» масса расчётов деталей машин, и они сопровождаются многочисленными примерами конструктивного исполнения.

До сих пор мы сосредотачивали внимание на примерах параллельного освещения вопросов расчёта и конструирования деталей и узлов машин в различных учебных дисциплинах. Сейчас мы перейдём к вопросам, которые упущены в части детального рассмотрения или изложены пунктирно, без необходимой последовательности. К таким недостаткам образования относит в первую очередь отсутствие курса «Дифференциальная геометрия» («Теория поверхностей»), хотя ее понятиями мы вынуждены пользоваться и в курсе теормехе, ТММ, деталей машин и т.д. в теормехе – естественные координаты при задании движения и определении кинематических характеристик, вопросы связанные с кривизной кривой и поверхности. Не лишним был бы вопрос о геодезическом кручении. Впрочем все рассуждения в физике и философии о кривизне пространства (а, следовательно и о теории относительности) подвисают без понятий о кривизне поверхности, главных кривизнах и главных направлениях, квадратичных формах и т.д. эти же сведения необходимы в деталях машин при всех рассуждениях а взаимодействии поверхностей в кинематических парах, о зубчатых зацеплениях, о вопросах трибологии и триботехнике. Перечень можно продолжать.

Ещё один вопрос, широко распространено выражение: «Такие законы распределения, как нормальный, равновероятный, Вейбулла, экспоненциальный существуют в теории вероятности только для удобства математических выкладок дети распределение не наблюдаются ни в природе, ни в технике» [18].

Результат – имеется целый ряд изданий под заголовком типа «Теория вероятности и математическая статистика в инженерном деле». Именно пособия такого типа я бы рекомендовал для студентов машиностроительных специальностей. Кстати говоря, вероятностные подходы давно уже обязательные в метрологии, все шире используются при прочностных расчетах.

Суммируя все сказанное: отмечая некоторую нехватку сведений в естественно-научных областях, вернее необходимость изложения некоторых аспектов, в прикладном варианте, мы видим огромный параллелизм в изложении вопросов расчёта и конструирования узлов и деталей машиностроительных конструкций при современном построении преподавания общеинженерных дисциплин.

Перейдем к вопросу об образовании. Естественно, развитие науки и производства требует включения в образовательные программы новых дисциплин. При этом весьма неохотно удаляются те дисциплины, которые считаются устаревшими, либо ненужными. Не будем описывать естественное сопротивление преподавателей, всю жизнь читавших единственную дисциплину в устоявшемся классическом варианте. При этом доля дисциплин естественно-научного и экономическо-социального цикла давно установлена и не подлежит сокращению. Доля дисциплин

специальности, устаревающих при сегодняшним цикле развития в некоторых областях необычайно быстро, всё же довольно стабильна, ибо программы преподавания создавались ранее в основном специальными кафедрами (ныне, после ликвидации кафедр, комиссиями по направления и специальностям подготовки). Общеинженерные дисциплины остаются безхозными и их доля часов в образовательных программах неуклонно сокращается, что автора и наблюдает в различных ВУЗах в течение 59 лет, преподавая в разное время почти все упомянутые ранее дисциплины. Причем, объем популярных учебников не становится меньше. Например, уже упомянутый учебник «Детали машин» В.Н. Ражинкова [7]; учебник Н.В. Бутенин Н.В «Курс теоретической механики» [19]. будучи рецензентам первой из упомянутых книг я в официальное рецензии не писал, что в учебнике имеется что-либо лишнее. Так как же быть, если на изложении материала на любого из упомянутых учебников в программах многих специальностей предполагается 36 часов лекций? Как научить, например теормеху, если и другие учебники не меньше по объему, а программы ненамного больше упомянутых 36 лекционных часов? Вопрос сугубо риторический.

Кафедры общеинженерных дисциплин уже ликвидированы, часы отведенные на преподавание уже урезаны. Синтетические предметы типа «Прикладная механика» уже читаются, учебники под таким названием есть. Но как много «Но». Обычно в учебниках по прикладной механике приводятся разделы из Теормеха, что недопустимо, ибо и Теоретическая – вовсе не прикладная. Во вторых возникает путаница из-за различной аксиоматики разделов. А главное авторы как правило не видят глубинных связей отдельных разделов механики, что естественно, ибо даже если Ньютон говорю говорил, что неважно как происходит движение, важно зачем оно происходит. Т.е. выход может быть в том, чтобы отдельные разделы чистой науки кратко излагать в прикладном виде.

Теперь суть содержащихся предложений. первая цель работы – побудить к дискуссии в педагогической среде вузов, в частности на данной конференции.

Мои предположения: курс теормеха изъять совсем. Взамен раздел механика в физике сделать максимально математически строгим, изъяв доказательства очевидных выводов.

Взвести раздел «Прикладная теория поверхностей» в ТММ, который объединить с «Деталями машин».

Курс сопромата также убрать. Включить раздел прикладные теории прочности в «Деталями машин».

Курс «Теория вероятностей» в современном виде заменить разделом «Теория вероятности и математическая статистика» в метрологии либо в основах взаимозаменяемости.

Обязательно читать курс «Основы конструирования». Пишу об этом, понимая, что кто такой курс надо еще создать. Причем он может быть как курсом общего конструирования (детали и узлы типичные для большинства машин и приборы), так и курсом специального конструирования типа «Основы конструирования оптико-механических приборов». Организационные формы обсуждать рано, хотя речь идёт об изменении ГОСов и здесь не обойтись без вмешательства Министерства. Надеюсь, что в ходе обсуждения педагогической общественностью ВУЗов будут высказаны другие, возможно лучшие и более приемлемые предложения.

Конечно построение новых курсов – процесс сложный и мучительный. такие преобразования под силу только эрудированным в технической области специалистам.

Однако никакого другого выхода нет. Сейчас происходит: «Учили очень многому, не научили ничему».

Здесь не приведено ни слова о роли практики, о недостатках проведения виртуальных лабораторных работ, о значительно меньших знаниях студентов в бытовой технике, чем прежние годы. Новые обстоятельства побуждают к новой стратегии и тактике преподавания.

Заключение

В заключение хочется подчеркнуть, что автор не страдает манией величия, и никаких предложений в части содержания отдельных отраслей науки в работе нет, хотя идея межотраслевых связей несомненно присутствует.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

[1] Титов А.В., Вуколов А.Ю. Современный подход к документированию результатов работы в инженерном образовании // Современное машиностроение. Наука и образование. -СПб: Изд-во СПбПУ. 2018. – С. 63-76.

[2] Бойко Н.И., Шевченко Е.Б. Анализ технологий преподавания. методика внедрения новых технологий в процесс обучения студентов технических вузов // Современное машиностроение. Наука и образование. -СПб: Изд-во СПбПУ. 2016. – С. 54-63.

[3] Афанасьева И.Б., Матвеев И.А., Меркулова О.В. Педагогические условия для управления процессом обучения // Современное машиностроение. Наука и образование. -СПб: Изд-во СПбПУ. 2017. – С. 16-29.

[4] Кудрявцев В.Н., Варгасов Н.Р. Управление качеством образования в технических университетах // Современное машиностроение. Наука и образование. -СПб: Изд-во СПбПУ. 2017. – С. 30-40.
[5] Гиппократ (около 460-377 года до н.э.). Клятва Гиппократа / Афоризмы Цитаты Изречения Высказывания. [Электронный ресурс] - Режим доступа: http://moudrost.ru/avtor/hippocrates.html
[6] Ландау Л. Д., Лифшиц Е. М.. Теоретическая физика. В 10 томах. Том I. Механика. 4-е изд., испр. -М.: Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1988. - 216 с. ISBN 5-02-013850-9 (т. I).
[7] Детали машин: учебник/ Н.А. Бильдюк, С.И. Каратушин, Г.Д. Малышева и др.; под ред. В.Н. Ражикова. – СПб.: Политехника, 2015.- 695 с.; ил.
[8] Литвин Ф.Л. Теория зубчатых зацеплений. -М.: Наука. 1968. -584 с.
[9] Ассур Л.В. Исследование плоских стержневых механизмов с низшими парами с точки зрения их структуры и классификации. / Приложения: Н.Е. Жуковский и И.И. Артоболевский, 1954г.
[10] Орлов П.И. Основы конструирования: [в 2 кн.] / П. И. Орлов. – М. : Машиностроение, 1968-1972 .— (Библиотека конструктора). [Кн. 1]. – 1968. – 568 с.: ил. – Библиогр.: с. 560-563.
[11] Орлов П.И. Основы конструирования: [в 2 кн.] / П. И. Орлов. – М.: Машиностроение, 1968-1972. – (Библиотека конструктора). Кн. 2. – 1972. – 527 с.: ил. – Библиогр.: с. 519-521.
[12] Орлов П.И. Основы конструирования: справ.-метод. пособие: в 3 кн. / П. И. Орлов. – Изд. 2-е, перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1977. Кн. 1. – 1977. – 623 с.: ил. – Библиогр.: с. 618-620.
[13] Орлов П.И. Основы конструирования: справ.-метод. пособие: в 3 кн. / П. И. Орлов. – Изд. 2-е, перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1977. Кн. 2. – 1977. – 574 с.: ил. – Библиогр.: с. 568-569.
[14] Орлов П.И. Основы конструирования: справ.-метод. пособие: в 3 кн. / П. И. Орлов. – Изд. 2-е, перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1977. Кн. 3. – 1977. – 357 с.: ил. – Предм. указ.: с. 338-355.
[15] Орлов П.И. Основы конструирования: справочно-методическое пособие: в 2 кн. / П. И. Орлов; под ред. П. Н. Учаева. – 3-е изд., испр. – М.: Машиностроение, 1988. – ISBN 5-217-00221-2. Кн. 1. – 1988. – 559 с.: ил. – Библиогр.: с. 552-553. – Предм. указ.: с. 554-559.
[16] Орлов П.И. Основы конструирования: справочно-методическое пособие: в 2 кн. / П. И. Орлов ; под ред. П. Н. Учаева. – 3-е изд., испр. – М.: Машиностроение, 1988. – ISBN 5-217-00221-2. Кн. 2 . – 1988. – 543 с.: ил. – Библиогр.: с. 527. – Предм. указ.: с. 528-542. – ISBN 5-217-00223-9 ((Кн. 1)).
[17] НАУРР. Аналитическое исследование: Мировой рынок робототехники. - М.: Национальная ассоциация участников рынка робототехники (НАУРР), 2016. - 157 с. Библиограф. 460 наим.

[18] Прохоров С.А., Даниленко М.С. Применение закона распределения Вейбулла при моделирование псевдослучайных последовательностей // Новая наука: Стратегии и векторы развития. – 2015. – № 4. – С. 8-11.
[19] Бутенин Н.В. Курс теоретической механики. Статика и кинематика. Динамика: в 2 т. / Н. В. Бутенин, Я. Л. Лунц, Д. Р. Меркин. – Изд. 11-е изд., стер. – СПб. [и др.]: Лань, 2009. – 729 с.: ил. – (Учебники для вузов. Специальная литература). – Предм. указ.: с. 720-729. – ISBN 978-5-8114-0052-2.

B.P. Timofeev

GENERAL ENGINEERING DISCIPLINES IN ENGINEERING UNIVERSITIES

ITMO University, Saint Petersburg, Russia.

Abstract

The current state of teaching general engineering disciplines in universities of machine-building is considered. The main drawback is the consistent reduction of classroom hours in these disciplines. There were also noted shortcomings in the teaching of natural science disciplines that do not provide the necessary information for teaching general engineering. The proposed measures are the radical processing of classic, but outdated courses in terms of geometry, axiomatics of the materials used. It is impossible to state in the time allotted the contents of the classic courses taking into account the existing parallelism. A new strategy and teaching tactics are needed, with a brief summary of the applied nature.

Key words: analyticity of human thinking, preparation, general engineering disciplines, educational standards, calculations and design.

REFERENCES

[1] Titov A.V., Vukolov A.Yu. The modern approach to documenting the results of work in engineering education. Modern Engineering. Science and education. -SPb: Publishing house SPbPU. 2018. - p. 63-76.
[2] Boyko N.I., Shevchenko Ye.B. Analysis of teaching technology. method of introducing new technologies in the process of teaching students of technical universities // Modern engineering. Science and education. -SPb: Publishing house SPbPU. 2016. - p. 54-63.

[3] Afanasyev, IB, Matveev, IA, Merkulova, OV Pedagogical conditions for the management of the learning process // Modern engineering. Science and education. -SPb: Publishing house SPbPU. 2017. - p. 16-29.
[4] Kudryavtsev V.N., Vargasov N.R. Quality Management in Technical Universities // Modern Engineering. Science and education. -SPb: Publishing house SPbPU. 2017. - p. 30-40.
[5] Hippocrates (about 460-377 BC). The Hippocratic Oath / Aphorisms Quotes Sayings of Saying. [Electronic resource] - Access Mode: http://moudrost.ru/avtor/hippocrates.html
[6] Landau LD, Lifshits E. M .. Theoretical Physics. In 10 volumes. Volume I. Mechanics. 4th ed., Rev. -M .: Science. Ch. ed. Phys.-Mat. lit., 1988. - 216 p. ISBN 5-02-013850-9 (t. I).
[7] Machine parts: textbook / N.A. Bildyuk, S.I. Caratushin, GD Malysheva et al .; by ed. V.N. Razhikova. - SPb .: Polytechnic, 2015.- 695 p .; silt
[8] Lytvyn F.L. Theory of gearing. -M .: Science. 1968. -584 s.
[9] Assur L.V. The study of flat rod mechanisms with lower pairs in terms of their structure and classification. / Applications: N.E. Zhukovsky and I.I. Artobolevsky, 1954.
[10] Orlov P.I. Design Basics: [in 2 books] / P. I. Orlov. - M.: Mashinostroenie, 1968-1972 .— (Designer Library). [Prince one]. - 1968. - 568 pp., Ill. - Bibliogr .: p. 560-563.
[11] Orlov P.I. Design Basics: [in 2 books] / P. I. Orlov. - M .: Mashinostroenie, 1968-1972. - (Constructor library). Prince 2. - 1972. - 527 pp., Ill. - Bibliogr.: p. 519-521.
[12] Orlov P.I. Basics of construction: sprav.-method. allowance: 3 kN. / P. I. Orlov. - Ed. 2nd, pererabot. and add. - M .: Mashinostroenie, 1977. KN. 1. - 1977. - 623 pp., Ill. - Bibliogr .: p. 618-620.
[13] Orlov P.I. Basics of construction: sprav.-method. allowance: 3 kN. / P. I. Orlov. - Ed. 2nd, pererabot. and add. - M .: Mashinostroenie, 1977. KN. 2. - 1977. - 574 pp., Ill. - Bibliogr .: p. 568-569.
[14] Orlov P.I. Basics of construction: sprav.-method. allowance: 3 kN. / P. I. Orlov. - Ed. 2nd, pererabot. and add. - M .: Mashinostroenie, 1977. KN. 3. - 1977. - 357 pp., Ill. - Predm. decree: s. 338-355.
[15] Orlov P.I. Basics of construction: reference book: in 2 books. / P. I. Orlov; by ed. P.N. Uchaeva. - 3rd ed., Corr. - M .: Mashinostroenie, 1988. - ISBN 5-217-00221-2. Prince 1. - 1988. - 559 pp., Ill. - Bibliogr .: p. 552-553. - Predm. decree: s. 554-559.
[16] Orlov P.I. Basics of construction: reference book: in 2 books. / P. I. Orlov; by ed. P.N. Uchaeva. - 3rd ed., Corr. - M .: Mashinostroenie, 1988. - ISBN 5-217-00221-2. Prince 2 - 1988. - 543 pp., Ill. - Bibliogr .: p. 527. - Pred. decree: s. 528-542. - ISBN 5-217-00223-9 ((Book. 1)).

[17] NAURR Analytical research: World market of robotics. - M .: National Association of Robotics Market Participants (NAURR), 2016. - 157 p. Bibliographer. 460.
[18] Prokhorov S.A., Danilenko M.S. The use of the Weibull distribution law in the simulation of pseudo-random sequences // New Science: Strategies and Vectors of Development. - 2015. - № 4. - p. 8-11.
[19] Butenin N.V. The course of theoretical mechanics. Statics and kinematics. Dynamics: in 2 tons. / N.V. Butenin, Ya. L. Lunts, D. R. Merkin. - Ed. 11th ed., Sr. - SPb. [and others]: Lan, 2009. - 729 pp., ill. - (Textbooks for universities. Special literature). - Predm. decree: s. 720-729. - ISBN 978-5-8114-0052-2.

ISSN 2223-0807
Современное машиностроение: Наука и образование :
материалы 8-й Международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н.Евграфова и А.А. Поповича.- СПб.: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2019.

DOI 10.1872/MMF-2019-8
УДК 621.01

А. В. Титов[1], А. Ю. Вуколов[2], Г. А. Прокурат[3]

РАЗРАБОТКА КИНЕМАТИЧЕСКОЙ ЦЕПИ МЕХАНИЗМА ЗАКРУТКИ МОНОРЕГУЛЯТОРА АРС

[1]Александр Вячеславович Титов,
Московский государственный технический университет им. Н. Э. Баумана
Россия, Москва
E-mail: aserwqq@gmail.com

[2]Андрей Юрьевич Вуколов
Московский государственный технический университет им. Н.Э.Баумана
Россия, Москва
E-mail: andrei.vukolov@gmail.com

[3]Глеб Андреевич Прокурат, участник программы «Шаг в будущее» ИСОТ МГТУ им. Н. Э. Баумана
Московский государственный технический университет им. Н.Э.Баумана, Россия, Москва

Аннотация

На железных дорогах повсеместно вводится в применение новый вид бетонных шпал – с анкерным рельсовым скреплением (АРС). При множестве преимуществ по сравнению с другими видами скреплений, АРС имеет и существенные недостатки. В частности, при смене рельс на железнодорожном пути сборка и разборка креплений осуществляется вручную. В данной работе рассматривается возможность частичной автоматизации процесса и разрабатывается кинематическая цепь механизма для закрутки монорегулятора.

Ключевые слова: ТММ, механизм, железная дорога, анкерное рельсовое скрепление, АРС, монорегулятор, кулачковый механизм

Введение

Железнодорожные пути Российской Федерации имеют долгую историю. Пути, по которым ходят современные электровозные поезда, заметно отличаются от железной дороги для паровой и тепловозной тяги. С годами менялось полотно: грунтовые насыпи заменялись песчано-щебёночными, рельсы утолщались, деревянные шпалы уступали место бетонным. В свою очередь, бетонные шпалы и крепления совершенствуются по сей день[1]. Одним из путей их усовершенствования является оптимизация конструкций рельсового скрепления по различным критериям[2].

На сегодняшний день наиболее часто встречаются несколько видов рельсовых скреплений: винтовые КБ, ЖБР[3,4], анкерные рельсовые скрепления (АРС)[5]. Последние экономичнее в производстве и по количеству деталей, однако процесс сборки первых отчасти автоматизирован[6].

При замене рельсов на плети необходимо разбирать и собирать большое количество скреплений. Особенности конструкции АРС позволяют проделывать данные операции быстрее, чем на других конструкциях: для закрепления клеммы к рельсу требуется 3 раза повернуть монорегулятор гаечным ключом. В свою очередь, автоматизация сборки и разборки двух других достигается шуруповёртом ШВ2М[7].

Постановка задачи

В данной работе ставится задача разработки кинематической цепи механизма для проворота монорегулятора разные углы за 3 рабочих хода. Приближенно законы движения определялись на примере ручного инструмента – монтёрского гаечного ключа. Первый рабочий ход инструмента проворачивает монорегулятор на 90°, два последующих – на 60°. После каждого оборота ключ должен сниматься с лысок монорегулятора.

Такой вид движения возможно осуществить с помощью четырёхшарнирного механизма с неполной проворачиваемостью[8], на выходном звене которого располагается захват под монорегулятор. Входное звено при этом сообщается с кулачковым механизмом, задающим угловую протяженность рабочего хода. В качестве первого приближения рассматривается только движение входного звена четырёхшарнирного механизма как толкателя кулачкового. Особенности захвата монорегулятора [9,10] в данной работе не рассматриваются и являются основой для последующей проработки проблемы. В процессе проработки кинематической цепи сделаны следующие допущения:

- Положения начальной точки входного звена и конечной точки выходного звена считаются неизменными.
- Механизм считается плоским.
- Структура кинематической цепи считается неизменной до полного входа ключа в зацепление.

Кинематическая цепь

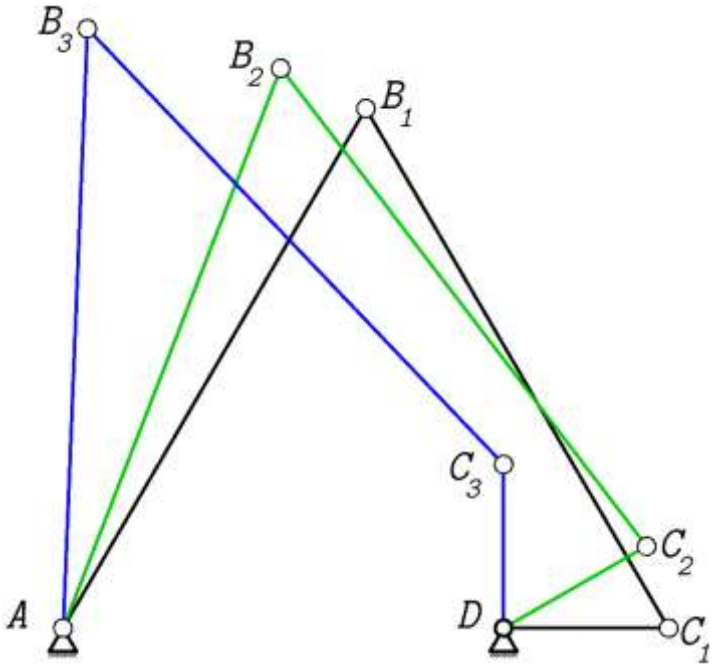


Рис.1. Кинематическая цепь в рабочих положениях

На рис. 1 изображён четырёхшарнирный механизм в положениях, соответствующих рабочим. Размеры звеньев заданы, исходя из следующих предположений: высота механизма должна быть около 1 м, а рычаг выходного звена – 0,3 м. Длина входного звена AB 1,1 м, BC – 1,1 м, выходного звена CD – 0,3 м.

Пусть начальное положение механизма AB_1C_1D, конечное – AB_3C_3D. После первого поворота механизм возвращается в положение AB_2C_2D. Максимальный вход входного звена при такой конфигурации равен 27°42'.

Синтез приводного механизма

В ходе разработки механизма для закрутки монорегулятора возникла необходимость обеспечить движение входного звена без полного проворота от привода вращения. Требуемый закон движения в этом случае может быть обеспечен кулачковым механизмом [11, 12].

Задача проектирования кулачкового механизма для обеспечения движения входного звена не имеет единого решения. Были заданы следующие исходные параметры:

- Расстояние от начала входного звена до точки закрепления толкателя – 50 мм
- Длина толкателя – 50 мм.

Допущение: пусть точка касания толкателя с кулачком движется прямолинейно. Максимальный ход толкателя тогда получается равным 23,44 мм, расстояние между начальным и вторым положениями рабочего хода равно 7,37 мм. Радиус начальной окружности кулачка задавался по двум ходам толкателя – 46,5 мм.

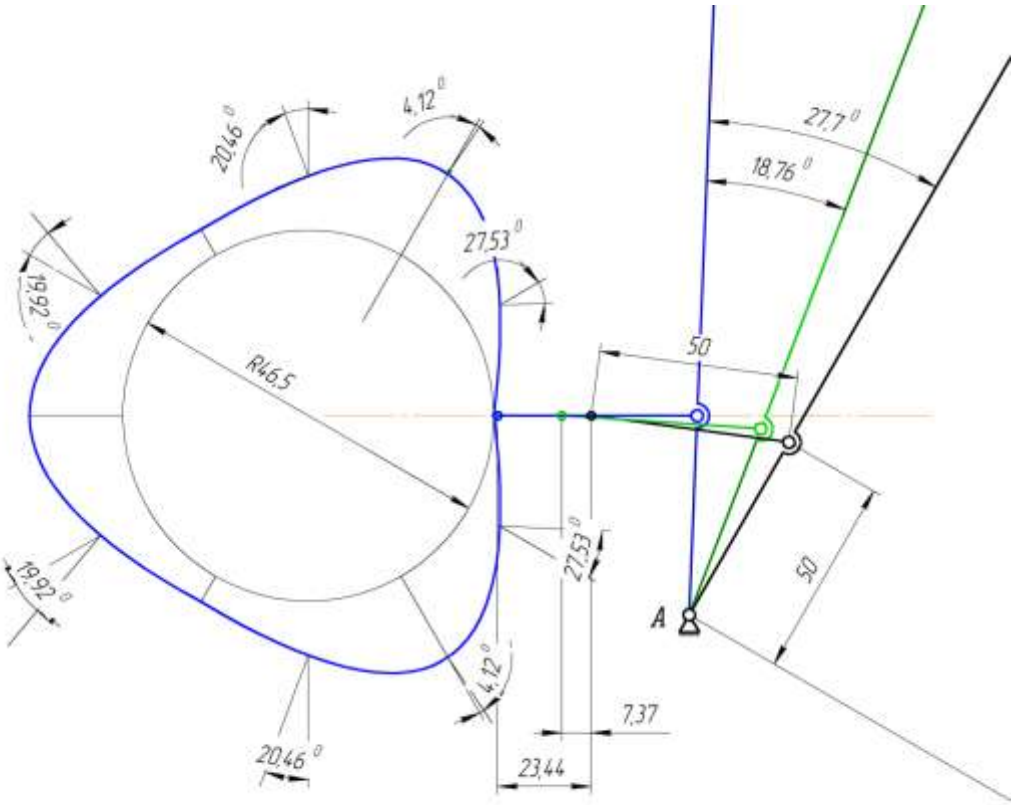


Рис. 2 – Кулачковый механизм: размеры

Возврат звеньев в исходное положение предполагается осуществлять силовым замыканием, пружинами (на рисунках не показаны). Задача их подбора в данной работе не ставится. В дальнейшем будет предпринята попытка прототипирования механического устройства с автоматизацией захвата граней монорегулятора.

Заключение

В рамках попытки разработки механического устройства для автоматизации установки монорегуляторов АРС на базе известных принципов кинематики предложена кинематическая цепь специализированного механизма. При этом определен закон движения кулачкового механизма, определен тип движения привода. Предложенная схема является исходной для создания прототипов, моделей и деревьев оптимизации, в том числе, на базе известных конструкций [9].

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

[1] Пономарёв А.С., Богачёва Л.А. Совершенствование рельсовых скреплений. / «Передовые методы организации, содержания и ремонта пути на грузонапряженных участках», Нижний Новгород. 27 марта 2015.

[2] Лысенко Н.Н. Ресурсосберегающие технологии и средства их реализации по транспортировке, замене и укладке рельсовых плетей бесстыкового пути на бесподкладочных скреплениях / автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук / Моск. гос. ун-т путей сообщ. (МИИТ) МПС РФ. Москва, 2005

[3] Круглов В. М., Кузнецов В. В. Сравнительные испытания рельсовых скреплений. / «Мир транспорта», Москва. 2011. с. 70-75.

[4] Богачёва Н.А., Богачёва Л.А., Дадаев С. Проблемы эксплуатации железнодорожного пути с различными видами скреплений / Современное состояние и тенденции развития железных дорог. Материалы Международной студенческой научно-практической конференции. Под редакцией Н.В. Пшениснова. 2017. с. 85-95.

[5] Супрун П.П., Гамоля Ю.А., Соколов В.Б., Солдатова Ю.А. Анкерное рельсовое скрепление. – Патент. Номер патента: 2228980. Номер заявки: 2002119175/11. Дата регистрации: 16.07.2002. Год публикации: 2004.

[6] Марголин И. Ф., Клементов А. С., Васильев В. Е., Федосеев Д. А., Скрипачев И. Ф. Устройство для завинчивания и отвинчивания гаек (шурупов) промежуточного рельсового скрепления железнодорожного пути. – Патент. Номер патента: 2385377. Номер заявки: 2009100581/11. Дата регистрации: 11.01.2009. Год публикации: 2010.

[7] Шуруповёрт ШВ2М. URL: http://www.kalugatransmash.ru/products/70/

[8] И. И. Артоболевский. Механизмы в современной технике. Справочное пособие. В 7 томах. Т I: Элементы механизмов. Простейшие рычажные и шарнирно-рычажные механизмы. – 2-е изд.,

переработанное. – М.; «Наука». Главная редакция физико-математической литературы, 1979» – 496 с.
[9] Сухих Р.Д., Бирюлин В.В., Пронченко А.В., Синявский В.К., Ермаков В.Д., Стеблецов В.И. Устройство для снятия монорегуляторов упругих рельсовых скреплений. – Патент. Номер патента: 80460. Номер заявки: 2008128504/22. Дата регистрации: 15.07.2008. Год публикации: 2009.
[10] ГОСТ 18981-73. Ключи трубные рычажные. Технические условия. – Переизд. (нояб. 1993 г.) с Изм. № 1, 2, 3, 4, утв. в мае 1977 г., окт. 1980 г., окт. 1983 г., нояб. 1989 г. (ИУС 6-77, 1-81, 1-84, 2-90). - Москва : Изд-во стандартов, 1994.
[11] Г. А. Прокурат, А. Ю. Вуколов. Генерируемая трехмерная графика в инженерном образовании: современный подход к разработке. / 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.
[12] Nagy, L. Szabó, T., Jakab, E. Functional analysis and mechatronic design of a cam controlled mechanism. / Modelling of Mechanical and Mechatronic Systems, MMaMS 2014. Volume 96, 2014, Pages 302-309.

A. V. Titov, A. Y. Vukolov, G. A. Prokurat

EXPLORATION OF THE MOTION LAWS OF MONOREGULATOR ARF

Bauman Moscow State Technical University, Russia.

Abstract

On the railways it puts into use the new type of concrete sleepers with anker railway fasters (ARF). Having advantages in compatision with others, ARF have limitations: particularly, changing rail with manual assembly and disassembly of fasteners of the track. In this article it considers the possibility of partial automation process. The mechanism for spinning the monoregulator is considered, its parameters are calculated.

Key words: railways, monoregulator, ARF, mechanism

REFERENCES

[1] Ponomaryov A.S., Bogachyova L.A. Improving rail fasteners. / «Advanced methods of the organization, maintenance and repair of the track on the heavy-load sections», N. Novgorod. 27.03.2015.

[2] Lysenko N.N. Resource-saving technologies and means of their implementation on the transportation, replacement and laying of rail lashes of a continuous joint on loose fittings / автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук / Federal State Institution of Education «Russian University of Transport». Moscow, 2005

[3] Kruglov V.M., Kuznetsov V.V. Comparative tests of rail fasteners. «World of Transport». Moscow. 2011. p. 70-75.

[4] Bogachyova N.A., Bogachyova L.A., Dadaev S. Problems of railway expluatation with the different types of fasteners. / Modern condition and development trends of railways. Materials of the International Student Scientific and Practical Conference. Edited by Pshenisnov. 2017. p. 85-95.

[5] Suprun P.P., Gamolya Y.A. Sokolov V.B., Soldatova Y.A. Anchor railway fasteners. – Patent. Patent number: 2385377. Request number: 2009100581/11. Registration date: 11.01.2009. Publication year: 2010.

[6] Margolin I.F., Klementov A.S., Vasilyev V.Y., Fedoseyev D.A., Skripachev I.F. A device for tightening and unscrewing the nuts (screws) of the intermediate rail fastening of a railway track. - Patent. Patent number: 2385377. Application number: 2009100581/11. Registration date: 11.01.2009. Publication year: 2010.

[7] Screwdriver ШВ2М. URL: http://www.kalugatransmash.ru/products/70/

[8] I. I. Artobolevsky. Mechanisms in modern technology. Reference manual. In 7 volumes. T I: Elements of mechanisms. The simplest lever and pivot-lever mechanisms. - 2nd ed., Revised. – M .; «Nauka». The main editors of physical and mathematical literature, 1979 – 496 p.

[9] Sukhikh R.D., Biryulin V.V., Pronchenko A.V., Sinyavsky V.K., Ermakov V.D., Stebletsov V.I. Device for removing monoregulator elastic rail fasteners. – Patent. Patent number: 80460. Application number: 2008128504/22. Registration date: 15.07.2008. Publication year: 2009.

[10] GOST 18981-73. Tube lever wrenches. Technical conditions. – Reissue. (Nov. 1993) with Ed. № 1, 2, 3, 4, appr. in May 1977., Oct. 1980 г., Oct. 1983 г., Nov. 1989 г. (ИУС 6-77, 1-81, 1-84, 2-90). - Moscow : Publ. House of Standarts, 1994.

[11] Prokurat G.A., Vukolov A.Y. Generated 3D graphics in engineering education: a modern approach to developing. / Modern engineering: Science and education: materials of the 7th international scientific-practical

conference / Ed. A.N. Evgrafova and A.A. Popovich. - SPb .: Polytechnic University Publishing House, 2018.
[12] Nagy, L. Szabó, T., Jakab, E. Functional analysis and mechatronic design of a cam controlled mechanism. / Modelling of Mechanical and Mechatronic Systems, MMaMS 2014. Volume 96, 2014, Pages 302-309.

МЕХАНИКА МАШИН. ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ И ТРАНСМИССИИ

ISSN 2223-0807
Современное машиностроение: Наука и образование :
материалы 8-й Международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н.Евграфова и А.А. Поповича.- СПб.: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2019.

DOI 10.1872/MMF-2019-9
УДК 621.01

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

О ВИБРАЦИОННЫХ ДВИЖЕНИЯХ В ИСПЫТАТЕЛЬНОМ СТЕНДЕ

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 имитации реальных условий движения различных объектов навигационных систем в лабораторных условиях с использованием виброфуги, стенда представляющего собой центрифугу, на роторе которой имеется устройство, обеспечивающее дополнительное возвратно-поступательное движение стола с объектом испытания. Основной вид испытаний при этом - вибрация с различными частотами и амплитудами в поле линейных ускорений, изменяющихся в определенном

диапазоне, является весьма распространенным типом нагрузки в реальных объектах. Проведена оценка влияния Кориолисовых ускорений и сил на объект, находящийся под действием вибрационной нагрузки в поле линейных ускорений. По результатам исследования предложена методика их оценки с использованием коэффициентов боковых составляющих, которая может применяться для объектов испытаний с различной геометрией и разных значениях радиуса базовой центрифуги.

Ключевые слова: вибрационный стенд, виброфуга, Кориолисово ускорение, виброускорение, испытательное воздействие, вибрация в поле линейных ускорений.

Введение.

Имитация реальных условий движения различных объектов навигационных систем является наиболее экономичным способом испытаний в лабораторных условиях. Достаточно редким в настоящее время имитационно-испытательным стендом является виброфуга. Она представляет собой центрифугу, на роторе которой имеется устройство, обеспечивающее дополнительное возвратно-поступательное движение стола с объектом испытания.

При создании новой техники для авиакосмических систем весьма остро стоит вопрос об испытаниях опытных образцов. Натурные испытания являются дорогостоящими и сложны организационно. Использование имитационных стендов позволяет увеличить доступность необходимых испытаний, проводя их в лабораторных условиях и обеспечивая хорошую информативность исследований. Воспроизведение комбинированных воздействий, которым посвящена настоящая статья, крайне необходимо для испытаний приборов с малым ресурсом работы. Для обеспечения минимальных масс они не должны иметь избыточных запасов прочности. Поэтому при последовательных нагружениях возможно так называемое «переиспытание» (работоспособность объекта испытаний оказывается более продолжительной, чем требуется). Испытания на виброфуге являются одним из средств решения подобной проблемы [1].

Вибрация с различными частотами и амплитудами в поле линейных ускорений, изменяющихся в определенном диапазоне, является весьма распространенным типом нагрузки в реальных объектах. В испытательных стендах это дополнительное движение объекта создается с помощью управляемого электродинамического вибратора. Для обеспечения его нормального функционирования необходимо использовать некоторые дополнительные устройства [2-7], обеспечивающие уравновешивание подвижных масс в процессе вращения.

Однако, в связи с наличием переносного и относительного движений на виброфуге, появляется дополнительная боковая сила, вызванная ускорением Кориолиса.

Целью предлагаемого исследования является разработка методики по оценке влияния ускорения Кориолиса на вид испытательного воздействия.

Кориолисово ускорение ортогонально векторам основного линейного ускорения от вращения центрифуги и гармонического вибрационного. Параметры относительного и переносного движения в полной мере определяют значение Кориолисова ускорения, которое является также гармонически переменным. Для испытания некоторых изделий, которые имеют многонаправленную чувствительность, оценка этих соотношений весьма существенна.

Как было показано в работах [8-13] существуют различные возможности реализации данной задачи в лабораторных условиях. Однако, в большинстве случаев для воспроизведения знакопеременной составляющей используются вибростенды различного типа [14-16] в зависимости от значений требуемых параметров, а фоновое ускорение задается центробежным способом, осуществляя переносное вращение электродвигателем с постоянной или переменно-задаваемой скоростью вращения. Таким образом, мы должны рассматривать расчетную модель рис. 1, в которой m – масса подвижной системы, включая объект испытания с размерами $a \times b$.

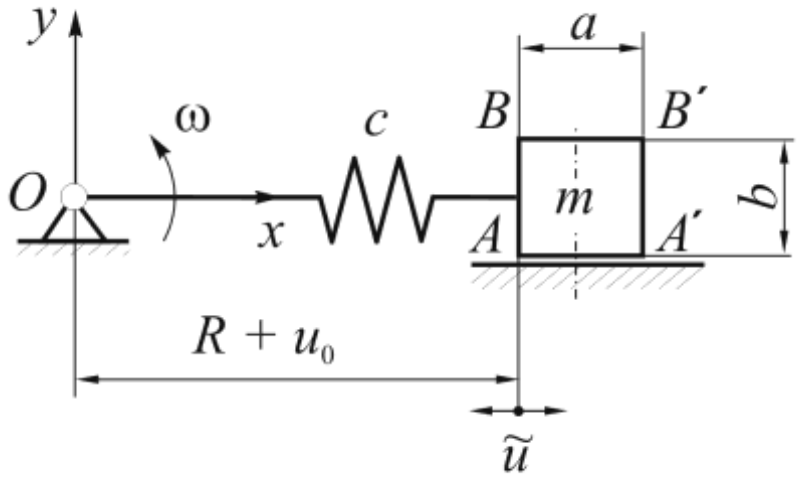


Рис.1. Одномассовая расчетная модель.

Масса m движется по круговой траектории с угловой скоростью $\omega = \text{const}$ и с возвратно поступательным перемещением

$$\tilde{u} = u_0 \sin \nu t\,, \qquad (1)$$

где u_0 – статическое смещение, а ν – круговая частота. Масса m удерживается на траектории с помощью элемента, обладающего жесткостью c, величина которой является причиной и мерой указанного выше статического смещения u_0:

$$u_0 = \frac{m\omega^2\left(R+u_0\right)}{c} = \frac{mw_L}{c}, \tag{2}$$

где w_L - центростремительное ускорение, а произведение $\left|mw_L\right|$ - определяет величину центробежной силы, воздействующей на объект испытания. Учитывая, что жесткость c выбирается из условия $c = m\nu^2$, имеем

$$u_0 = \frac{R\cdot \omega^2/\nu^2}{1-\omega^2/\nu^2} = \frac{w_L}{\nu^2}, \tag{3}$$

Система устойчива при $\omega^2/\nu^2 < 1$, поэтому с допустимой неточностью можно считать, что

$$u_0 \approx R\cdot \omega^2/\nu^2, \tag{4}$$

В результате взаимодействия переносной скорости ω, и относительного перемещения u возникает ускорение Кориолиса, которое геометрически складывается с двумя выше описанными ускорениями.

Рассмотрим подробнее возникающее ускорение Кориолиса. Относительное движение подвижной массы m происходит вдоль оси x по заданному закону

$$x = r\sin\nu t,\ r = \frac{w_b}{\nu^2}, \tag{5}$$

где w_b – заданное виброускорение. Также движение происходит и вдоль оси y из-за наличия зазоров и деформации опор. Сила инерции от ускорения Кориолиса имеет вид

$$\overline{\Phi_C} = 2m\begin{vmatrix} \bar{i} & \bar{j} & \bar{k} \\ \dot{x} & \dot{y} & 0 \\ 0 & 0 & \omega \end{vmatrix} = 2m\dot{y}\omega\bar{i} - 2m\dot{x}\omega\bar{j}. \tag{6}$$

В направлении оси y действует гармоническая сила

$$\Phi_{Cy} = -2m\dot{x}\omega = -2m\omega\frac{b}{\nu}\cos\nu t\,. \qquad (7)$$

Угловую скорость найдем, зная линейное ускорение w_L:

$$\omega = \sqrt{\frac{w_L}{R}}\,.$$

Для большей наглядности приведенных выше рассуждений рассмотрим числовые примеры.

Примем следующие значения: w_L = 200 g, R =0,5 м, ω =63 1/с. Тогда при m =20 кг, w_b =500 м/с^2 модули Кориолисова ускорения $\left|w_{Cy}\right| = 2\omega\, w_b/\nu$ и силы инерции $\left|\Phi_{Cy}\right| = m\left|w_{Cy}\right|$ имеют значения, приведенные в таблице 1.

Таблица 1.

f, Гц	w_{Cy}, м/с^2	Φ_{Cy}, Н
10	1000	20 000
100	100	2 000
1000	10	200
2000	5	100

Для создания требуемого виброускорения $w_b = 50g$ с частотой $f = 10$ Гц необходима амплитуда r = 0,13 м, которая в 10 раз превышает максимальную амплитуду электродинамического вибратора. Поэтому на этой частоте ограничим модуль силы инерции $\left|\Phi_{Cy}\right| = 2000$ Н и соответственно ускорение Кориолиса будет иметь амплитуду $\left|w_{Cy}\right| = 100$ м/с^2.

Учитывая, что амплитуда ускорения Кориолиса равна $2\omega\left|\tilde{u}\right|$, получим коэффициент поперечной составляющей вибрационного ускорения

$$K_y^{в} = \frac{2\omega\left|\ddot{\tilde{u}}\right|}{u_0\nu^2} = 2\frac{\omega}{\nu} = 2\frac{\sqrt{w_L}}{\nu\sqrt{R}}. \qquad (8)$$

Для параметров таблицы 1

$$R = 1,0 \text{ м} \Rightarrow K_{yI}^{в} = 2\frac{\sqrt{2000}}{2\pi\sqrt{1,0}} \approx 14,2,$$

$$R = 1,0 \text{ м} \Rightarrow K_{yII}^{в} = 2\frac{\sqrt{500}}{2\pi\sqrt{1,0}} \approx 7,12, \qquad (9)$$

$$R = 2,0 \text{ м} \Rightarrow K_{yIII}^{в} = 2\frac{\sqrt{250}}{2\pi\sqrt{2,0}} \approx 3,56.$$

Полученные коэффициенты следует сравнить с коэффициентами поперечных K_{yA}, K_{yB} и продольной $K_{xAA'}$ составляющих, определяющих «разброс» ускорения по площади объекта испытания.

В соответствии с рис. 1:

$$w_{yA'} = 0;\ w_{yB'} = w_{xB'}\frac{b}{2(R+a)};$$

$$K_{yA} = \frac{w_{yA}}{w_{xA}};\ K_{xAB} = \frac{w_{xA}}{w_{xB}}.$$

Максимальное значение коэффициента поперечной составляющей для точки *B*:

$$K_{yB} = \frac{w_{yB}}{w_{xB}} = \frac{b}{2R}. \qquad (10)$$

Изменение коэффициента продольной составляющей от точки *A* до точки *A'* составляет

$$K_{xAA'} = \frac{w_{xA'}}{w_{xA}} = \frac{R+a}{R} = 1 + \frac{a}{R}. \qquad (11)$$

Таким образом, при значении радиуса $R = 1,0$ м с объектом испытания с габаритами 0,5х0,5 м получаем коэффициент поперечной составляющей в точке *B*:

$$K_{yB} = \frac{0,5}{2} = 0,25,$$

а коэффициент продольной составляющей ускорения

$$K_{xAA'} = \frac{1,5}{1} = 1,5.$$

Возвращаясь к расчетам (6), следует отметить, что коэффициенты поперечной составляющей от Кориолисовых явлений достаточно

существенные, а суммарная поперечная составляющая ускорения в крайних точках объекта испытаний может составлять более 100%.

Результаты приведенного выше исследования подтверждают необходимость учета и оценки боковых нагрузок, которые возникают из-за взаимодействия двух движений в виброфуге. Если стенд проектируется под изделия с известными размерами, то влиять на величину коэффициента поперечной составляющей можно изменением радиуса плеча центрифуги. При увеличении радиуса боковые составляющие уменьшаются.

Заключение.

Одним из важных результатов представленного исследования является сам факт обсуждения этой проблемы. Как показывает лабораторная практика, далеко не всегда принимают во внимание дополнительные воздействия, которые изначально не планировались. Кориолисовы силы и гироскопические моменты возникают всегда при соответствующей взаимной ориентации векторов переносной и относительной скоростей.

Для достаточно объемных объектов испытаний, зная расположение чувствительных к перегрузкам элементов в них, можно выбрать наиболее выгодные места их расположения и используя коэффициенты боковых составляющих с достаточной точностью определять истинные воздействия.

Используя предложенную методику, несложно построить номограммы для практического использования в лабораторных испытаниях на многодвигательных стендах.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

[1] Самсонов Л.М., Каляев А.К., Марков А.В. и др. Ротационные методы испытаний приборных устройств / М.: Машиностроение, 1981. - 135 с.: ил.; 22 см.

[2] Evgrafov, A.N., Karazin, V.I., Kozlikin, D.P., Khlebosolov, I.O. Some characteristics of linear acceleration reproduction with flexible harmonical component (2018) Lecture Notes in Mechanical Engineering, PartF5, pp. 71-81.

[3] Karazin, V.I., Kozlikin, D.P., Sukhanov, A.A., Tereshin, V.A., Khlebosolov, I.O. Some ways of stable counterbalancing in respect to moving masses on centrifuges (2017) Lecture Notes in Mechanical Engineering, pp. 73-85.

[4] Evgrafov, A.N., Karazin, V.I., Kozlikin, D.P., Khlebosolov, I.O. Centrifuges for variable accelerations generation (2017) International Review of Mechanical Engineering, 11 (5), pp. 280-285.

[5] Андриенко П.А., Каразин В.И., Хлебосолов И.О. О комплексном подходе к лабораторным испытаниям навигационных систем. // Современное машиностроение. Наука и образование. 2014. № 4. С. 121-130.
[6] Каразин В.И., Козликин Д.П., Суханов А.А., Терешин В.А., Хлебосолов И.О. Некоторые способы устойчивого уравновешивания относительно подвижных масс на центрифугах. // Современное машиностроение. Наука и образование. 2016. № 5. С. 216-229.
[7] Каразин В.И., Козликин Д.П., Суханов А.А., Хлебосолов И.О. Об одной схеме устойчивого динамического разгружения центробежных сил. // Современное машиностроение. Наука и образование. 2014. № 4. С. 203-216.
[8] Andrienko, P.A., Karazin, V.I., Khlebosolov, I.O. Bench tests of vibroacoustic effects (2017) Lecture Notes in Mechanical Engineering, pp. 11-17.
[9] Karazin, V.I., Kozlikin, D.P., Sukhanov, A.A., Khlebosolov, I.O. One stable scheme of centrifugal forces dynamic balance (2016) Lecture Notes in Mechanical Engineering, none, pp. 75-85.
[10] 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.
[11] 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.
[12] 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.
[13] Astashev V.K., Babitsky V.I. Ultrasonic Processes and Machines. Dynamics, Control and Applications – Springer. 2007. 330 p.
[14] 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.
[15] Ксенофонтов В.И., Николаев В.Н, Чернокрылов С.Ю. Динамический стенд многофункционального назначения. // Испытательные и поверочные стенды. – Л.: ЛГТУ. - 1992. с. 29 – 32.
[16] Антипов В. И., Асташев В. К. О принципах создания энергосберегающих вибрационных машин. Проблемы машиностроения и надежности. выпуск 4, 2004, с. 3-8.

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

VIBRATION ON A TEST BENCH

Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, Russia.

Abstract

The article is devoted to the imitation of the real conditions of movement of various objects of navigation systems in laboratory conditions using a vibrofuge, a stand representing a centrifuge, on the rotor of which there is a device that provides an additional reciprocating movement of the table with the test object. The main type of testing with vibration with different frequencies and amplitudes in the field of linear accelerations varying in a certain range is a very common type of load in real objects. The influence of Coriolis accelerations and forces on an object under the action of a vibration load in a field of linear accelerations has been evaluated. The technique of their estimation is shown using the coefficients of the lateral components, which can be used for test objects with different geometry and different values of the radius of the base centrifuge.

Key words: vibration test bench, vibrafuge, Coriolis acceleration, vibration acceleration, test impact, vibration in the field of linear acceleration.

REFERENCES

[1] Samsonov L.M., Kalyaev A.K., Markov A.V. et al. Rotational Methods of Testing Instrument Devices / M.: Mashinostroenie, 1981. - 135 p. : or; 22 cm

[2] Evgrafov, A.N., Karazin, V.I., Kozlikin, D.P., Khlebosolov, I.O. Some characteristics of linear acceleration reproduction with flexible harmonical component (2018) Lecture Notes in Mechanical Engineering, PartF5, pp. 71-81.

[3] Karazin, V.I., Kozlikin, D.P., Sukhanov, A.A., Tereshin, V.A., Khlebosolov, I.O. Some ways of stable counterbalancing in respect to moving masses on centrifuges (2017) Lecture Notes in Mechanical Engineering, pp. 73-85.

[4] Evgrafov, A.N., Karazin, V.I., Kozlikin, D.P., Khlebosolov, I.O. Centrifuges for variable accelerations generation (2017) International Review of Mechanical Engineering, 11 (5), pp. 280-285.

[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] Andrienko, P.A., Karazin, V.I., Khlebosolov, I.O. Bench tests of vibroacoustic effects (2017) Lecture Notes in Mechanical Engineering, pp. 11-17.
[9] Karazin, V.I., Kozlikin, D.P., Sukhanov, A.A., Khlebosolov, I.O. One stable scheme of centrifugal forces dynamic balance (2016) Lecture Notes in Mechanical Engineering, none, pp. 75-85.
[10] Andrienko P. A., Karazin V. I., Khlebosolov I.O. On an integrated approach to laboratory testing of navigation systems. // Modern mechanical engineering. Science and education. 2014. No. 4. P. 121-130. (rus.)
[11] Karazin V. I., Kozlikin D. P., Sukhanov A. A., Tereshin, V. A., Khlebosolov I.O. Certain ways is relatively stable balancing of moving masses on the centrifuges. // Modern mechanical engineering. Science and education. 2016. No. 5. P. 216-229. (rus.)
[12] 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.)
[13] Karazin V. I., Kozlikin D. P., Sukhanov A. A., Khlebosolov I.O. About the same scheme sustainable dynamic razgryzaniya centrifugal forces. // Modern mechanical engineering. Science and education. 2014. No. 4. P. 203-216. (rus.)
[14] Astashev V.K., Babitsky V.I. Ultrasonic Processes and Machines. Dynamics, Control and Applications – Springer. 2007. 330 p.
[15] Ksenofontov V.I., Nikolaev V.N., Chernokrylov S.Yu. Multifunctional dynamic stand // Testing and control stands. – L.: LGTU. - 1992. p. 29 – 32. (rus.)
[16] 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 8-й Международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н.Евграфова и А.А. Поповича.- СПб.: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2019.

DOI 10.1872/MMF-2019-10
УДК 621.01

Д.Т.Бабичев[1], С.Ю.Лебедев[2]

НОВАЯ МЕТОДОЛОГИЯ КИНЕМАТИЧЕСКОГО АНАЛИЗА НА ПРИМЕРЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ШЕСТИЗВЕННИКА III КЛАССА

[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

Аннотация

В работе изложены основы новой методологии кинематического анализа плоских рычажных механизмов. Методология базируется на представлении механизма в виде множества двух-, одно- и ноль-звенных первичных структурных единиц. Отличительная черта методологии – *анализ любого многозвенного плоского механизма* осуществляется, как расчет, в основном, лишь множества одно- и двухзвенных первичных *структурных единиц*, из которых состоит данный механизм. При этом практически снимается сложная проблема идентификации вариантов сборки в механизмах с многозвенными группами Ассура. Методология ориентирована на автоматическую генерацию алгоритмов и программ при компьютерном моделировании работы механизмов.

Ключевые слова: плоские рычажные механизмы, кинематика

ОБОЗНАЧЕНИЯ И ТЕРМИНЫ

W – Степень подвижности кинематической цепи или механизма.

W_S – Структурная (топологическая) степень подвижности. Её находят, например, по формуле Чебышёва от 1870 года [1] или по формуле Добровольского [2].

W_K – Кинематическая (фактическая) степень подвижности. Она зависит от: схемы, размеров и положения кинематической цепи (механизма). Её можно вычислять с помощью силовых винтов [3] или иных подходов [4,5,6]. Сложности вычисления W_K: цепи Грюблера [7], фермы Баранова [8] и другие обстоятельства [8,9,6].

W_{LOK}, W_{GLOB} – Локальная и глобальная *кинематические подвижности* W_K: W_{LOK} – на существенном, но ограниченном перемещении, W_{GLOB} – на всём движении цикла.

1. СОСТОЯНИЕ ПРОБЛЕМЫ И ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ

Проектируя механизм, решают задачи: a) выбирают схему, b) находят размеры, обеспечивающие требуемые движения и заданные свойства.

Выбор схемы опирается, обычно, на структурные классификации механизмов по Грюблеру [7], Ассуру[10] и другим [1, 2, 9].

Нахождение размеров и параметров механизма, обеспечивающие требуемые движения и заданные свойства, есть сложная задача параметрического синтеза. Её решают аналитическими и численными методами. Численные методы базируются, обычно, на кинематическом и силовом анализе большого числа вариантов расчета для заданной схемы. Поиск оптимальных размеров и параметров облегчается, если при обработке большого числа вариантов расчета использовать универсальные методики и алгоритмы, а также современные компьютерные программы и однотипные базы данных. Но для этого надо, чтобы анализ был тесно увязан со способами описания: структуры механизма; требований к его движению; используемым качественным показателям его работы. Это направление проектирования успешно развивают *для пространственных кинематических цепей*, особенно, для параллельных механизмов [5, 3]. При этом особое внимание уделяется вычислению всех видов подвижностей: W_K, W_{LOK}, W_{GLOB}.

Кинематический анализ и параметрический синтез *плоских рычажных механизмов* стремятся проводить, опираясь на алгоритмы анализа отдельных групп Ассура, входящих в механизм [1,2,4,9,11]. Но эту идею трудно реализовать практически. Причин много. Во-первых, число видов и типов групп Ассура гигантское: так четырёхзвенных групп с вращательными парами – несколько десятков, а с вращательными и поступательными парами – много тысяч. Во-вторых, существует сложная проблема анализа и идентификации возможных вариантов сборки. В-третьих, степени подвижности W_K, W_{LOK} и W_{GLOB}, часто не учитываются, или учитываются на интуитивном уровне (типа – «перед определением W удалите повторные связи»). Ведь группы Ассура не ориентированы на аналитическое или алгоритмическое нахождение их W_K, W_{LOK} и W_{GLOB} в зависимости от размеров звеньев и положения внешних кинематических пар. Перечень проблем при использовании групп Ассура можно продлить. Заметим лишь, что за 100 лет использования групп Ассура, созданы типовые способы их анализа только для двух классов четырёхзвенных

групп *с вращательными* парами [11,8] и для всех 5-ти видов двухзвенных групп [1,4,11] Ассура. И при этом механизм не должен при движении оказаться в особом положении – чтобы не возникало деление на ноль.

Глобальная цель нашей работы – создание такой системы описания структуры механизмов и новой методологии их кинематического анализа и синтеза, которые позволяли бы по описанию механизма строить алгоритм и программы компьютерного моделирования движения этих механизмов.

При написании статьи ставились две задачи. Во-первых, кратко изложить основы и возможности новой методологии. Во-вторых, показать, как по этой методологии можно моделировать движение и определять часть размеров шарнирного механизма III класса.

Работа выполняется на кафедре прикладной механики ТИУ, имеющей опыт [12-17] разработки проблемно-ориентированных языков для описания механизмов, при поддержке кафедры ТММ СПбГТУ – одного из лидеров в России по анализу рычажных механизмов [18-23].

2. ДВА ПОДХОДА К ОПИСАНИЮ СТРУКТУРЫ МЕХАНИЗМОВ

В этом разделе изложим (и весьма кратко) лишь главные особенности двух подходов: *традиционного* и *предлагаемого*. При этом сравним:

a) подходы к заданию структуры (топологии) механизма;

b) главные особенности проведения кинематического анализа;

c) методы указания требований к свойствам механизма.

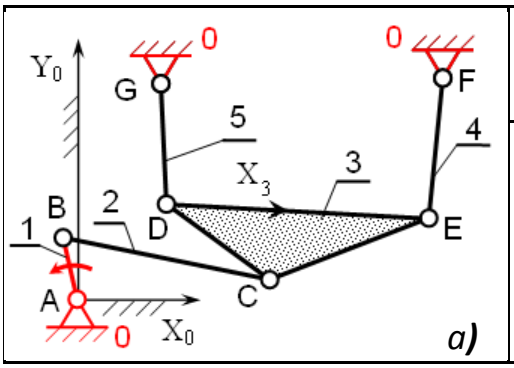
Объектом для сравнения способов взяли шарнирный шестизвенник с трёхповодковой четырёхзвенной группой Ассура III класса [11].

2.1. Традиционный подход

a) Задание структуры механизма. Оно опирается на структурную классификацию по Ассуру. На рис. 1 дана схема механизма III класса [4], используемого, в частности, в машинах для подработки зерновых культур. Задавая структуру, используют: структурные схемы (рис.1a); формулы строения (рис.1b); графы в виде таблиц и диаграмм (на рис. 1 их нет). На рис. 1b символом $\mathbf{R}_{01}^{A}$ (от **R**otor) обозначена вращательная пара в точке A; здесь звено 1 присоединено к звену 0; и в этой точке находится начало системы координат для звена, встретившегося в формуле строения 1-й раз.

b) Особенности кинематического анализа. Полагаем, что все размеры механизма известны; требуется выполнить кинематический анализ для полного цикла движения. Традиционный подход при решении задач кинематического анализа, а также в задачах развития оптимизационного синтеза *шарнирных* механизмов с четырёхзвенными группами Ассура, наиболее полно использовал и дополнил Э.Е. Пейсах в работах [11,8]. Отмечая, что кинематический анализ групп Ассура III и IV классов есть весьма сложная задача. Одно из затруднений в том, что в механизмах

высоких классов желательно проводить анализ движения только *для одной* (рабочей) сборки структурной группы, а приходится рассматривать *все возможные* сборки. При этом требуется идентификация всех вариантов возможных сборок, и сделать это можно лишь при использовании весьма сложных алгоритмов, требующих больших объёмов вычислений.



$$\mathbf{I}\left(\frac{\mathbf{0,1}}{\mathbf{R}_{01}^{A}}\right) \rightarrow \mathbf{III}\left(\frac{\mathbf{2,3,4,5}}{\mathbf{R}_{12}^{B};\ \mathbf{R}_{23}^{C};\ \mathbf{R}_{34}^{E};\ \mathbf{R}_{40}^{E};\ \mathbf{R}_{05}^{G};\ \mathbf{B}_{53}^{D}}\right) \quad b)$$

c)

Дано: 1. Все размеры, например: AB; BC; DE, X_{3C}, Y_{3C}; EF; DG; X_{0F}, Y_{0F}, X_{0G}, Y_{0G};.
2. Скорости и ускорения кривошипа: ω_1, ε_1.
Найти: Траектории движения, скорости и ускорения всех точек; качественные показатели работы – углы давления, мгновенные КПД и др.

Рис. 1. Механизм III класса 3-го порядка (по Артоболевскому):
a) структурная схема; *b*) формула строения: *c*) задачи кинематического анализа

c) *О задании требований к свойствам механизма*. В традиционных подходах нет общепринятых методов задания требуемых свойств. Часто ограничиваются: расчетной схемой, перечислением *дано-найти* и словесным или математическим описанием метода решения.

2.2. Новый (предлагаемый) подход

1) Главные идеи, на которых базируется представленная работа:

a) *Набор структурных единиц*, на которые разбиваем механизм, должен быть такими, чтобы анализ и синтез *любого плоского рычажного механизма* можно было проводить, опираясь на типовые расчеты *этих структурных единиц*: геометрические, кинематические и силовые. Под термином “*любые”* имеем в виду механизмы: с многозвенными группами Ассура высоких классов; попадающие при движении в особые положения, когда при изменении варианта сборки, система уравнений вырождается; с повторными (пассивными) связями; при погрешностях в размерах звеньев, ведущих к натягам в парах; и др.

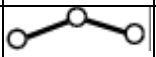
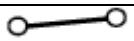
b) *Число* ***первичных*** *структурных единиц* должно быть минимальным, что позволит отработать добротные алгоритмы их анализа и синтеза. Число звеньев и кинематических пар *в первичных* единицах также должно быть малым. Это упростит расчетные уравнения и позволит не идентифицировать большое число возможных вариантов сборки. Нужно предусмотреть также *вторичную* структурную единицу, как множества *первичных* единиц. Что обеспечит формирование в библиотеках (системной и пользователя) типовых механизмов и кинематических цепей, из которых можно быстрее и безошибочно

выбирать или собирать требуемые механизмы. Набор структурных единиц должен обеспечить задание схемы и методов её анализа для *любого* плоского рычажного механизма, даже с группами Ассура высоких классов.

2) Для реализации этих идей выполнили следующие виды работ:

a) *Разработали семейство структурных единиц* – см. таблицу 1 –, позволяющее по описанию конкретного механизма автоматически строить алгоритм и программу кинематического анализа и отрисовки механизма, как в статике, так и в движении.

Таблица 1. Семейство плоских структурных единиц с низшими парами

Обознач.	Название группы	Схема	Число звеньев	Число пар	Степень подвижности			Число видов		
					Структурная	Кинематическая		Базовых	Структурных	Изобразительных
						GLOBAL	LOCAL			
O	begin	—	0	0	0 или 3	0	0	–	-	–
II	двухзвенная		2	3	0 (или1)	0 или 1	1	6	15	53..84
I	пассивная		1	2	-1	0 или -1	1 или -1	3	6	15..21
I	однозвенная		1	1	1	1	1	2	3	6
R	связь		0	1	-2	0	0	2	3	6
M	механизм	—	?	?	?	?	?	Очень много		

b) *Создали основы языка* для описания схем плоских рычажных механизмов и задания требований к их движению и показателям работы. При этом используем разработанную систему символьных обозначений элементов конструкции и требований к движению звеньев. Таких элементов предложено несколько десятков. Они используются на структурных схемах и в формулах строения, нарисованных вручную (рис. 2 и 3) или созданных компьютером.

Поясним некоторые элементы, представленные на этих рисунках:

● Вращательные пары обозначаем буквой **R** или **r**, поступательные – буквой **P** или **p**. Строчные буквы можно использовать (рис. 2), если *предыдущее звено охватывает последующее* (сравните с посадкой $\mathbf{H_6/h_5}$: **r –** вал вставлен в отверстие; **R –** отверстие охватывает вал). Так описываем *конструкцию* кинематических пар.

● Символ означает, что при движении механизма два звена этой диады вытягиваются и складываются в одну прямую, т.е. механизм

окажется в особых положениях и его W_{LOK} увеличится на 1. А при одинаковых длинах соединённых звеньев, на 1 возрастёт его W_{GLOB}.

● Символ ⍰: если он указывает на точку – надо найти её координаты, если на звено – надо найти его длину.

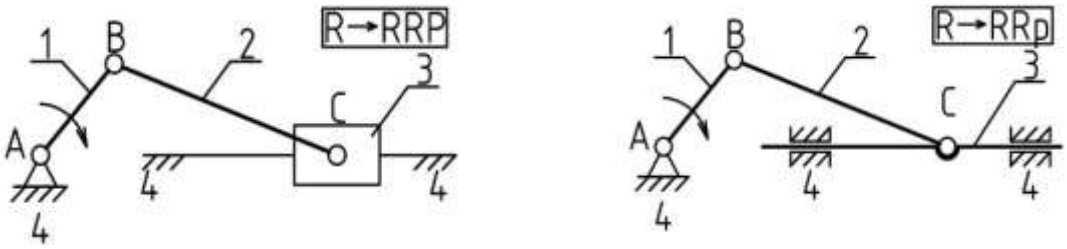


Рис. 2. Структурные схемы двух видов кривошипно-ползунных механизмов

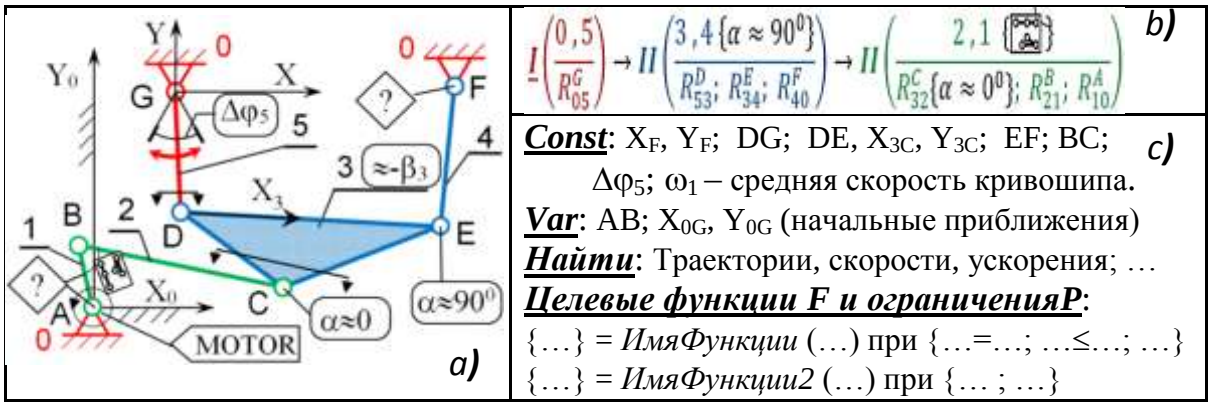
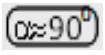


Рис. 3. Новый подход – схема механизма и требования к его движению:
a) структурная схема; *b*) формула строения; *c*) что и как находить.

c) *Создан и проверен новый метод моделирования движения* механизмов с особыми положениями – на рис. 4 даны примеры моделирования для трёх механизмов, взятых из [24], в том числе, одного с погрешностями длин звеньев. Всего была смоделирована работа более 20 механизмов, сильно различающихся. Обратите внимание: ***на рис. 4*** механизмы при движении изменяют варианты сборки; ***на рис. 4a*** кривошип BC делает 1 оборот за 2 оборота кривошипа OA; ***на рис. 4a*** за 2 оборота кривошипа OA коромысло BC совершает одно большое качание, ***на рис. 4b*** – два малых качания. Новый метод моделирования движения механизмов назван кинето-динамическим и кратко описан в конце раздела 2.2 в пункте 3).

d) *Разработаны основы методологии синтеза* механизмов из структурных единиц таблицы 1. Включая механизмы с отрицательной структурной подвижностью W_S, т.е. статически неопределимые. Такие механизмы имеют локальную кинематическую подвижность $W_{LOK}=1$ при ограниченных, но значительных перемещениях входного звена – см. рис. 5. Обращаем внимание на такие особенности механизмов на

рис. 5a и 5b: их размеры разные (см. EF – длину звена 4); углы поворота звена 1 различаются в 1,6 раза при одинаковых отклонениях δ=±0.102 мм в паре R_{24}^{E}; приближение траекторий точек E_2 и E_4 делали по методу Чебышёва, получив, соответственно, по 5 и 4 одинаковых отклонения в механизмах на рис.5a и 5b; моделировать движение этих механизмов по классическим методикам практически невозможно.

● Символ  означает – следующее звено 4 повернуто на угол $\approx 90^0$ против часовой стрелки относительно звена 3. *Так указываем для диад вариант сборки*: α>0 обход ΔDEF – против часовой стрелки.

К сожалению, в рамках этой статьи невозможно пояснить подробнее содержание и логику разработок, отображенных в таблице 1 и на рис. 2–5.

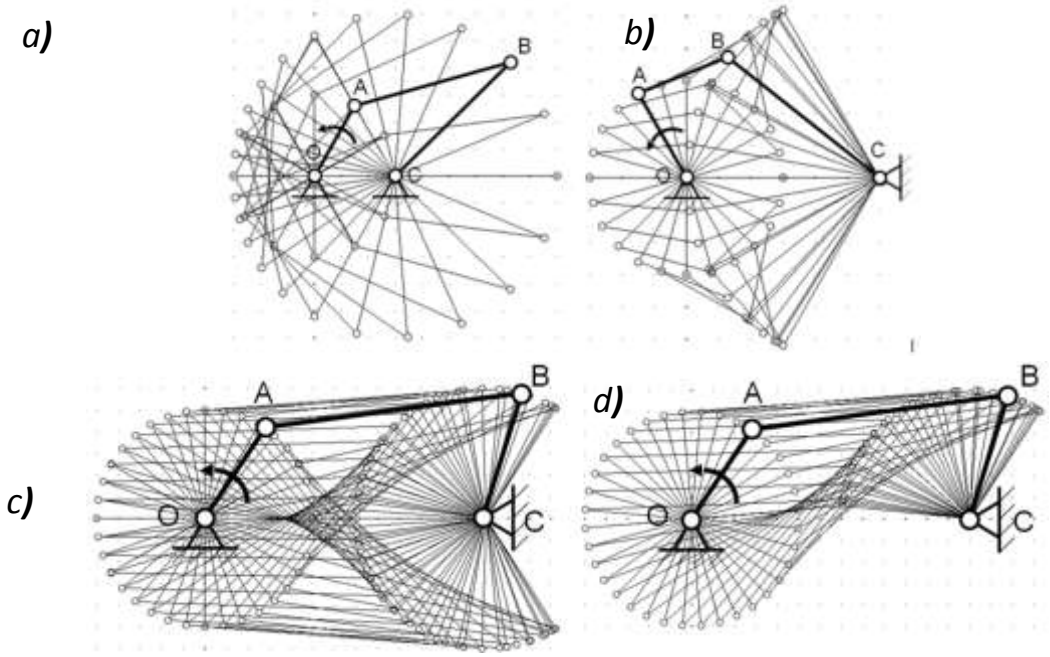
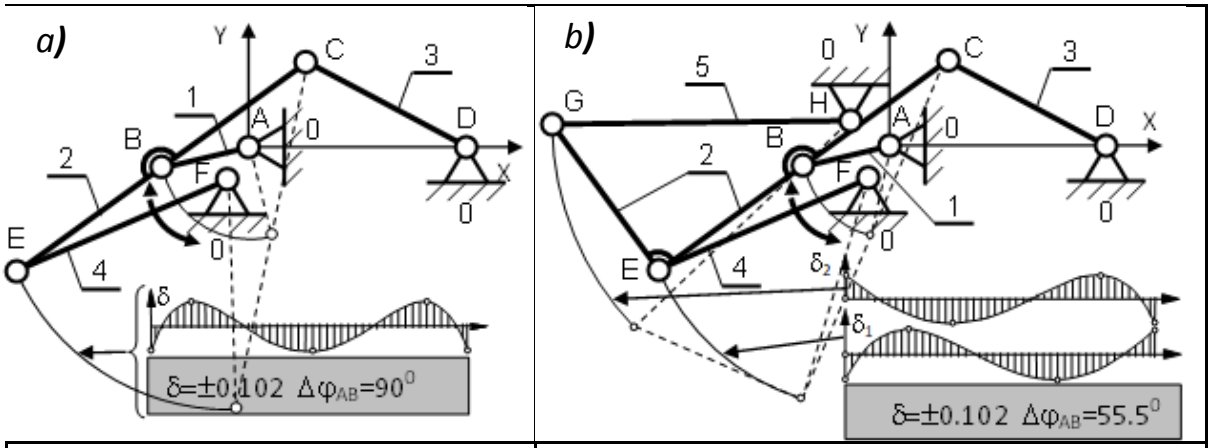


Рис. 4. Моделирование движения ***предельных*** четырёхзвенников:
a) двухкривошипный; *b)* равнобедренный кривошипно-коромысловый;
выпуклый кривошипно-коромысловый с погрешностями длины звеньев:
c) большая скорость кривошипа (есть перескок), *d*) малая скорость кривошипа

3) Основы предлагаемой методологии кинематического анализа

Поясним последовательность кинематического анализа и простого (не оптимизационного) метрического синтеза механизма с четырёхзвенной группой Ассура, изображённого на рис.1. Схема механизма и требования к нему, оформленные по изложенным правилам, представлены на рис. 3. Описываем процесс анализа и синтеза так, как будто эта работа выполняется вручную.



EF=128.363 X_F=-12.405 Y_F=-17.848	EF=129.192 X_F=-11.802 Y_F=-17.254 GH=166.600 X_H=-21.782 Y_H=14.594
Общие размеры: AD = 120 AB = 50 BC = CD = BE = EG =100	

Рис. 5. Механизмы с кинематическими подвижностями W_{LOK}=1 и W_{GLOB}=0: *a*) пятизвенный со структурной подвижностью W_S=–1; *b*) шестизвенный с W_S=–2.

Показываем процесс анализа и синтеза, как последовательность шагов:

Анализ движения начальной группы звеньев **I**(0,5)

Шаг 1. Изменяя угол поворота в приводной паре G на угол $\Delta\varphi_5$, находим множество $\sum D_i$ точек D. Находим и множества векторов их скоростей $\sum\mathbf{V}_{Di}$ и ускорений $\sum\mathbf{W}_{Di}$ этой точки D при движении "вперёд-назад". Скорости $\sum\mathbf{V}_{Di}$, а также $\sum\mathbf{W}_{Di}$, вычисляем, задав скорость V_{D0} точки D, или взяв из типового набора функцию k_{vi}=f(i), позволяющую находить V_{Di} в i-тых положениях по формуле: $V_{Di} = V_{D0}*k_{vi}$. Строим траекторию этой точки D и выделяем её крайние положения.

Анализ движения первой диады **II**(3,4)

Шаг 2. Зная координаты точек $\sum D_i$ и точки F, строим диады DEF с учетом варианта сборки ($\alpha\approx 90^0$**>0**), т.е. находим $\sum E_i$, а затем $\sum\mathbf{V}_{Ei}$ с $\sum\mathbf{W}_{Ei}$. Строим траекторию этой точки и выделяем её крайние положения.

Шаг 3. Зная множества точек $\sum D_i$ и $\sum E_i$, строим треугольники DEC т.е. находим $\sum C_i$; а затем $\sum\mathbf{V}_{Ci}$ с $\sum\mathbf{W}_{Ci}$, используя: $\sum\mathbf{V}_{Di}$, $\sum\mathbf{W}_{Di}$, $\sum\mathbf{V}_{Ei}$, $\sum\mathbf{W}_{Ei}$. Строим траекторию этой точки и её крайние положения: $C_{ЛЕВ}$ и $C_{ПРАВ}$.

Присоединение, синтез и анализ движения второй диады **II**(2,1)

Шаг 4. Находим усреднённые: угол наклона $\sum\mathbf{V}_{Ci}$ и положение точки $\sum C_i$. Используя их и заданный средний угол давления в точке C ($\alpha\approx 0^0$), проводим через точку C прямую, на которой будет находиться точка A.

Шаг 5. Зная: эту прямую, длину звена BC и две крайние точки $C_{ЛЕВ}$ и $C_{ПРАВ}$, находим координаты точки A и вычисляем длину AB.

Шаг 6. Зная $\sum C_i$, $\sum\mathbf{V}_{Ci}$ и точку A, строим диады CBA, находя вариант сборки с учетом $\mathbf{V}_{Ci}$ и направления ω_1. Находим $\sum B_i$, а затем $\sum\mathbf{V}_{Bi}$ с $\sum\mathbf{W}_{Bi}$.

Завершение кинематического анализа и синтеза

Шаг 7. Пересчитываем скорости и ускорения всех точек, полагая что у кривошипа угловая скорость ω_1 меняется по заданному закону (например, равна некоторой константе). Т.е. проводим реструктуризацию результатов расчета с целью более простого и удобного представления итогов проектирования в форме, ориентированной на их удобное последующее использование. Данный шаг есть *важная часть проектирования* вообще, и синтеза механизмов по предлагаемой методологии в частности.

Шаг 8. Определяем требуемые качественные показатели работы механизма, и отображаем их. Изображаем механизм, траектории точек, основные результаты синтеза и анализа.

О компьютерной реализации новой методологии кинематического анализа

Каждый из шагов алгоритма можно выполнить на компьютере по отдельным универсальным процедурам. Например, шаги 2 и 6 для двухзвенных диад, хотя они и различны. Диада DEF – «обычная», а диада CBA при движении механизма изменяет свой вариант сборки. Был разработан алгоритм такой универсальной процедуры для **II**-группы **RRR**. Алгоритм довольно громоздкий, но вычисления достаточно простые. Функции, выполняемые универсальной процедурой первой версии: расчет координат внутренней пары диады (иногда с уточнением варианта сборки); выделение особых положений и расчеты вблизи них; переход через особые положения с учетом деформаций и зазоров (с потерей энергии); обход деления на ноль; учет погрешностей округления; и другие. В первой версии программы не находили размеры по требуемым условиям работы диады. Отметим также, что вблизи особых положений ω_1, ω_2, ε_1 и ε_2 находятся экстраполяцией от значений скоростей и ускорений в предшествующих положениях механизма. Работоспособность программы подтверждает, в частности, рис. 4, на котором приведены результаты расчетов нескольких шарнирных четырёхзвенников, сложных для анализа.

Как по структурной схеме и формуле строения плоского механизма (см. рис. 3) строить автоматически алгоритм и программу кинематического анализа (см. 8 шагов), в статье не рассматриваем.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Идеология, на которой базируется работа:
   а) Механизм – набор объектов двух видов: звеньев и кинематических пар.
   б) У каждого вида свой набор свойств: конструктивных и поведенческих.
   в) Механизм компонуется из нескольких структурных групп, состоящих из нескольких объектов, т.е. звеньев и пар.

г) Поведенческие свойства структурных групп зависят от их структуры и свойств объектов (т.е. звеньев и пар), входящих в группу.

д) Поведенческие свойства механизма определяются их структурой и свойствами структурных групп, входящих в механизм.

е) Арсенал типовых структурных групп должен быть таким, чтобы позволять достаточно просто определять поведенческие: свойства групп через свойства объектов и свойства механизмов через свойства групп.

2. В статье описаны следующие результаты проделанной работы:

а) Предлагаемый набор из пяти первичных структурных групп и одной «большой» вторичной Mech-группы, предназначенной для работы с механизмами и кинематическими цепями из системной и личной библиотек.

б) Разработанная система описания структурных и кинематических схем плоских механизмов, позволяющая представить в наглядном виде все данные, нужные для компьютерного формирования алгоритмов решения задач анализа и метрического синтеза любого конкретного механизма.

в) Основы нового – *кинето-динамического* – метода, позволяющего моделировать движение механизмов: с пассивными и повторными связями; оказывающих в особых положениях; с изменяющимся при движении вариантом сборки. При этом могут учитываться: деформации в парах, погрешности длины звеньев, энергия движущихся деталей.

г) Часть алгоритмов кинематического анализа и синтеза механизмов и несколько примеров анализа движения, выполненные по новому методу.

3. Предложенный метод предназначен для компьютерного моделирования работы и для метрического синтеза самых разнообразных плоских рычажных механизмов. Его можно использовать и в сфере образования.

Источник финансирования. Благодарности

Работа поддержана финансово проектом № 9.6355.2017/БЧ госзадания Минобрнауки РФ на 2017–2019 гг. в ТИУ. Авторы статьи благодарят руководство Тюменского индустриального университета за поддержку.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

[1] Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин: учебник. – М: Альянс, 2015. – 639 с.

[2] Добровольский В.В. Основные принципы рациональной классификации механизмов // Структура и классификация механизмов. – М.-Л.: Изд-во АН СССР, 1939. С. 5–48.

[3] Kong X., Gosselin C.M. Type Synthesis of Parallel Mechanisms. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2007. ISBN 978-3-540-71989-2 (eng). Кун С. Госселин К. Структурный синтез параллельных механизмов. М: Физматлит, 2012. ISBN 978-5-9221-1396-0 (рус).

[4] Баранов Г.Г. Курс теории механизмов и машин. – М: Машгиз, 1967.
[5] Gosselin G. and Angeles J. Singularity Analysis of closed-loop kinematic chains, IEEE Transactions on Robotics and Automation, vol. 6, pp. 281–290, 1990.
[6] Доронин Ф.А. Кинематика плоского манипулятора параллельной структуры с тремя степенями свободы в среде Mathcad // Теория механизмов и машин. 2016. №1 (29). С. 6–18.
[7] Grübler M. Allgemeine Eigenschaften für Zwanglaüfigen ebenen kinematischen Ketten. – Civining, 1883, 29. S. 167–200.
[8] Пейсах Э.Е. О группах Ассура, фермах Баранова, цепях Грюблера, плоских шарнирных механизмах и об их структурном синтезе. – Журнал «Наука и образование», 2007, www.technomag.ldu.ru
[9] Баранов Г.Г. Классификация, строение, кинематика и кинетостатика плоских механизмов с парами первого рода. – Труды семинара по ТММ, вып. 46, АН СССР, 1952 – С. 15–39.
[10] Ассур Л.В. Исследование плоских стержневых механизмов с низшими парами с точки зрения их структуры и классификации. – М.: Изд-во АН СССР, 1952. – 529 с.
[11] Пейсах Э.Е., Нестеров В.А. Система проектирования плоских рычажных механизмов. – М.: Машиностроение, 1988. –232 с
[12] Бабичев Д.Т. О разработке языка для задач геометрического анализа и синтеза зацеплений // Автоматизированное проектирование механических передач. Тезисы докладов. – Ижевск. 1982. – С. 7–9.
[13] Бабичев Д.Т., Лангофер А.Р., Долгушин В. Разработка проблемно ориентированного языка и базы данных для решения на ЭВМ задач анализа и оптимизационного синтеза зубообрабатывающих инструментов и передач зацеплением. Проблемно-ориентированный язык и основы инструментальной системы для инженерных расчетов // Отчет о НИР по теме Ф3. –Тюмень, ТюмИИ. –1989. 80 с.
[14] Бабичев Д.Т. Особенности разработки программ для ПЭВМ по расчету передач и их элементов. // Вестник машиностроения. – 1991. – №7.– С. 19–21.
[15] Бабичев Д.Т., Лангофер А.Р. Основы проблемно–ориентированного языка и диалоговой инструментальной системы для выполнения инженерных расчетов. // Проблемы качества механических передач и редукторов. Точность и контроль зубчатых колес и передач: Материалы Всесоюзной научно-технической конференции. – Ленинград, 1991. – С.37–39.
[16] Бабичев Д.Т. Компьютерное моделирование работы плоских механизмов и многовариантное конструирование одноступенчатых цилиндрических редукторов. Теория механизмов и машин. 2011. №2(18). С. 38-47.

[17] Golovanev V. and Babichev D. Использование блокирующих контуров при проектировании эвольвентных цилиндрических передач: состояние, проблемы, перспективы. Сайт ОАО АСКОН, http://machinery.ascon.ru/source/info_materials/2014/V.%20 Golovanev_and_D.Babichev.pdf
[18] 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.
[19] 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.
[20] Коловский М.З., Евграфов А.Н. О некоторых направлениях модернизации курса ТММ // Теория механизмов и машин. 2003. №1. Т.1. С. 3-29.
[21] Евграфов А.Н., Петров Г.Н. Компьютерная анимация кинематических схем в программах Excel и MathCAD // Теория механизмов и машин. 2008. № 1. С. 71–80.
[22] Evgrafov A.N., Petrov G.N. The effect of self-braking of linkage mechanisms. In: Modern mechanical engineering: science and education MMESE-2018. Proceedings of an International Scientific and Practical Conference. pp. 111-121. Publishing House of the Polytechnic University. Saint Petersburg (2018)
[23] Semenov Yu. A., Semenova N.S. Investigation of mechanisms with account of friction forces in kinematic pairs. In: Modern mechanical engineering: science and education MMESE-2018. Proceedings of an International Scientific and Practical Conference. pp. 147-159. Publishing House of the Polytechnic University. Saint Petersburg (2018)
[24] Гродзенская Л.С., Левитский Н.И. Немецко-русская терминология по теории механизмов и машин. Механика машин. Вып. 9-10. М: Наука, 1967. – С.69-87.

D.T. Babichev, S.Yu. Lebedev

NEW METHODOLOGY OF KINEMATIC ANALYSIS ON EXAMPLE OF RESEARCH OF SIX-BAR LEVER MECHANISM OF THIRD CLASS

Industrial University of Tyumen, Tyumen, Russia

Abstract

The paper outlines the foundations of a new methodology for kinematic analysis of flat lever mechanisms. The methodology is based on the representation of a mechanism in the form of a set of two-, one-, and zero-link primary structural units. A distinctive feature of the methodology is that the analysis of any multi-link flat mechanism is carried out, as the calculation mainly involves the sets of one- and two-link primary structural units of which this mechanism consists. At the same time, the difficult problem of identifying assembly options in mechanisms with multi-link Assur groups is virtually eliminated. The methodology is focused on the automatic generation of algorithms and programs for computer modeling of the mechanisms.

Key words: flat lever mechanisms, kinematics.

REFERENCES

[1] Artobolevsky I.I. Theory of mechanisms and machines: a textbook. - M: Alliance, 2015. - 639 p.

[2] Dobrovolsky V.V. The basic principles of rational classification of mechanisms // Structure and classification of mechanisms. - M.L.: Publishing House of the Academy of Sciences of the USSR, 1939. P. 5–48.

[3] Kong X., Gosselin C.M. Type Synthesis of Parallel Mechanisms. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2007. ISBN 978-3-540-71989-2

[4] Baranov G.G. The course of the theory of mechanisms and machines. - M: Mashgiz, 1967.

[5] Gosselin G. and Angeles J. Singularity Analysis of closed-loop kinematic chains, IEEE Transactions on Robotics and Automation, vol. 6, pp. 281–290, 1990.

[6] Doronin F.A. Kinematics of a Flat Manipulator of a Parallel Structure with Three Degrees of Freedom in a Mathcad Environment // Theory of Mechanisms and Machines. 2016. №1 (29). Pp. 6–18.

[7] Grübler M. Allgemeine Eigenschaften für Zwanglaüfigen ebenen kinematischen Ketten. – Civining, 1883, 29. S. 167–200.

[8] Peysakh E.E. About Assur groups, Baranov farms, Grubler's chains, flat hinge mechanisms and their structural synthesis. - Science and Education Journal, 2007, www.technomag.ldu.ru

[9] Baranov G.G. Classification, structure, kinematics and kinetostatics of plane mechanisms with pairs of the first kind. - Proceedings of the seminar on TMM, no. 46, Academy of Sciences of the USSR, 1952 - p. 15–39.

[10] Assur L.V. The study of flat rod mechanisms with lower pairs in terms of their structure and classification. - M .: Publishing House of the Academy of Sciences of the USSR, 1952. - 529 p.

[11] Peysakh E.E., Nesterov V.A. The design system of flat lever mechanisms. - M .: Mashinostroenie, 1988. –232 with
[12] Babichev D.T. On the development of a language for problems of geometric analysis and link synthesis // Automated design of mechanical transmissions. Theses of reports. - Izhevsk. 1982. - p. 7–9.
[13] Babichev D.T., Langofer A.R., Dolgushin V. Development of a problem-oriented language and database for solving on a computer problems of analysis and optimization synthesis of gear-processing tools and gearing with gearing. Problem-oriented language and basics of the instrumental system for engineering calculations // Research Report on the F3 topic. – Tyumen, TyumII. –1989. 80 s
[14] Babichev D.T. Features of the development of programs for PC on the calculation of gears and their elements. // Bulletin of engineering. - 1991. – №7.– P. 19–21.
[15] Babichev D.T., Langofer A.R. Fundamentals of the problem-oriented language and interactive tool system for performing engineering calculations. // Problems of quality of mechanical gears and gearboxes. Accuracy and control of gears and gears: Materials of the All-Union Scientific and Technical Conference. - Leningrad, 1991. - C.37–39.
[16] Babichev D.T. Computer simulation of the flat mechanisms and the multivariate design of single-stage cylindrical gears. Theory of mechanisms and machines. 2011. № 2 (18). Pp. 38-47.
[17] Golovanev V. and Babichev D. The use of blocking circuits in the design of involute cylindrical gears: state, problems, prospects. ASCON OJSC website, http://machinery.ascon.ru/source/info_materials/2014/V.%20Golovanev_and_D.Babichev.pdf
[18] Evgrafov A.N. Theory of mechanisms and machines: a textbook / A.N. Evgrafov, M.Z. Kolovsky, G.N. Petrov. - SPb .: Polytechnic Publishing House. University, 2015. - 248 p.
[19] 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.
[20] Kolovsky M.Z., Evgrafov A.N. On some areas of modernization course TMM // Theory of mechanisms and machines. 2003. №1. T.1. Pp. 3-29.
[21] Evgrafov A.N., Petrov G.N. Computer animation of kinematic schemes in Excel and MathCAD // Theory of mechanisms and machines. 2008. No. 1. P. 71–80.
[22] Evgrafov A.N., Petrov G.N. The effect of self-braking of linkage mechanisms. In: Modern mechanical engineering: science and education MMESE-2018. Proceedings of an International Scientific and Practical

Conference. pp. 111-121. Publishing House of the Polytechnic University. Saint Petersburg (2018)
[23] Semenov Yu. A., Semenova N.S. Investigation of mechanisms with account of friction forces in kinematic pairs. In: Modern mechanical engineering: science and education MMESE-2018. Proceedings of an International Scientific and Practical Conference. pp. 147-159. Publishing House of the Polytechnic University. Saint Petersburg (2018)
[24] Grodzenskaya L.S., Levitsky N.I. German-Russian terminology on the theory of mechanisms and machines. Machine mechanics. Issue 9-10. M: Science, 1967. - P.69-87.

ISSN 2223-0807
Современное машиностроение: Наука и образование:
материалы 8-й международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н.Евграфова и А.А. Поповича.- СПб.: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2019.

DOI 10.1872/MMF-2019-11
УДК 621.01: 534.1

И. И. Вульфсон

ИССЛЕДОВАНИЕ КОЛЕБАНИЙ ПРИВОДА ЦИКЛОВЫХ МАШИН ПРИ СИЛОВОМ ЗАМЫКАНИИ МЕХАНИЗМОВ

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

Аннотация

Предложен ряд динамических моделей для исследования колебаний привода цикловых машин при учете зазоров и характеристик электродвигателей. По сравнению с известными работами исследованы новые факторы, влияющие на виброактивность привода. Установлено, что силовое замыкание, применяемое для устранения разрывов кинематической цепи, является также источником возбуждения колебаний. При определенных условиях эти колебания могут привести к снижению эффективности силового замыкания и к повышению виброактивности системы, что требует соответствующей коррекции способов динамического синтеза машин данного класса. Полученный динамический эффект подтвержден результатами компьютерного моделирования.

Ключевые слова: Цикловые машины; динамические модели; колебания; зазоры; силовое замыкание; компьютерное моделирование.

Введение

Во многих современных машинах текстильной, полиграфической, лёгкой и ряда других отраслей промышленности технологические операции выполняются так называемыми цикловыми механизмами, (рычажными, кулачковыми, мальтийскими и др.), совершающими заданное программное движение [1–10]. Обычно этот класс машин работает на высоких

рабочих скоростях, при которых программное движение существенно искажается возбуждаемыми колебаниями.

В целях облегчения последующего изложения сначала в краткой форме остановимся на некоторых общих вопросах, связанных с рассматриваемой проблемой. 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, кинематические пары следует считать неудерживающими связями, к которым обычно относят подвижные соединения звеньев с односторонним контактом. Действительно, хотя кинематическая пара в целом реализует двухстороннюю связь, при зазорах эта функция выполняется лишь частично, так как при перекладке в зазоре возникают локальные разрывы кинематической цепи, характерные для систем с неудерживающими связями. Такие связи можно характеризовать как псевдоудерживающие [1, 2].

По воздействию на колебательную систему можно условно выделить два характерных случая проявления зазора, каждому из которых отвечает соответствующая область изменения параметров и внешних возмущений. В *первом случае* зазор проявляет себя как нелинейный элемент, существенно влияющий на спектр частот свободных колебаний.

Во *втором случае* влияние зазора в основном проявляется как импульсное возмущение на ограниченном временном интервале кинематического цикла при отсутствии сколько-нибудь заметного искажения частотного спектра исходной линейной системы. При этом однако сохраняется возможность многократных соударений, приводящих к виброударным режимам, при которых динамический эффект от зазоров приближается к первому случаю. Как показывает анализ, проведённый с использованием результатов работы [8], при практически реализуемых значениях параметров переход из одной фазы в другую и относительно малом отрезке времени этого перехода происходит так называемый квазипластический удар. При этом возникает быстро затухающий высокочастотный дребезг. По существу, наблюдаемый при этом эффект близок абсолютно неупругому удару.

Динамические модели

Обратимся к динамическим моделям, приведенным на рис. 1, отра-

жающим характеристики колебательной системы привода («вход») и рабочего органа («выход»). Здесь приняты следующие условные обозначения: J – моменты инерции; c – коэффициенты жесткости; ψ – коэффициенты рассеяния; Π – функция положения, реализующая связь между входным и выходными звеньями; s – зазор; u – передаточное отношение редуктора.

Динамическая модель 1 (рис. 1,*а*) также включает характеристики электродвигателя (подсистема **М**), которые могут быть представлены в виде последовательного соединения упругого и диссипативного элементов [4, 9].

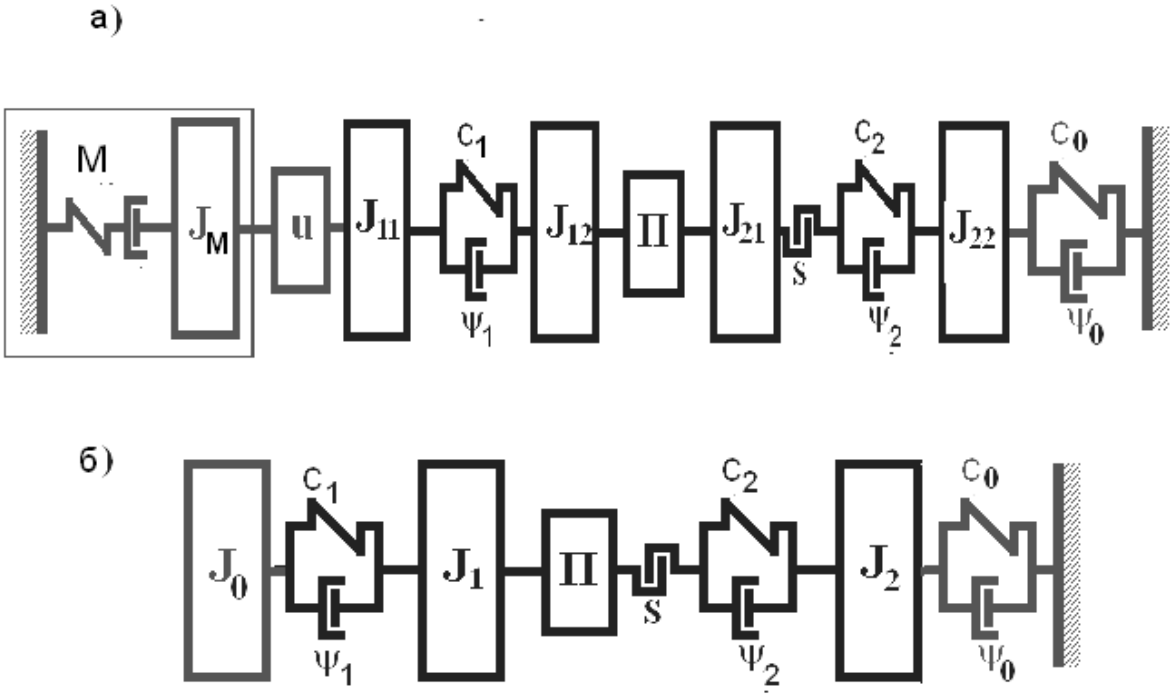


Рис.1. Динамические модели

Эквивалентная податливость двигателя, как правило, существенно превышает податливость привода. В некоторых случаях это позволяет воспользоваться упрощенной динамической моделью 2 (рис. 1,*б*), в которой с достаточной точностью влияние двигателя может быть ограничено учетом приведенного момента инерции ротора [11,12]. В обеих моделях учтено силовое замыкание колебательной системы. Как показано в работах [1–7], если ограничиться учетом характеристик на «выходе» ($c_1 = \infty$), то при переходе через зазор без силового замыкания ($c_0 = 0$) уровень дополнительных колебаний, возбуждаемых при восстановлении кинематического контакта, определяется критерием, который равен отношению экстремума дополнительного ускорения после выборки зазора к экстремуму идеального ускорения [1, 2]:

$$\xi = \Pi_*'''\sqrt{(4.5)^{2/3}\beta_1^4 N^2 + N^{-2}}\,, \qquad (1)$$

где $\beta_1 = \sqrt[3]{s/|\Pi_*'''|}$, $N = k_2/\omega_*$, s – величина зазора, $k_2 = \sqrt{c_2/J_2}$ – собственная частота при $c_0 << c_2$ и отсутствии зазора, ω_* – идеальная угловая скорость входного звена, $\Pi_*''' = d^3\Pi/d\varphi^3$ (звездочка отвечает моменту разрыва контакта).

На рис. 2 представлено семейство кривых $\xi(N,\beta_1)$ при $\beta_1 = 10^{-3}$ (кривая 1), $\beta_1 = 5\cdot 10^{-4}$ (кривая 2), $\beta_1 = 10^{-4}$ (кривая 3). На основании формулы (1) могут быть определены параметры системы, удовлетворяющие требованию $\xi \le \xi_*$, где ξ_* – допускаемое значение уровня ускорений, вызванных зазором (обычно $\xi_* < 0{,}1 \div 0{,}2$).

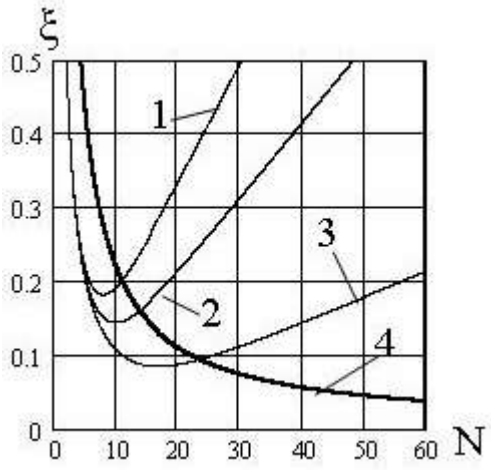


Рис. 2. Определение дополнительных ускорений при одиночном пересечении зоны зазора

При выборке зазора очень важно устранение повторных соударений. Как показано в работах [1,2,8] для исключения возможности возникновения виброударных режимов в первом приближении должно удовлетворяться условие $\beta/N < 2$. На рис. 2 этому условию отвечает область, расположенная ниже кривой 4.

Динамический анализ

В развитие проведенных ранее исследований в данной статье основное внимание будет уделено роли привода («вход») при возбуждении колебаний рабочего органа и возникающих при этом динамических ошибок. Ниже приведена система дифференциальных уравнений, для моделей 1 (рис.1,*а*). Чтобы придать результатам анализа более общий вид перейдем к новой переменной, в качестве которой примем «безразмерное время» $\varphi = \omega_* t$, где ω_* – угловая скорость «идеального» двигателя.

$$
\begin{aligned}
&\nu\tau\omega_*^2 J_0^* \Delta\bar{\omega}'' + \nu J_0^* \omega_* \Delta\bar{\omega}' + \omega_*^{-1}\Delta\bar{\omega} - \nu\bar{k}_1^2\omega_*^2 q_1 = 0\ ;\\
&q_1'' + \{\mu\Pi'\bar{k}_2^2[2\delta_2\bar{k}_2^{-1}(q_1'\Pi_*' - q_2') + q_1\Pi_*' - q_2 - 0{,}5s\,\mathrm{sgn}(\Pi_*' q_1 - q_2)]\}\times\\
&\times\Phi(|\Pi_*' q_1 - q_2| - 0{,}5s) + \bar{k}_1^2(2\delta_1\bar{k}_1^{-1}q_1' + q_1) = 0;\\
&q_2'' + \bar{k}_2^2[2\delta_2\bar{k}_2^{-1}(-q_1'\Pi_*' + q_2') - q_1\Pi_*' + q_2 - 0{,}5s\,\mathrm{sgn}(-\Pi_*' q_1 + q_2)]\times\\
&\times\Phi(|\Pi_*' q_1 - q_2| - 0{,}5s) + \Pi_*''(1+\Delta\bar{\omega})^2 + \Pi_*'\Delta\bar{\omega}' + \bar{k}_0^2(\Delta_0 + \Pi_*) = M_2 / J_{22}\ ,
\end{aligned}
\qquad (2)
$$

где $\Delta\omega$ – динамическая ошибка угловой скорости на «входе» (см. ниже); q_1, q_2 – координаты в сечениях дисков J_{12}, J_{22}; $()' = d/d\varphi$; ν, τ – коэффициент крутизны статической характеристики и электромагнитная постоянная времени электродвигателя, приведенные к сечению J_{11} **[**1, 2, 9**];** $\bar{k}_i = k_i / \omega_*$**;** $k_1 = \sqrt{c_1/J_1}$, $k_2 = \sqrt{c_2/J_2}$, $k_0 = \sqrt{c_0/J_2}$**;** $\mu = u^2 J_{\text{м}} / J_{11}$**;** $J_0^* = J_1 u^{-2}$ **;** $\delta_i = \psi_i/(4\pi)$**;** Δ_0 **–** предварительный натяг замыкающего устройства**;** M_2 **-** момент внешних сил; u – передаточное отношение редуктора; $\Phi(\varphi, s, q_1, q_2)$ – единичная функция**,** равная $\Phi = 0, \Phi = 1$ соответственно при отрицательном и положительном аргументе**.** Здесь и ниже безразмерные параметры, отмеченные черточкой, соответствуют их исходному значению, отнесенному к ω_*. Характеристика асинхронного электродвигателя и двигателя постоянного тока может быть представлена как реологическая модель Максвелла, в которой ротор соединен со статором посредством «упругого элемента» с коэффициентом жесткости $c_* = (\nu\Omega_{\text{m}0}\tau)^{-1}$ и последовательно включенного демпфера с моментом сопротивления $b_{\text{m}}\Omega_{\text{m}0}$. Здесь $b_{\text{m}} = \nu_{\text{m}}^{-1}$; Ω_{m0} – угловая скорость идеального холостого хода двигателя [1, 2, 4, 12]. Применительно к приводам цикловых машин анализ влияния электродвигателя подробно рассмотрен в монографии [1].

В статьях [9, 11,12] было показано, что условный эквивалентный коэффициент жесткости электродвигателя значительно ниже приведенного коэффициента жесткости механической подсистемы привода. Практически эта означает, что нередко достаточную точность в рабочем диапазоне скоростей дает допущение $c_* \approx 0$, при котором влияние двигателя на динамику привода ограничивается учетом момента инерции ротора. Этому допущению отвечает динамическая модель 2. Соответствующая этой модели система дифференциальных уравнений совпадает с (2), если принять $\Delta\omega \equiv 0$, т.е., пренебречь переменностью вращения ротора двигателя. Для инженерных оценок можно также воспользоваться методом последовательных приближений, принимая $\Delta\omega$ как решение первого уравнения

системы (2), в котором можно ограничиться статической характеристикой двигателя ($\tau = 0$). Реактивные моменты, связанные с координатами q_1, q_2, в этом случае можно заменить моментом сопротивления, базируясь на результатах кинетостатического анализа. Следует, однако, отметить, что при этом возможны некоторые ошибки не только количественного, но и качественного уровня из-за изменения частотных и модальных характеристик (см. ниже).

Динамический синтез

В инженерных расчетах для выявления наиболее важных факторов обычно отдается предпочтение относительно простым динамическим моделям, которые в то же время позволяют при необходимости определить целесообразность их дальнейшего усложнения. Сначала рассмотрим некоторые особенности влияния силового замыкания на кинетостатическом уровне. Примем в динамической модели, показанной на рис. 1,*б*, $c_1 = \infty; c_2 = \infty$, а коэффициент жесткости c_0 выберем таким образом, чтобы исключить разрыв кинематической цепи. Если ограничиться случаем кинематического возбуждения, то при этом должно соблюдаться условие

$$W_* = \bar{p}_*^2[h_0 + \Pi(\varphi)] > \left|-\Pi''(\varphi) + W_2(\varphi)\right|, \qquad (3)$$

где $\bar{p}_* = p_0 / k_2;\ p_0 = \sqrt{c_0 / J_2}$; $W_2(\varphi) = M_2(\varphi) / J_2$; h_0 – предварительный натяг.

На рис. 3 приведены примеры динамических составляющих функций *W*.

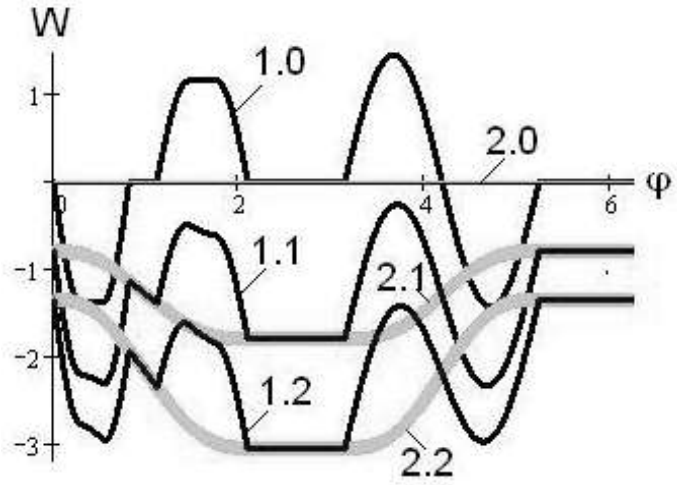


Рис. 3. Типовые графики функций $W_*(\varphi); W_2(\varphi)$:
1.0; 2.0 – $\bar{p}_* = 0$; 1.1; 2.1– $\bar{p}_* = 1$; 1.2; 2.2 – $\bar{p}_* = 1.3$

Функция W_2 (кривые 2.0; 2.1; 2.2) отображает положение статического равновесия, которое в последних двух случаях изменяется при деформации замыкающей системы. Функция W_* (кривые 1.0; 1.1; 1.2) соответствуют реактивному моменту на входе выходного звена. Очевидно, что в первом приближении для устранения разрыва непрерывности движения графики этой функции не должны пересекать ось абсцисс. Кривая 1.0 является зеркальным отображением графика заданной функции ускорений рабочего органа. При учете упругости элементов привода самая простая модель описывается вторым уравнением системы (2) при $\eta_1 \equiv 0$, когда учитываются только упругодиссипативные свойства рабочего органа.

На рис. 4 иллюстрируется динамический эффект от предварительного натяга силового замыкания при $\bar{k}_2 = 30, \bar{p}_* = 1.3$. При отсутствии силового замыкания (рис.4,*а*; $p_* = 0$) возбуждаются значительные колебания при перекладке в зазоре, а при его подключении (рис. 4,*б*) возникают лишь сопровождающие колебания, вызванные кинематическим возбуждением [1,2,3].

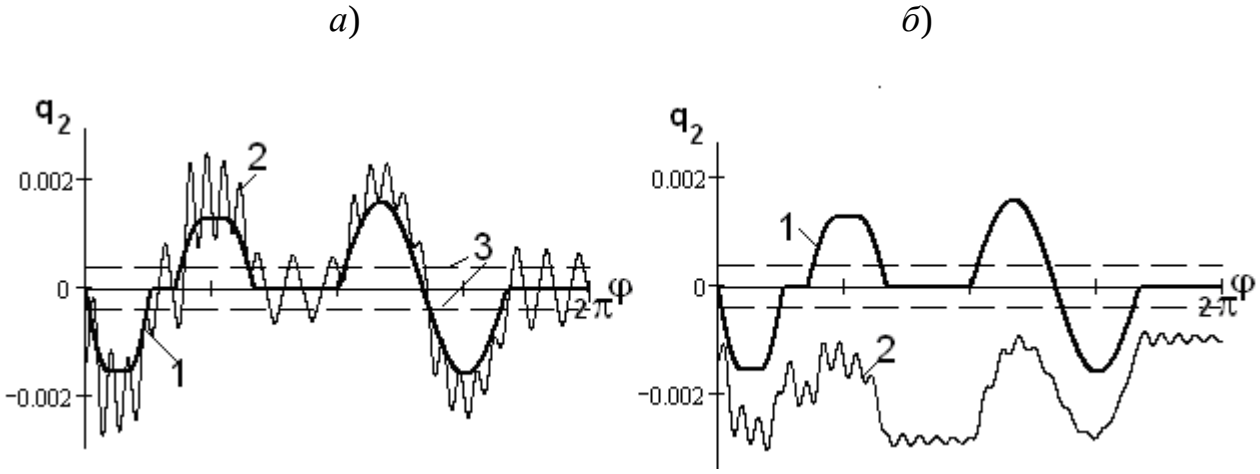


Рис.4. Графики q_2: 1– деформации от момента инерционных сил рабочего органа; 2 – динамические ошибки при учете колебаний; 3– границы зазора.

На первый взгляд, использованная модель дает исчерпывающий результат для решения поставленной задачи. Однако надежное функционирование системы замыкания может быть нарушено по разным причинам, среди которых существенную роль играют колебания привода, возбуждаемые в числе прочих факторов и замыкающей силой. Если динамические нагрузки оказываются преобладающими, должно соблюдаться условие $F = \xi \left| P^i \right|_{\max}$, где P^i – сила инерции, F – замыкающая сила, $\xi > 1$,

коэффициент запаса. При колебаниях могут существенно изменяться как замыкающая сила, так и силы инерции, определённые на базе кинетостатической модели. Это может привести к нарушению силового замыкания, не устраняемого повышением замыкающего усилия. Данный эффект связан с нестационарностью кинематической связи, из-за чего при нелинейной функции положения даже постоянная составляющая замыкающей силы трансформируется в переменный момент $M_0 = \Pi' F_0$, воздействующий на привод. При этом дополнительно возбуждаются вынужденные колебания входного звена, которые вызывают приращение инерционных нагрузок на выходном звене. Пусть $F = F_0 + c_0\Pi$, где c_0, F_0 – коэффициент жёсткости и сила от предварительной деформации замыкающей пружины. Между $\left|P^i\right|_{\max}$ и F_0 имеется функциональная связь $\left|P^i\right|_{\max} = \Psi(F_0)$. Функция $\Psi(F_0)$ на кинетостатическом уровне в первом приближении может быть определена на основании (3):

$$\Psi = \min W_* > \max\left|-\Pi''(\varphi) + W_2(\varphi)\right| \qquad (4)$$

Однако при этом не учтены возбуждаемые колебания (см. ниже). Дадим некоторое приращение силе F_0, равное ΔF_0. Тогда, ограничиваясь линейным приближением, имеем

$$\left|P^i\right|_{\max} + \Delta P^i \approx \Psi(F_0) + \frac{\partial \Psi}{\partial F_0}(F_0)\Delta F\,. \qquad (5)$$

Введём понятие идеального приращения коэффициента запаса $\Delta\xi_0 = \Delta F / \left|P^i\right|_{\max}$ при абсолютно жёстком приводе, т. е. при $\Delta P^i = 0$. Используя (5), можно показать, что $\Delta\xi = \zeta\Delta\xi_0$, где $\zeta = (1-h)/(1+h\delta\xi_0)$; $h = \dfrac{\partial\Psi}{dF_0}(F_0)$; $\delta\xi_0 = \Delta\xi_0/\xi$. При $h > 1$ параметр $\zeta < 0$. Тогда можно ожидать, что увеличение замыкающего усилия приведет к возрастанию интенсивности разрывов кинематической связи и дальнейшему ухудшению работы механизма. Это означает, что попытка устранить разрывы кинематического контакта за счет увеличения замыкающего усилия будет безуспешной, а система замыкания полностью лишается чувствительности к монтажным и эксплуатационным регулировкам, т. е. по сути дела, оказывается неуправляемой.

В формуле (5) не учтены возбуждаемые колебания. Для устранения эффекта неуправляемости силовым замыканием, оставаясь в рамках динамической модели 2, можно показать, что в первом приближении [1,2]:

$$h \approx (3-4)\frac{\sigma\left|P_*^i \Pi''\right|_{\max}}{c_1(\sigma-1)} \qquad (6)$$

Здесь c_1 – приведенная крутильная жёсткость привода; $\sigma = p_2 / p_1$, где p_1, p_2 – парциальные частоты ведущей и ведомой подсистем механизма; P_*^i – идеальная сила инерции (или момент инерционных сил) в зоне возможного разрыва кинематической цепи. Из (6) следует , что с некоторым запасом должно быть удовлетворено условие $\sigma > 1$.

Далее произведем анализ результатов компьютерного моделирования системы уравнений (2). При этом в качестве базовых исходных параметров использованы данные, полученные при расчетах ряда трикотажных машин [1]: $J_0 = 0.1; J_1 = 0.16$; $J_2 = 0.2$ кгм^2; $\nu = 0.05\,(\text{Нм})^{-1}$; $\tau = 0.002$с. (остальные данные приведены по ходу изложения). На рис. 5 приведены графики нормированных значений отклонений угловых скоростей двигателя $\Delta\bar{\omega}$ от среднего значения. При этом варьировалась лишь парциальная частота подсистемы привода, а парциальная частота рабочего органа сохранялась без изменений.

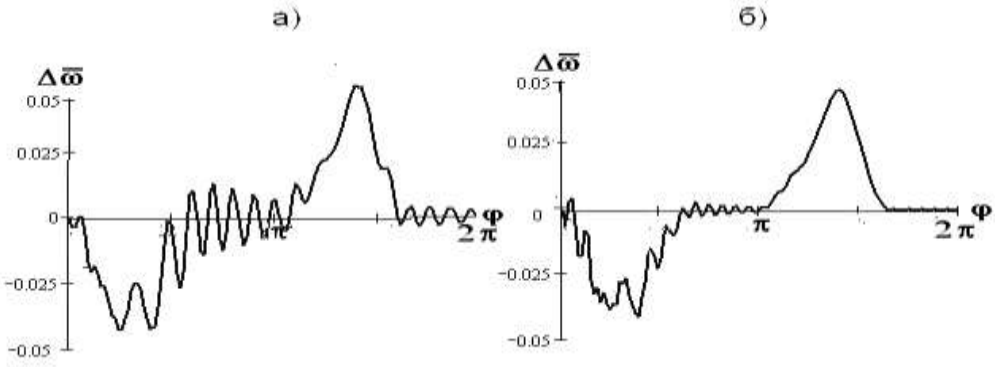


Рис. 5 . Влияние характеристик привода на угловую скорость электродвигателя:
а) $p_* = 1.3; \bar{k}_1 = 20; \bar{k}_2 = 30$; *б*) $p_* = 1.3; \bar{k}_1 = 40; \bar{k}_2 = 30$.

На рис. 6 представлены графики W_j, которые дополняют ранее приведенные графики учетом возбуждаемых колебаний. Здесь кривые 1 и 2 совпадают с кривыми 1.2 и 2.1 на рис. 3, *а* кривая 3 соответствует функции

$$W_* + \eta_2'' = -[\Pi'' + p_*^2(h_0 + \eta_2'')] \; .$$

Анализ результатов компьютерного моделирования показал эффективность силового замыкания, что проявилось в существенном снижении уровня колебаний и устранении виброударных режимов при перекладке в зазорах. Отметим также, что подтвердился рост виброактивности системы

при $\sigma<1$, когда нарушаются условия неуправляемости системой замыкания (см. формулу (6)). Оптимальные значения параметров соответствуют графику на рис. 6,*г*. Сопоставление этого графика с графиком на рис. 6,*б* (кривые 3) свидетельствует о том, что при $\sigma>1$ использование силового замыкания не гарантирует возможность возникновения виброударных режимов в зазоре.

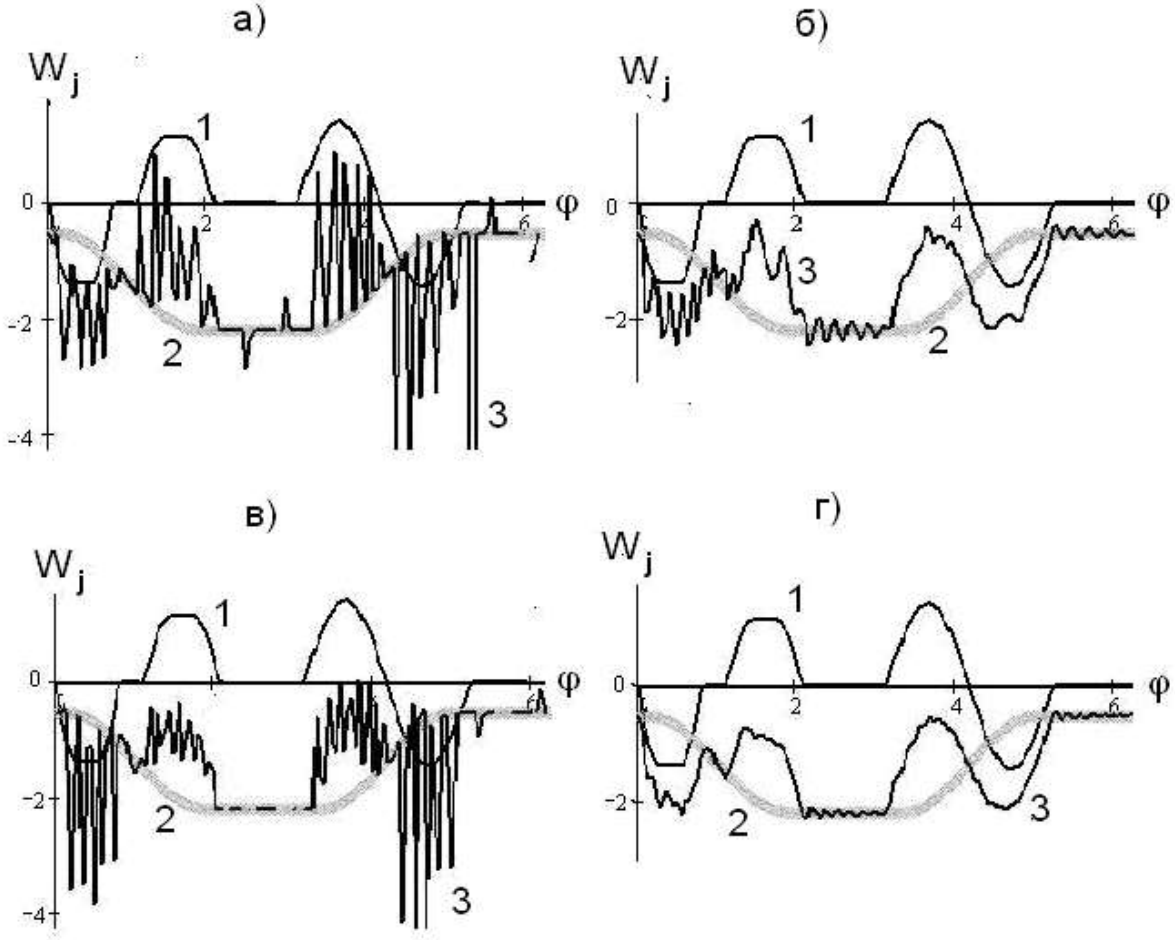


Рис.6. Графики $W_j(\varphi)$ при учете колебаний: *а*) $p_*=0; k_1=20;\ k_2=30;$ *б*) $p_*=1.3; k_1=20; k_2=30;$ *в*) $p_*=0;\ k_1=40; k_2=30;$ *г*) $p_*=1.3; k_1=40;\ k_2=30.$

В заключение отметим, что высокочастотные колебания, выявленные при силовом замыкании цикловых механизмов, могут также привести к нарушению условий динамической устойчивости в зонах параметрических резонансов [2, 13, 14] . Эта проблема при учете влияния силового замыкания требует отдельного рассмотрения.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

[1] Вульфсон И.И. Динамика цикловых машин.–СПб.: Политехника, 2013.-425 с.

[2] Vulfson, I. Dynamics of cyclic machines.– Heidelberg, New York, Dordrecht, London: Springer, 2015.– 410 p.

[3] Vulfson, I. Vibroactivity of branched and ring structured mechanical drives.– New York; London: Hemisphere Publishing Corporation, 1989.– 99 p.

[4] Коловский М.З. Динамика машин.– Л.: Машиностроение, 1989.– 264 с.

[5] Вейц В.Л., Коловский М.З., Кочура А.Е. Динамика управляемых машинных агрегатов. – М.: Наука, 1984. – 352 с.

[6] Dresig H. Shwingungen mechanisher Antriebssysteme/ Dresig H. ,– Berlin, Heidelberg, New York: Springer, 2001.– 425 S.

[7] Dresig H.,Vulfson I. Maβnamen und Beispiele zur Lösung dynamisher Probleme bei Verarbeitungs Maschinen // Konstruktion, 42. 1990. S.369 – 376.

[8] Нагаев Р.Ф. Механические процессы с повторными затухающими соударениями. – М.: Наука . 1985. – 200 с.

[9] Вульфсон И.И. . К проблеме снижения виброактивности приводов машин при учете динамических характеристик электродвигателя // Проблемы машиностроения и надежности машин, 2017, №4. С. 12–19.

[10] Dresig H. Shwingungen mechanisher Antriebssysteme/ Dresig H. ,– Berlin, Heidelberg, New York: Springer, 2001.– 425 S.

[11] Вульфсон И. И К проблеме динамической взаимосвязи электродвигателя и механического привода цикловой машины. // Теория механизмов и машин. 2016. №4. Том 32. С. 173–182.

[12] Vulfson I. Some Peculiaritties of Elestric Drive Impact on the Dynamics of Cyclic Machines (Ed. A. Evgrafov) //Advances in Mechanical Engineering. Selected Contributions from the Conference “ Modern Engineering: Science and Education”, Saint Peteresburg, Russia, June 2017. Pp.163–176.

[13] Вульфсон И.И Квазистационарность динамических режимов в цикловых механизмах, образующих реономные колебательные системы с решётчатой структурой. // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2015, №4. С. 12–19.

[14] Vulfson I. Parametric vibrations excitation in cyclic mechanisms// Advances in mechanical engineering. Selected contribution from the conference “ Modern engineering” (Ed. A. N. Evgrafov). Berlin, London: Springer, 2017.– Pp. 133– 143.

I. Vulfson

RESEARCH OF VIBRATIONS OF THE DRIVE OF CYCLIC MACHINES UNDER POWERING ENCLOSURE OF MECHANISMS

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.

Keywords: oscillations, cyclic machines, force closure.

REFERENCES

[1] Vulfson, I.I. Dynamics of cyclic machines. Politechnika, Lenungrad, 2013.(rus.)
[2] Vulfson, I. Dynamics of cyclic machines.– Heidelberg, New York, Dordrecht, London: Springer, 2015
[3] Vulfson, I. Vibroactivity of branched and ring structured mechanical drives.– New York; London: Hemisphere Publishing Corporation, 1989
[4] Kolovsky M.Z. Dynamics of machines. Mashinostroenie, Lenungrad, 1989.(rus.)
[5] Veits V.L., Kolovsky M.Z., Kochura A. E. Dynamics of controlled machine aggregates. Nauka, Moscow, 1979. (rus.)
[6] Dresig H. Shwingungen mechanisher Antriebssysteme/ Dresig H. ,– Berlin, Heidelberg, New York: Springer, 2001
[7] Dresig H.,Vulfson I. Maβnamen und Beispiele zur Lösung dynamisher Prob leme bei Verarbeitungs Maschinen // Konstruktion, 42. 1990. S.369 – 376.
[8] Nagaev R.F. Mechanical processes with repeated damping collisions. - M .: Science. 1985.
[9] Vulfson I.I. To the problem of reducing the vibratory activity of the drives of machines while taking into account the dynamic characteristics of the electric motor // Problems of machine building and machine reliability, 2017, No. 4.
[10] Dresig H. Shwingungen mechanisher Antriebssysteme/ Dresig H.,– Berlin, Heidelberg, New York: Springer, 2001

[11] Vulfson I.I. To the problem of dynamic interconnection of an electric motor and a mechanical drive of a cyclic machine. // Theory of mechanisms and machines. №4. V. 32. 2016.
[12] Vulfson I. Some Peculiaritties of Elestric Drive Impact on the Dynamics of Cyclic Machines (Ed. A. Evgrafov) //Advances in Mechanical Engineering. Selected Contributions from the Conference " Modern Engineering: Science and Education", Saint Peteresburg, Russia, June 2017
[13] Vulfson I. I. Quasistationarity of dynamic regimes in cyclic mechanisms forming rheonomic oscillatory systems with a lattice-structure. // Problems of engineering and machine reliability. 2015, №4
[14] Vulfson I. Parametric vibrations excitation in cyclic mechanisms// Advances in mechanical engineering. Selected contribution from the conference " Modern engineering" (Ed. A. N. Evgrafov). Berlin, London: Springer, 2017

ISSN 2223-0807
Современное машиностроение: Наука и образование :
материалы 8-й международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н.Евграфова и А.А. Поповича.- СПб.: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2019.

DOI 10.1872/MMF-2019-12
УДК 621.01+531.8

А.Н. Евграфов[1], Г.Н. Петров[2]

УЧЕТ ТРЕНИЯ В ПЛОСКИХ РЫЧАЖНЫХ МЕХАНИЗМАХ

[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

Рассмотрены плоские структурные группы с вращательными и поступательными кинематическими парами. При подходе таких групп к особым положениям резко возрастают внутренние реакции в шарнирах, что может привести к эффекту самоторможения, при котором дальнейшее движение звеньев становится невозможным. Учет трения в кинематических парах позволяет определить условия возникновения такого режима.

Описаны модели плоских вращательных и поступательных кинематических пар с трением. Показан алгоритм построения структурных групп с заменяющими идеальными кинематическими парами. Попадание таких групп в особое положение говорит о возможности возникновения режима самоторможения.

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

Введение

В [1] дан анализ эффекта самоторможения рычажных механизмов с вращательными кинематическими парами (КП).

Рассмотрим кроме моделей вращательных КП модели идеальных и неидеальных поступательных КП. Учет трения в шарнирах особенно важен при подходе структурных групп механизма к особым положениям. При этом часто не ставится задача определения реакций в шарнирах с учетом сил трения. Требуется оценить, насколько близко к особому положению можно подойти, не попав в режим самоторможения. Проведем такой анализ на примере групп Ассура, состоящих из двух звеньев и трех кинематических пар:

- ВВВ (три вращательных КП),
- ВВП (две вращательные и поступательная КП).

Модели вращательной КП

Воспользуемся моделями, описанными в [1]. Для идеальной вращательной КП (рис. 1. *а*) запишем проекции на оси реакции $\bar{R}_2$ со стороны первого звена на второе:

$$R_{2x} = R_2 \cos\alpha,$$

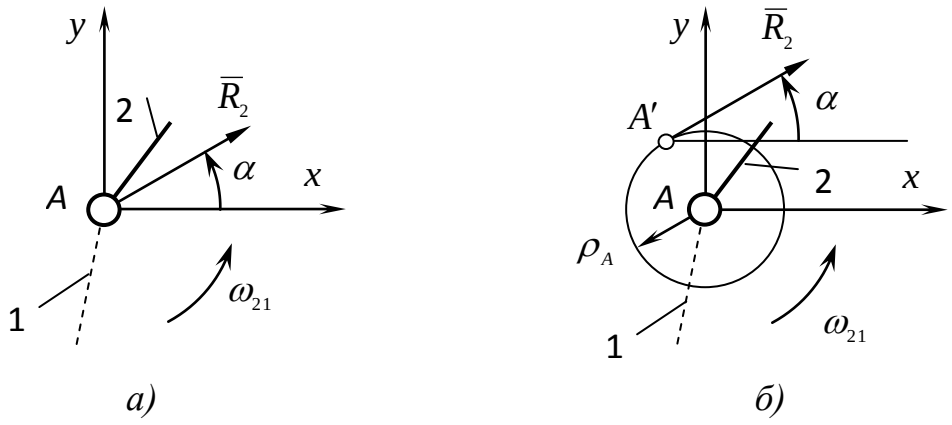
$$R_{2y} = R_2 \sin\alpha,$$

где $R_2 = |\bar{R}_2|$,

α – угол между осью x и вектором $\bar{R}_2$.

Момент относительно оси вращения z $M_2^R = 0$.

При учете сил трения (рис. 1, *б*) величина момента может быть



а) *б)*

Рис. 1. Модели вращательной КП
а) идеальная ВКП, *б*) неидеальная ВКП

определена из выражения

$$M_2^R = -\varepsilon^V \rho_A R_2,$$

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

ρ_A – радиус круга трения.

В заменяющей идеальной кинематической паре (ЗИКП) должны возникать те же реакции, что и в исходной КП с трением. В нашем случае ось ЗИКП находится в точке A' (рис. 1, б), через которую проходит вектор $\bar{R}_2$. Множество таких ЗИКП располагается внутри круга трения при отсутствии относительного движения звеньев $(\omega_{21} = 0)$ или на окружности радиуса круга трения ρ_A при $(\omega_{21} \neq 0)$.

Группа Ассура ВВВ

Рассмотрим диаду с тремя вращательными кинематическими парами ABC (рис. 2).

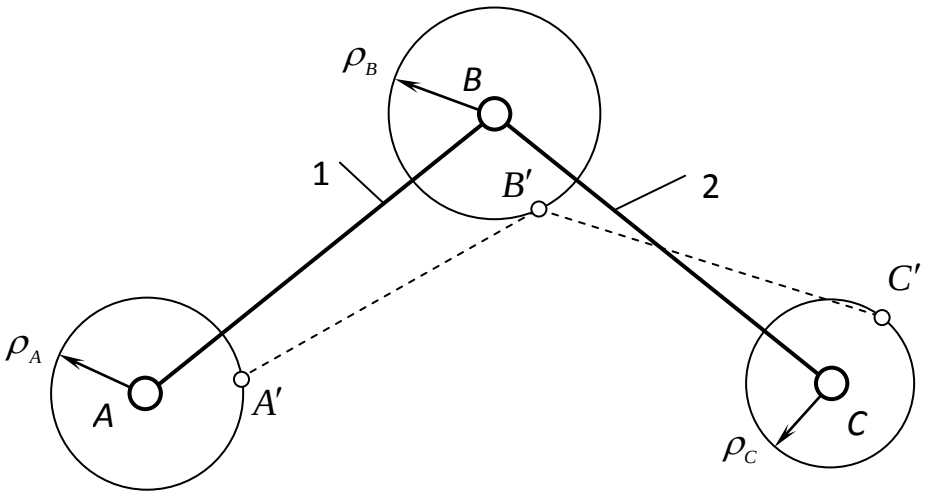


Рис. 2. Заменяющие ИКП диады ВВВ

Для определенного набора сил, действующих на группу, и относительных угловых скоростей звеньев, можно найти группу Ассура с ЗИКП $A'B'C'$ [1]. Множества шарниров таких групп находятся на окружностях с радиусами ρ_A, ρ_B, ρ_C или внутри этих радиусов, когда относительная угловая скорость звеньев, связанных данным шарниром, равна нулю. Если среди этого множества существует хотя бы один механизм с ЗИКП в особом положении, когда шарниры располагаются на одной прямой ($A'B'C'$, рис. 3), группа может попасть в режим

самоторможения, когда дальнейшее движение звеньев становится невозможным.

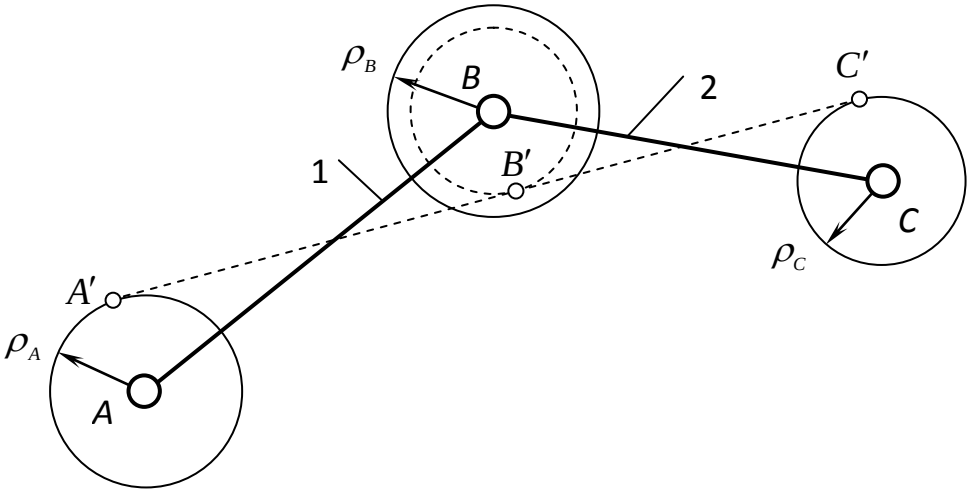
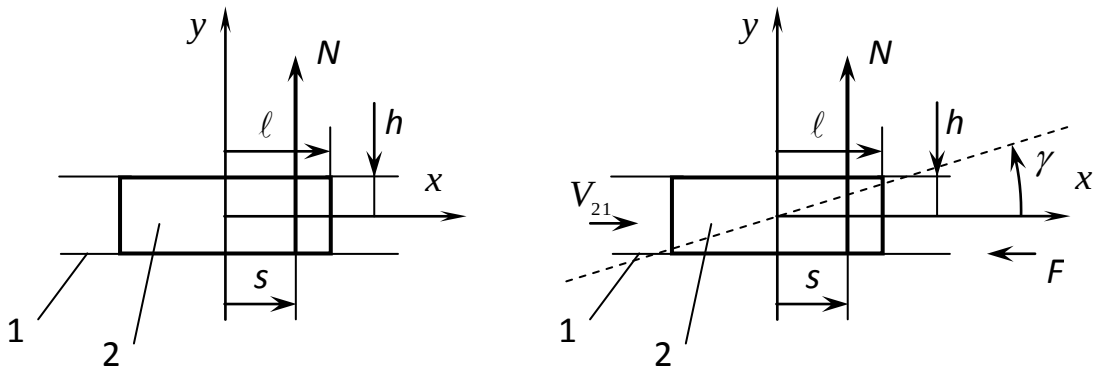


Рис. 3. Режим самоторможения диады ВВВ

Модели поступательной КП

Рассмотрим модель поступательной идеальной КП (рис. 4, *а*). Ось x направим вдоль линии относительного перемещения звеньев. Запишем проекции реакции $\bar{R}_2$ со стороны первого звена на второе на оси момент M_2^R:



а) *б)*

Рис. 4. Модели поступательной КП
а) идеальная ПКП, *б)* неидеальная ПКП

$$R_{2x} = 0,$$
$$R_{2y} = N,$$
$$M_2^R = N \cdot s,$$

где N – нормальная реакция,

s – смещение нормальной реакции относительно начала координат.

Для неидеальной кинематической пары, если контакт звеньев происходит по одной стороне, можно ввести силу трения, которая направлена против относительного движения звеньев (рис. 4, *б*):

$$F = -\varepsilon^V f|N|,$$

где f – коэффициент трения скольжения,

$\varepsilon^V = sign\, V_{21} = \pm 1$ – знак скорости движения второго звена относительно первого.

Запишем проекции реакции и момент:

$$R_{2x} = -f\varepsilon^V\varepsilon^N N,$$
$$R_{2y} = N,$$
$$M_2^R = N \cdot s - f\varepsilon^V N h,$$

где $\varepsilon^N = sign\, N = \pm 1$ – знак нормальной реакции,

h – половина высоты ползуна.

Для этой модели поступательной КП можно определить угол трения, который равен углу наклона ЗИКП (рис. 4, *б*):

$$\tan\gamma = -{R_{2x}}/{R_{2y}} = f\varepsilon^V\varepsilon^N.$$

Рассмотренной выше моделью можно пользоваться, если величина s находится в диапазоне

$$-l \le s \le l,$$

где l – половина длины ползуна.

При несоблюдении этого условия мы получаем контакт не по одной, а по двум поверхностям поступательной пары. В этом случае используют, например, модель с двухточечным контактом [10], рис. 5. В точках A и B возникают реакции N_A, N_B и силы трения F_A, F_B.Если нормальные реакции отрицательные, их точками приложения становятся соответственно A' и B'. Запишем проекции реакций на оси и момент:

$$R_{2x} = -f\varepsilon^V\varepsilon^{NA}N_A - f\varepsilon^V\varepsilon^{NB}N_B,$$
$$R_{2y} = N_A + N_B,$$
$$M_2^R = l(N_B - N_A) - f\varepsilon^V(N_B + N_A)h,$$

где $\varepsilon^{NA} = sign\, N_A$, $\varepsilon^{NB} = sign\, N_B$.

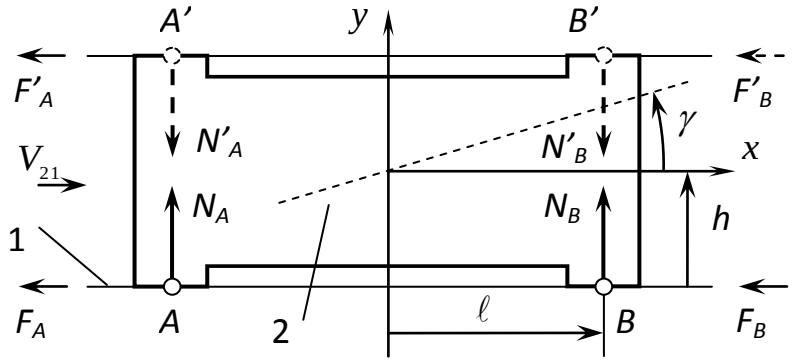


Рис. 5. Модель поступательной КП с двухточечным контактом

Если $\varepsilon^{NB} = \varepsilon^{NA}$, мы получаем модель, рассмотренную ранее, так как в этом случае $l(N_B - N_A) = s \cdot N,\ N_B + N_A = N$.

Если $\varepsilon^{NB} = -\varepsilon^{NA} = \varepsilon^{N}$, получаем

$$R_{2x} = -\left(f\,{}^{s}/_{l}\right)\varepsilon^{V}\varepsilon^{N}N,$$

$$R_{2y} = N,$$

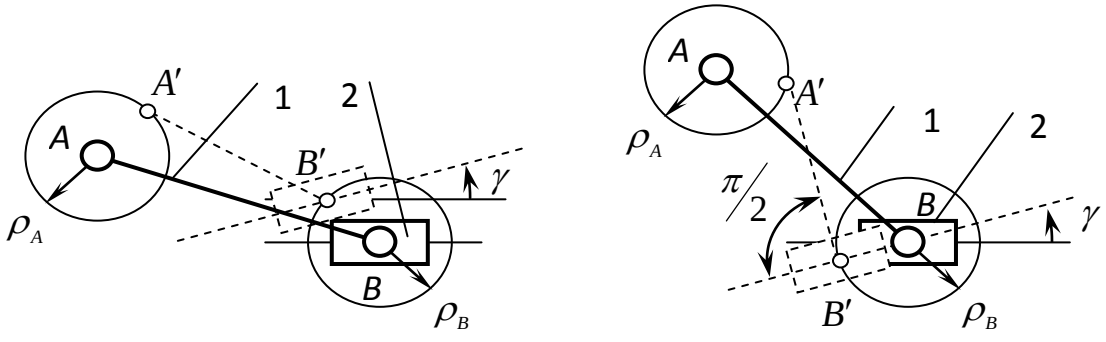
$$M_2^R = N \cdot s - f\varepsilon^{V}Nh.$$

Таким образом угол трения (угол наклона направляющей ЗИКП) увеличивается:

$$\tan\gamma = -{}^{R_{2x}}/_{R_{2y}} = \left(f\,{}^{s}/_{l}\right)\varepsilon^{V}\varepsilon^{N} \text{ при } |s| > l.$$

Группа Ассура ВВП

Рассмотрим в качестве примера диаду ВВП с поступательной кинематической парой (рис. 6).



а) *б)*

Рис. 6. Диада ВВП
а) заменяющие ИКП, *б)* режим самоторможения

Если при заданных внешних усилиях и скоростях движений звеньев искать группу с ЗИКП, шарниры A' и B' будут находиться на окружностях ρ_A и ρ_B соответственно, направляющая поступательной пары должна быть наклонена на угол трения γ (рис. 6, *а*). Аналогично диаде ВВВ покажем положение, в котором среди множества групп с ЗИКП существуют группы в особом положении, когда угол между отрезком $A'B'$ и поступательной ЗИКП становится равным $\pi/2$ (рис. 6, *б*) и возникает возможность самоторможения.

Вывод

В заключении отметим, если среди множества структурных групп с ЗИКП в заданном положении нашлись группы в особом положении, это говорит только о возможности возникновения режима самоторможения при определенных внешних силах и относительных скоростях движения звеньев. Но даже если эффекта самоторможения не происходит, в этом случае, чаще всего, возникает резкое увеличение реакций и сил трения в шарнирах, что негативно сказывается на работоспособности механизма.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

[1] А.Н. Евграфов, Г.Н. Петров. Анализ эффекта самоторможения рычажных механизмов // Современное машиностроение. Наука и образование. 2018. № 7. С. 111-121.

[2] Коловский М.З. Об одном критерии качества положений многоподвижных рычажных механизмов // Проблемы машиностроения и надежности машин. 1997, № 2.

[3] 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.

[4] А.Н. Евграфов, Г.Н. Петров. Геометрический и кинетостатический анализ плоских рычажных механизмов второго класса // Теория механизмов и машин. – 2003. – № 2. – С. 50-63.

[5] Г.Н.Петров. Компьютерное моделирование механических систем в среде «ModelVision» // Теория механизмов и машин. – 2004. – № 1. – Том 2. – С. 75-79.

[6] И.О. Хлебосолов. Графические методы расчета механизмов с использованием ЭВМ // Теория механизмов и машин. – 2004. – № 2. – Том 2. – С. 40-44.

[7] 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.
[8] 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.
[9] В. П. Верховод. Использование программы Mathcad при синтезе передаточных рычажных механизмов // Теория механизмов и машин. – 2011. – № 1. – Том 9. – С. 69-76.
[10] 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.
[11] Пейсах Э.Е. Система проектирования плоских рычажных механизмов / Э.Е.Пейсах, В.А.Нестеров. – М.: Машиностроение, 1988.- 232 с.
[12] А.Н. Евграфов. Об угле давления как о критерии качества передачи сил // Машиноведение. Сборник научных трудов. – СПб.: Изд-во СПбГТУ, 1997. С .84-90.
[13] Диментберг Ф.М. Теория пространственных шарнирных механизмов. – М.: Наука, 1982. – 336 с.
[14] Зиновьев В.А. Пространственные механизмы с низшими парами. – М.: Гостехиздат, 1952. – 432 с.
[15] Мудров П.Г. Пространственные механизмы с вращательными парами. – Казань: Изд-во Казанского ун-та, 1976. – 264 с.
[16] Петров Г.Н. Алгоритм кинетостатического расчета на ЭВМ замкнутых рычажных механизмов // Проблемы машиностроения и надежности машин. 1993. № 3.
[17] Петров Г. Н. Компьютерное моделирование механических систем в среде «Model Vision» // Теория механизмов и машин. – 2004. – №1(3). – Т. 2. – С. 75–79.
[18] 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.
[19] 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.
[20] Uicker J.J. Velocity and Acceleration Analysis of Spatial Mechanisms Using 4x4 Matrices. – Northwestern Univers., the Technolog. Inst. Evanston, Illinois, 1963.
[21] 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.

[22] Evgrafov, A.N., Karazin, V.I., Petrov, G.N. Analysis of the self-braking effect of linkage mechanisms. Lecture Notes in Mechanical Engineering. 2019. pp. 119-127

A.N.Evgrafov, G.N.Petrov

ACCOUNT OF FRICTION IN LINKAGE MECHANISMS

Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, Russia

Abstract

Flat structural groups with revolute and prismatic kinematic pairs are considered. At the approach of such groups to singular positions, internal reactions in the hinges sharply increase, which can lead to the effect of self-braking, at which further movement of the links becomes impossible. Accounting for friction in kinematic pairs allows us to determine the conditions for the occurrence of such a regime.

The models of plane revolute and prismatic kinematic pairs with friction are described. The algorithm for constructing structural groups with substitute ideal kinematic pairs is shown. Hitting such groups in a singular position indicates the possibility of the emergence of a mode of self-braking..

Key words: structural group, Assur group, mechanism, self-braking, replacing the ideal kinematic pair, friction.

REFERENCES

[1] A.N. Evgrafov, G.N. Petrov. The effect of self-braking of linkage mechanisms. Proceedings of the 7th international conference «Modern Mechanical Engineering: Science and Education MMESE-2018». 2018. №7. Pp.111-121. (rus.)

[2] 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.)

[3] 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.)

[4] 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.)

[5] 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.)

[6] I.O. Khlebosolov. Graphic methods for calculating mechanisms using computers, Theory of Mechanisms and Machines. - 2004. - No. 2. - Volume 2. - P. 40-44. (rus.)
[7] 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.)
[8] 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.)
[9] 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.)
[10] 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.)
[11] Peisah E.E. System for the design of flat lever mechanisms / EE Peisakh, VA Nesterov. - Moscow: Mechanical Engineering, 1988.- 232 p. (rus.)
[12] 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.)
[13] Dimentberg F.M. The theory of spatial hinged mechanisms. - Moscow: Nauka, 1982. - 336 p. (rus.)
[14] Zinoviev VA Spatial mechanisms with lower pairs. - Moscow: Gostekhizdat, 1952. - 432 p. (rus.)
[15] Mudrov P.G. Spatial mechanisms with rotational pairs. - Kazan: Publishing house of the Kazan University, 1976. - 264 p. (rus.)
[16] 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.)
[17] 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.)
[18] 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.)
[19] 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.)
[20] Uicker J.J. Velocity and Acceleration Analysis of Spatial Mechanisms Using 4x4 Matrices. – Northwestern Univers., the Technolog. Inst. Evanston, Illinois, 1963.

[21] 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.
[22] Evgrafov, A.N., Karazin, V.I., Petrov, G.N. Analysis of the self-braking effect of linkage mechanisms. Lecture Notes in Mechanical Engineering. 2019. pp. 119-127

ISSN 2223-0807
Современное машиностроение: Наука и образование :
материалы 8-й Международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н.Евграфова и А.А. Поповича.- СПб.: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2019.

DOI 10.1872/MMF-2019-13
УДК 621.83; 62-231; 681.532

В.А. Зинков[1], В.М. Медунецкий[2], А.А. Ожиганов[3]

УЛУЧШЕНИЕ ТЕХНИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКОГО ПРИБОРА ДЛЯ ИЗМЕРЕНИЯ УГЛА ПОВОРОТА

[1]Владимир Александрович Зинков,
АО «Научно-производственная фирма «Меридиан»,
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812)602-0375, E-mail: zinkov21@yandex.ru.

[2]Виктор Михайлович Медунецкий
Санкт-Петербургский национальный исследовательский университет информационных технологий, механики и оптики
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812)233-5898, E-mail: vm57med@yandex.ru.

[3]Александр Аркадьевич Ожиганов
Санкт-Петербургский национальный исследовательский университет информационных технологий, механики и оптики
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812)232-5278, E-mail: ojiganov@mail.ifmo.ru.

Аннотация

В работе описывается электромеханический прибор, предназначенный для получения текущей информации об угловом положении объекта. Прибор состоит из двух частей: механического редуктора и поворотного оптоэлектронного энкодера. Для улучшения технических характеристик прибора предложено использовать энкодер (цифровой преобразователь угла) на основе квазициклической кодовой шкалы. Также предлагается повысить точность измерения угла поворота объекта за счёт использования конусно-клиновых зубчатых венцов в редукторе данного электромеханического прибора.

Ключевые слова: электромеханический прибор, оптоэлектронный энкодер, квазициклическая кодовая шкала, конусно-клиновые зубчатые венцы цилиндрической передачи.

В современных приборах и системах навигации для управления движением объектов достаточно широко используются преобразователи на основе электрических аналоговых и дискретных сигналов. Известно, что на практике находят применение электромеханические датчики, предназначенные для получения информации об угловом положении различного вида объектов, в которые входят механический преобразователь (редуктор) и поворотный оптический энкодер [2, 8]. Выбор таких электромеханических датчиков-приборов обоснован сложными (жёсткими) условиями их эксплуатации. На рис. 1 показана структурная схема электромеханического прибора-датчика для измерения угла поворота платформы. Поворотная платформа (рис.1) со специальным оборудованием достаточно большой массы (к примеру – антенны) приводится в круговое движение при помощи электродвигателя и силового редуктора. Механический преобразователь в данном приборе-датчике необходим для синхронизации угла поворота платформы со специальным оборудованием с поворотным элементом оптического энкодера электромеханического прибора.

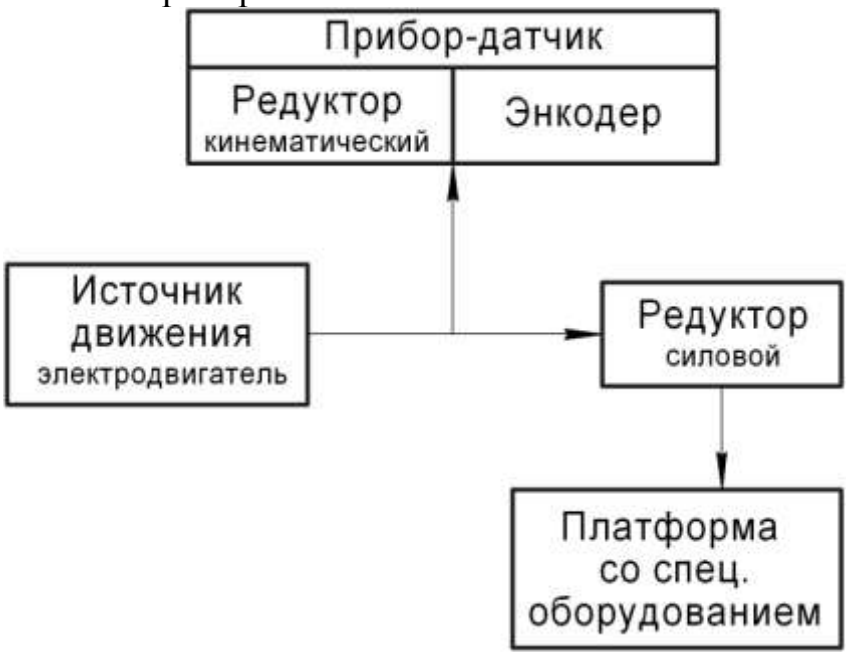


Рис. 1. Структурная схема электромеханического датчика для измерения угла поворота платформы

Необходимо отметить, что в таких электромеханических приборах-датчиках наиболее используемые из энкодеров являются преобразователи

угла, построенные по методу абсолютного отсчета, так как они в большей степени, чем другие, удовлетворяют требованиям по точности, быстродействию и помехоустойчивости, а также обладают важной особенностью – отсутствием потери позиции при отключении напряжения [1, 13, 15, 16].

Однако широкому применению таких преобразователей в значительной мере препятствуют их более высокая стоимость, трудоемкость изготовления и относительно увеличенные габариты и масса. Это в первую очередь вызвано использованием в преобразователях кодовых шкал с маской, выполненной в обыкновенном двоичном коде или в коде Грея с числом кодовых дорожек, равной разрядности преобразователя.

Авторами данной работы предлагается в качестве энкодера использовать цифровой преобразователь угла на основе квазициклической кодовой шкалы (КЦКШ). Энкодеры, с применением в качестве кодированного элемента КЦКШ, позволяют уменьшить почти в два раза его габаритные размеры. Это достигается за счет использованием в n — разрядной кодовой шкале всего $n/2$ кодовых дорожек (КД) [11].

Формирование структуры предлагаемой КШ основано на использовании двоичной последовательности де Брейна с минимальной длиной периода B=4. Генерация символов последовательности b_j, j=0, 1,… осуществляется посредством рекуррентного соотношения $b_{2+j} = b_j \oplus b_{1+j} \oplus \overline{b}_{1+j}$, где знак $\oplus$ означает суммирование по модулю два, а индексы при символах b_j последовательности берутся по модулю B при начальных значениях $b_0 b_1 = 00$. Сгенерированная таким образом последовательность имеет вид 0011. Особенностью данной последовательности является её малая длина, которая позволяет использовать её для построения, как младших, так и старших КД, где шаг градаций, при реализации фотоэлектрического метода считывания информации, даёт возможность создавать группы щелей в пределах одного считывающего элемента (СЭ) с целью увеличения проходящей мощности излучения.

Принцип построения, рассматриваемых в данной работе КШ, включает в себя два этапа:

1. Рисунок i–й кодовой дорожки (i=1,2,…,m) выполняется в соответствии с символами $N=4^{(i-1)}$ периодов последовательности де Брейна 0011.
2. Вдоль каждой КД устанавливаются по два СЭ с угловым шагом, кратным $\delta_i=360^0/4^i$, за исключением кратности $4\delta_i$, где δ_i величина кванта i-ой КД, а $\delta_m=\delta$ является величиной кванта КШ.

Реализация предложенного подхода позволяет с каждой КД осуществлять считывание двухразрядного кода Грея, как то 00, 01, 11 и 10,

а со всех *m* КД получить 2*m* разрядный квазициклический двоичный код. На рис. 2 представлен пример линейной развертки КЦКШ, а также – схема преобразования квазициклического кода, получаемого со шкалы, в обыкновенный двоичный код.

В нашем примере суммарная разрядность КЦКШ *n*, обеспечиваемая первой, второй и третьей КД при рассмотренном выше размещении СЭ, будет равна 6.

Фиксируя считывающими элементами $СЭ_1$ — $СЭ_6$ последовательно кодовую комбинацию, при перемещении КШ циклически на один элементарный участок (квант) δ_3, например, против хода часовой стрелки, получаем 64 различные шестиразрядные комбинации квазициклического кода, которые соответствуют 64 угловым положениям КЦКШ в диапазоне от 0^0 до 360^0.

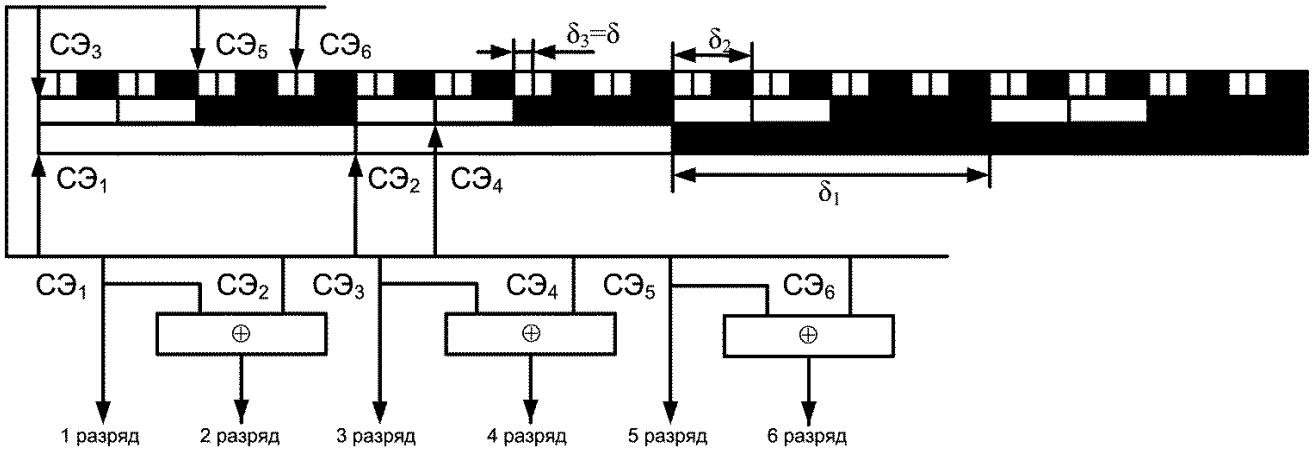


Рис. 2. Квазициклическая кодовая шкала

В нашем примере для приведения шести разрядного кода, полученного со СЭ, в обыкновенный шести разрядный двоичный код, используются схема обработки информации, включающая в себя три двухвходовых сумматора по модулю два. Связи между соответствующими элементами схемы видны из рисунка.

Применение в электромеханическом приборе энкодера на основе КЦКШ также способствует уменьшению массогабаритных характеристик и механического преобразователя вращения (редуктора). В частности, появляется возможность перейти от многоступенчатого редуктора к одноступенчатому.

Практика эксплуатации таких электромеханических приборов показала, что редуктор существенно влияет на точность измерения угла поворота. Известно, что основными эксплуатационными требованиями для

таких редукторов являются: высокая кинематическая точность и минимальный мертвый ход при небольших величинах крутящих моментов, прикладываемых к ведомому элементу привода. Отметим, что мертвым ходом кинематической цепи называют величину рассогласования в движениях ведущего и ведомого звеньев при реверсе (перемене направления движения) из-за наличия зазоров в зацеплении и упругих деформаций. Для уменьшения кинематического мертвого хода известны конструкции, которые позволяют регулировать зазоры в зоне зацепления при сборке или автоматически устранять их при вращении [3, 4]. Однако, сложность их изготовления и некоторое увеличение габаритов и массы конструкции, увеличение потерь на трение в зацеплении и в опорах препятствуют их использовать в рассматриваемых малогабаритных электромеханических приборах. Надо отметить, что совершенствование геометрии цилиндрических зубчатых передач дополнительно позволяет получать передачи с меньшими габаритами и весом [14].

Для уменьшения кинематического мёртвого хода в зацеплении целесообразнее использовать в редукторе зубчатые колёса с так называемыми конусно-клиновыми венцами. Особенностью конусно-клиновых зубчатых венцов является плавное изменение значения толщины зуба по линейному закону для каждого осевого сечения зубчатого колеса. При этом эвольвентный профиль зуба остается одинаковым по всей ширине зубьев в осевом сечении.

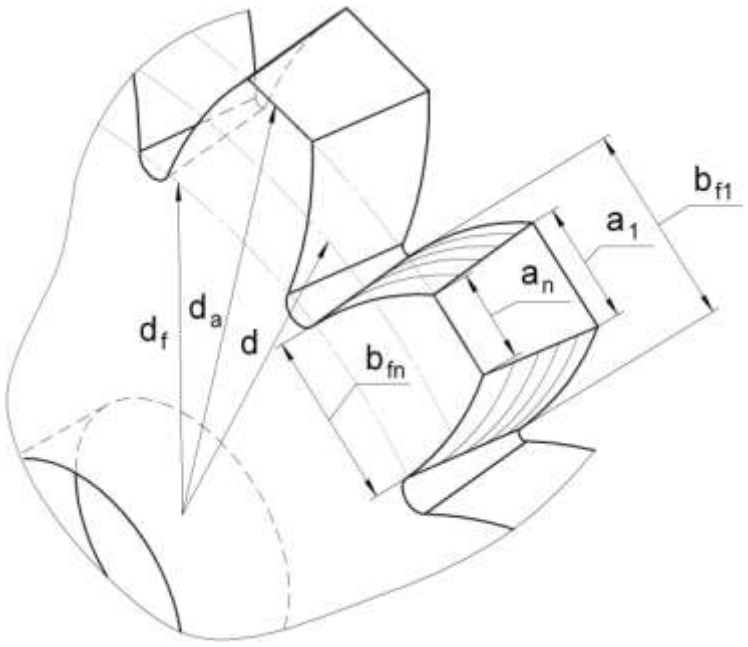


Рис. 3. Конусно-клиновой зубчатый венец

Например, изменение толщины зуба по его ширине (между двумя торцевыми плоскостями) составляет 0,2-0,25m (m – модуль зубчатых венцов). Это обеспечивает возможность регулировать зазор в зоне зубчатого зацепления путём взаимного осевого смещения сопрягаемых вращающих деталей, что позволяет при определённых условиях выбрать его оптимальную величину [10].

Очень важно отметить, что одной из особенностей современного периода совершенствования зубчатых малогабаритных передач является использование для изготовления зубчатых звеньев пластических масс и полимерных композиционных материалов. В этом случае соблюдается некоторый баланс между техническими, технологическими и эксплуатационными показателями механических устройств с одной стороны и экономических с другой [12]. Поэтому, конусно-клиновые зубчатые колёса целесообразно изготовлять из полимерных композиционных материалов (ПКМ), так как в настоящее время зубчатые колеса изготавливают преимущественно из конструкционных полимерных композиционных материалов в основном мелкосерийными партиями. Для получения зубчатых колес из ПКМ целесообразно использовать технологию литья в силиконовые формы, которая позволяет получить небольшие партии изделий методом отлива в заранее подготовленные формы. Процесс изготовления форм и выполнения отливок в них относительно быстрый, а себестоимость по сравнению с литьем в металлические формы – невысокая [5, 6].

Следует также отметить, что зубчатые передачи из ПКМ по сравнению с металлическими более легкие, малошумные, стойкие к коррозии и имеют присущую им смазывающую способность, что обеспечивает меньшие потери на трение в зацеплении. [7, 9].

Вывод. Таким образом, точность измерения угла поворота с помощью электромеханических приборов можно повысить путём использования в них энкодеров, которые выполнены на основе квазициклической кодовой шкалы, и использования конусно-клиновых венцов зубчатой передачи кинематического редуктора, что позволяет также дополнительно уменьшить массогабаритные характеристики всего прибора-датчика угла поворота.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

[1] Ожиганов А.А. Кодовая шкала // Известия высших учебных заведений. Приборостроение - 2016. - Т. 59. - № 10. - С. 888-890.

[2] Капля В. И., Капля Е. В. Идентификация динамических характеристик энкодера // Датчики и системы, № 4, 2012 г.

[3] Элементы привода приборов: расчет, конструирование, технологии /под ред. Ю. М. Плескачевского. – Минск: Беларус. навука. – 2012. – 769 с.
[4] Проектирование передаточного механизма. Учебное пособие. / В.Д. Брицкий, М.А. Ноздрин, Г.Б. Заморуев, Б.П. Тимофеев, В.В. Биндюк, С.С. Резников, Ю.С. Монахов, М.В.Абрамчук, М.С. Ларин, – СПб: СПбГУ ИТМО, 2010. – 155 с.
[5] Старжинский В.Е., Шилько С.В., Шалобаев Е.В. Технологии производства зубчатых колес из термопластичных полимерных материалов (Обзор) // Полимерные материалы и технологии. 2018. №2. С.6-31.
[6] Старжинский В.Е., Шалобаев Е.В. Проектирование пресс-форм для точных пластмассовых колес с использованием технологии быстрого прототипирования // Прогрессивные технологии в машино- и приборостроении. Нижний Новгород; Арзамас: НГТУ-АПИ, 2005. С. 28-29.
[7] Typical Plastic Gear Applications: [Электронный ресурс]. URL: http://www.intechpower.com/products/gears/typical-gear-applications. (Дата обращения: 8.02.2019).
[8] Энкодеры: [Электронный ресурс]. URL: http://roboforum.ru/wiki/Энкодеры. (Дата обращения: 12.03.2019).
[9] Georg Bartosch Polymers outperform metals in precision gearing: // Intech Power Core, 2015. URL: https://www.designworldonline.com/polymers-outperform-metals-in-precision-gearing/. (Дата обращения: 8.02.2019).
[10] Горбунов С.А. Расчет основных параметров конусно-клинового зубчатого венца // Научно-технический вестник информационных технологий, механики и оптики. №28, 2006.
[11] Ожиганов А.А. Квазициклические кодовые шкалы для цифровых преобразователей угла малой и средней разрядности // Метрология – приложение к журналу "Измерительная техника" - 2017. - № 4. - С. 25-31.
[12] Киселев С.С., Медунецкий В.М. Конструкторско-технологическое обеспечение качества цилиндрических зубчатых передач. – СПб: СПбГУ ИТМО, 2018. – 110 с.
[13] Ojiganov A. Design of Digitel Systems and Devices. - 2011. - Vol. 79, iss. Lecture Notes in Electrical Engineering. - 11. Recursive Code Scales for Moving Converters. - P. 263-289. - 365 p. – ISBN 978-3-642-17544-2. - DOI 10.1007/978-3-642-17545-9., IET – 2011.
[14] 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 Политехн. ун-та, 2018. с. 681-692. ISSN 2223-0807.
[15] Ozhiganov A.A., Tarasyuk M.V. The Use of Error-Correcting Codes in Displacement Transducers with Combinatorial Scales // Measurement Techniques - 2016, Vol. 59, No. 1, pp. 16-20.
[16] Ojiganov A.A. The Use of Hamming Codes in Digital Angle Converters Based on Pseudo-Random Code Scales // Measurement Techniques - 2015, Vol. 58, No. 5, pp. 512-519.

V.A. Zinkov[1], V.M. Medunetskiy [2], A.A. Ozhiganov [2]

IMPROVEMENT OF TECHNICAL CHARACTERISTICS OF ELECTROMECHANICAL DEVICE FOR MEASURING ANGLE OF TURNING

[1] Research and production firm «Meridian», Russia;
[2]ITMO University, Russia

Abstract

The paper describes an electromechanical device designed to obtain current information about the angular position of an object. The device consists of two parts: a mechanical gearbox and a rotary optoelectronic encoder. To improve the technical characteristics of the device, it is proposed to use an encoder (digital angle converter) based on a quasicyclic code scale. It is also proposed to improve the accuracy of measuring the angle of rotation of the object due to the use of cone-wedge gears in the gearbox of this electromechanical device.

Key words: electromechanical device, optoelectronic encoder, quasi-cyclic code scale, cone-wedge gears of a cylindrical transmission.

REFERENCES

[1] Ozhiganov A.A. Code scale // News of higher educational institutions. Instrument engineering - 2016. - V. 59. - № 10. - p. 888-890.
[2] V.I. Kaplya, E.V. Kaplya. Identification of the dynamic characteristics of an encoder // Sensors and Systems, No. 4, 2012.
[3] Elements of the drive devices: calculation, design, technology / ed. Y. M. Pleskachevsky. - Minsk: Belarus. nauka. - 2012. - 769 p.
[4] Transmission Gear Design. Tutorial. / V.D. Britsky, M.A. Nozdrin, G.B. Zamoruev, B.P. Timofeev, V.V. Bindyuk, S.S. Reznikov, Y.S. Monkhov, M.V. Abramchuk, M.S. Larin, - SPb: SPSU ITMO, 2010. - 155 p.

[5] Starzhinsky V.E., Shilko S.V., Shalobaev E.V. Production technology of gear wheels from thermoplastic polymeric materials (Overview) // Polymeric materials and technologies. 2018. №2. p.6-31.
[6] Starzhinsky V.E., Shalobaev E.V. Designing molds for precision plastic wheels using rapid prototyping technology // Progressive technologies in machine building and instrument making. Nizhny Novgorod; Arzamas: NSTU-API, 2005. p. 28-29.
[7] Typical Plastic Gear Applications: [Electronic resource]. URL: http://www.intechpower.com/products/gears/typical-gear-applications. (Date of circulation: February 8, 2019).
[8] Encoders: [Electronic resource]. URL: http://roboforum.ru/wiki/Enkodery. (Date of appeal: 12.03.2019).
[9] Georg Bartosch Polymers outperform metals in precision gearing: // Intech Power Core, 2015. URL: https://www.designworldonline.com/polymers-outperform-metals-in-precision-gearing/. (Date of circulation: February 8, 2019).
[10] S.A. Gorbunov. Calculation of the main parameters of the cone-wedge gear rim // Scientific and Technical Journal of Information Technologies, Mechanics and Optics. №28, 2006.
[11] Ozhiganov A.A. Quasi-cyclic code scales for digital converters of the angle of small and medium capacity // Metrology - supplement to the journal "Measuring equipment" - 2017. - № 4. - p. 25-31.
[12] Kiselev S.S., Medunetsky V.M. Design and technological quality assurance of spur gears. - SPb: SPbSU ITMO, 2018. - 110 p.
[13] Ojiganov A. Design of Digitel Systems and Devices. - 2011. - Vol. 79, iss. Lecture Notes in Electrical Engineering. - 11. Recursive Code Scales for Moving Converters. - P. 263-289. - 365 p. – ISBN 978-3-642-17544-2. - DOI 10.1007/978-3-642-17545-9., IET – 2011.
[14] Babichev D.T., Lebedev S.Y., Babichev D.A. Basics of designing cylindrical gears during the initial synthesis of the optimal gearing line in the end section / Modern mechanical engineering: Science and education / - SPb .: Polytechnical Publishing House. University, 2018. p. 681-692. ISSN 2223-0807.
[15] Ozhiganov A.A., Tarasyuk M.V. The Use of Error-Correcting Codes in Displacement Transducers with Combinatorial Scales // Measurement Techniques - 2016, Vol. 59, No. 1, pp. 16-20.
[16] Ojiganov A.A. The Use of Hamming Codes in Digital Angle Converters Based on Pseudo-Random Code Scales // Measurement Techniques - 2015, Vol. 58, No. 5, pp. 512-519.

ISSN 2223-0807
Современное машиностроение: Наука и образование :
материалы 8-й Международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н.Евграфова и А.А. Поповича.- СПб.: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2019.

DOI 10.1872/MMF-2019-14
УДК 621.01

И. Р. Исянов[1], А.П.Мудров[2]

ОПРЕДЕЛЕНИЕ МАТРИЦ ПЕРЕХОДА МЕЖДУ ШАРНИРАМИ ДВУХПОДВИЖНОГО ПЯТИЗВЕННОГО ПРОСТРАНСТВЕННОГО МЕХАНИЗМА

[1]Исянов Илнур Рафаилевич,
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

[2] Александр Петрович Мудров,
Казанский национальный исследовательский технический университет им. А. Н. Туполева
Россия, Казань,
E-mail: mudrov.alex@yandex.ru

Аннотация

Большой интерес инженеров-конструкторов вызывают пространственные рычажные механизмы только с вращательными шарнирами. В данной работе, в качестве исследуемого механизма рассмотрен устройство тренажера на базе двухподвижного пятизвенного пространственного механизма. Выбраны неподвижные и подвижные системы координат, связанных со звеньями базового механизма. Определены матрицы перехода между шарнирами двухподвижного пятизвенного пространственного механизма. Для каждого шарнира базового механизма составлены схемы координатных векторов для определения направляющих косинусов. Все матрицы переходов структурированы в таблицу, для дальнейших расчетов.

Ключевые слова: пятизвенный механизм, матрицы перехода, механизм Беннетта, двухподвижность, сдвоенный кривошип, тренажер.

Введение

Нами разработан высокоэффективное устройство для тренировки летчиков и космонавтов, где базовым механизмом активатора процесса является оригинальный механизм со сложной пространственной траекторией движения кресла (кабины)[1]. Предлагаемое нами устройство относится к совершенно новому типу тренажеров. Устройство спроектировано на базе нового пространственного двухподвижного пятизвенного рычажного механизма с вращательными парами. В нашей работе [2-3] подробно рассмотрен способ получения двухподвижного пятизвенного пространственного механизма со сдвоенным кривошипом.

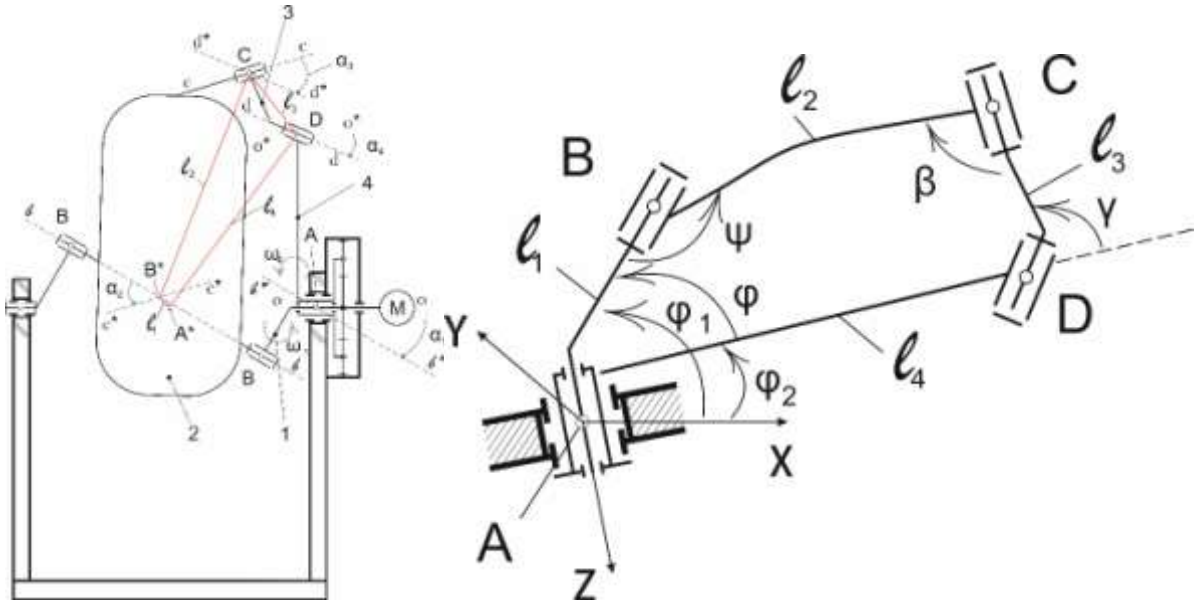
При проектировании и изготовлении устройств, в основу которых положены пространственные шарнирные механизмы, конструкторы сталкиваются с задачами кинематического и динамического анализа. Задачи, решаемые при кинематическом анализе тренажера, заключается в определении положений, скоростей и ускорений характерных точек и звеньев устройства[4-9]. При этом особое внимание необходимо уделить определению закона движения кресла тренажера, выявлению тех закономерностей, которые присущи данному тренажеру и знание которых позволит объективно оценить его возможности создавать нагрузки на организм человека. Кроме этого, результаты кинематического анализа необходимы, как для силового и динамического анализа тренажера, так и для его проектирования.

Поэтому, для исследования закона движения и кинематики характерных точек звеньев базового механизма тренажера, а также при силовом анализе для определения проекций векторов в различных координатных системах необходимо определить направляющие косинусы.

Цель работы – определение матриц перехода между шарнирами двухподвижного пятизвенного пространственного механизма.

§1. Выбор неподвижных и подвижных систем координат, связанных со звеньями механизма

В основе анализа исследуемого тренажера (рис.1а) лежит расчетная схема базового механизма, представляющая из себя двухподвижный пятизвенный пространственный механизм ABCD, у которого геометрическая ось шарнира стойки совпадает с геометрическими осями шарниров двух входных кривошипов[10]. Эта схема представлена на рисунке 1б:



а) *б*)

Рис.1. Двухподвижный пятизвенный пространственный механизм, *а*) исследуемый тренажер, *б*) расчетная схема

Здесь A, B, C, D характерные точки, которые располагаются на осях шарниров звеньев. Функции положения звеньев и характерных точек механизма определяются от входных координат φ_1 и φ_2 (рис.1б) ведущих кривошипов, т.е. представлены как функции от времени $\varphi_1(t)$ и $\varphi_2(t)$ [11]. Углы φ, ψ, β и γ являются углами поворота между звеньями AD и AB, AB и BC, BC и CD, CD и AD соответственно. Противоположные длины кратчайших расстояний звеньев $l_1, = l_3$ и $l_2, = 4$ равны. Также равны $\alpha_1 = \alpha_3$ и $\alpha_2 = \alpha_4$ углы скрещивания между осями шарниров ведущего сдвоенного кривошипа и ведомого кривошипа, и между ведущим стержнем и кресла соответственно.

Для исследования кинематики звеньев механизма, а также его характерных точек, необходимо выбрать системы координат шарниров механизма. Рассмотрим звенья AB и AD исследуемого механизма.

В центре шарнира A расположим неподвижную систему координат так, чтобы ось шарнира совпадала с направлением оси Z этой системы координат. Причём положительное направление оси Z выбирается произвольным образом, а остальные оси расположим так, чтобы оси X, Y и Z образовывали правую систему координат.

Положение любого звена и характерной точки определяется относительно единственной неподвижной системы координат XYZ. Каждая характерная точка имеет собственную, локальную систему координат, жёстко связанную с звеньями. Тогда положение характерных точек в пространстве полностью описывается положением локальной системы координат объекта относительно неподвижной системы координат.

В каждой локальной системе координат $X_A^{AB}Y_A^{AB}Z_A^{AB}, X_B^{AB}Y_B^{AB}Z_B^{AB}, \ldots$ оси Z направлены по геометрической оси шарниров, а оси X направлены по звену. Индексы A, B … и т.д. указывают на шарниры, соответствующих звеньев.

§2. Определение матриц перехода

Двухподвижный пятизвенный пространственный механизм имеет четыре подвижных звена. Каждому звену механизма соответствуют две локальные системы координат – на начальном и на конечном шарнирах. Переход локальных систем координат в другую систему координат проводят по известной матричной форме, используя направляющие косинусы[12-17]:

$$M_{A^{AB}O} = \begin{vmatrix} K_X^{X_A^{AB}} & K_X^{Y_A^{AB}} & K_X^{Z_A^{AB}} \\ K_Y^{X_A^{AB}} & K_Y^{Y_A^{AB}} & K_Y^{Z_A^{AB}} \\ K_Z^{X_A^{AB}} & K_Z^{Y_A^{AB}} & K_Z^{Z_A^{AB}} \end{vmatrix} \quad (1)$$

Здесь: $M_{A^{AB}O}$ – матрица перехода координат $X_A^{AB}Y_A^{AB}Z_A^{AB}$ к неподвижной системе координат XYZ;

$K_X^{X_A^{AB}} = \cos X_A^{AB\wedge}X \ldots \cos Z_A^{AB\wedge}Z$ - направляющие косинусы.

Рассмотрим положение точки C относительно неподвижной системы координат. Шарнир C принадлежит двум звеньям, BC и CD. Поэтому шарнир C имеет две системы координат $X_C^{BC}Y_C^{BC}Z_C^{BC}$ и $X_C^{DC}Y_C^{DC}Z_C^{DC}$. Положение точки C может быть получено через контур C-B-A или через контур C-D-A.

В начале рассмотрим последовательные переходы систем координат для первого контура $X_C^{DC}Y_C^{DC}Z_C^{DC} \to X_C^{BC}Y_C^{BC}Z_C^{BC}, X_C^{BC}Y_C^{BC}Z_C^{BC} \to X_B^{BC}Y_B^{BC}Z_B^{BC}, X_B^{BC}Y_B^{BC}Z_B^{BC} \to X_B^{AB}Y_B^{AB}Z_B^{AB}$, $X_B^{AB}Y_B^{AB}Z_B^{AB} \to X_A^{AB}Y_A^{AB}Z_A^{AB}$, $X_A^{AB}Y_A^{AB}Z_A^{AB} \to XYZ$, т.е. определим матрицы перехода $M_{A^{AB}O}, M_{B^{AB}A^{AB}}, M_{B^{BC}B^{AB}}, M_{C^{BC}B^{BC}}$ и $M_{C^{CD}C^{BC}}$.

Тогда окончательно получим матрицу перехода характерной точки C:

$$M_{C^{CD}O} = M_{A^{AB}O} \cdot M_{B^{AB}A^{AB}} \cdot M_{B^{BC}B^{AB}} \cdot M_{C^{BC}B^{BC}} \cdot M_{C^{CD}C^{BC}} \quad (2)$$

Для определения каждой матрицы перехода воспользуемся схемами направляющих косинусов координатных систем, изображенной на рис. 2.

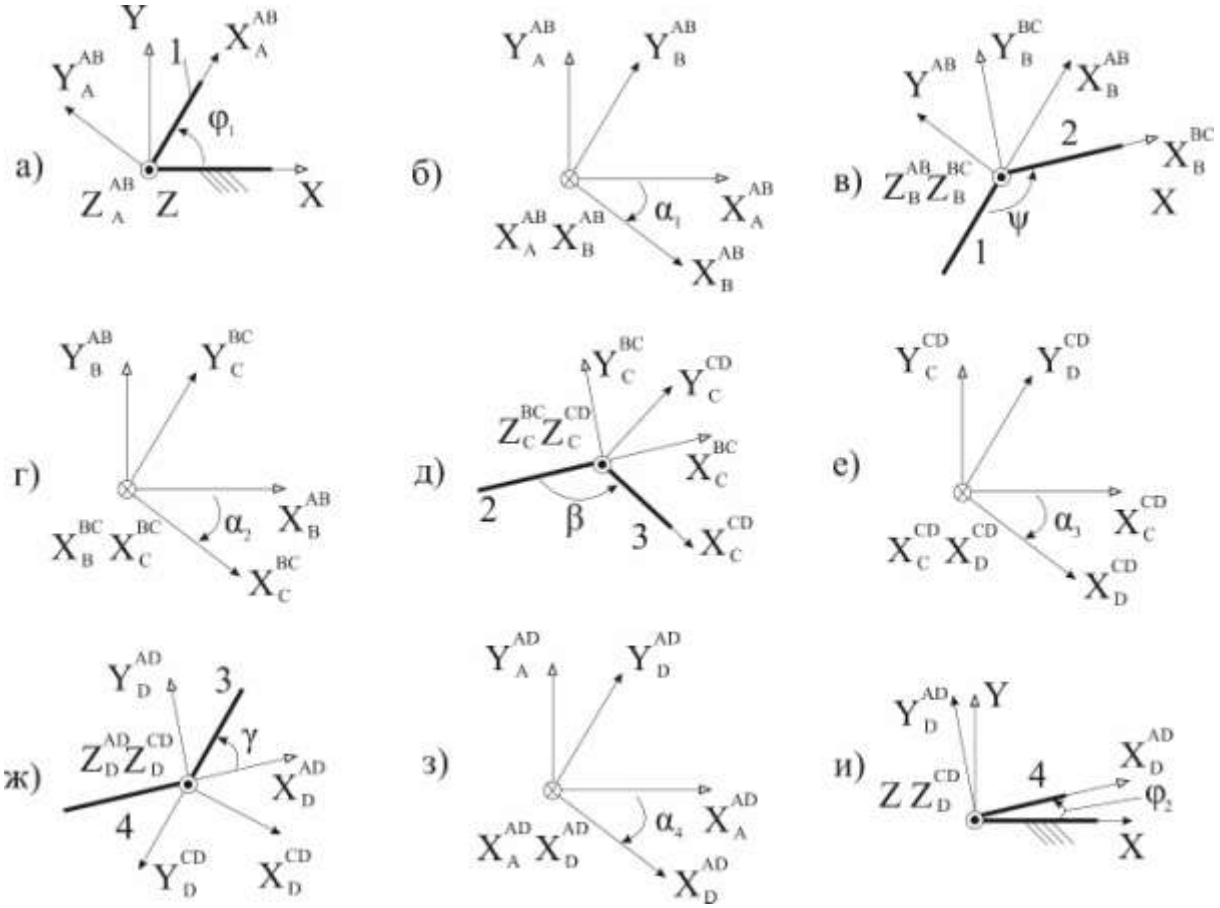


Рис.2 Схемы к определение направляющих косинусов координатных систем

На основании этого рисунка запишем матрицы перехода координатных систем.

Матрица перехода $M_{A^{AB}O}$ $(X_A^{AB}Y_A^{AB}Z_A^{AB} \rightarrow XYZ)$ (рис. 2а)

Составим матрицу:

$$M_{A^{AB}O} = \begin{vmatrix} K_X^{X_A^{AB}} & K_X^{Y_A^{AB}} & K_X^{Z_A^{AB}} \\ K_Y^{X_A^{AB}} & K_Y^{Y_A^{AB}} & K_Y^{Z_A^{AB}} \\ K_Z^{X_A^{AB}} & K_Z^{Y_A^{AB}} & K_Z^{Z_A^{AB}} \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} \cos\varphi_1 & -\sin\varphi_1 & 0 \\ \sin\varphi_1 & \cos\varphi_1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{vmatrix} \qquad (3)$$

Матрица перехода $M_{B^{AB}A^{AB}}$ $(X_B^{AB}Y_B^{AB}Z_B^{AB} \rightarrow X_A^{AB}Y_A^{AB}Z_A^{AB})$ (рис. 2б)

Составим матрицу:

$$M_{B^{AB}A^{AB}} = \begin{vmatrix} K_{X_A^{AB}}^{X_B^{AB}} & K_{X_A^{AB}}^{Y_B^{AB}} & K_{X_A^{AB}}^{Z_B^{AB}} \\ K_{Y_A^{AB}}^{X_B^{AB}} & K_{Y_A^{AB}}^{Y_B^{AB}} & K_{Y_A^{AB}}^{Z_B^{AB}} \\ K_{Z_A^{AB}}^{X_B^{AB}} & K_{Z_A^{AB}}^{Y_B^{AB}} & K_{Z_A^{AB}}^{Z_B^{AB}} \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos\alpha_1 & -\sin\alpha_1 \\ 0 & \sin\alpha_1 & \cos\alpha_1 \end{vmatrix} \qquad (4)$$

Матрица перехода $M_{B^{BC}B^{AB}}$ ($X_B^{BC}Y_B^{BC}Z_B^{BC} \to X_B^{AB}Y_B^{AB}Z_B^{AB}$) (рис. 2в)
Составим матрицу:

$$M_{B^{BC}B^{AB}} = \begin{vmatrix} K_{X_B^{AB}}^{X_B^{BC}} & K_{X_B^{AB}}^{Y_B^{BC}} & K_{X_B^{AB}}^{Z_B^{BC}} \\ K_{Y_B^{AB}}^{X_B^{BC}} & K_{Y_B^{AB}}^{Y_B^{BC}} & K_{Y_B^{AB}}^{Z_B^{BC}} \\ K_{Z_B^{AB}}^{X_B^{BC}} & K_{Z_B^{AB}}^{Y_B^{BC}} & K_{Z_B^{AB}}^{Z_B^{BC}} \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} -\cos\psi & \sin\psi & 0 \\ -\sin\psi & -\cos\psi & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{vmatrix} \quad (5)$$

Матрица перехода $M_{C^{BC}B^{BC}}$ ($X_C^{BC}Y_C^{BC}Z_C^{BC} \to X_B^{BC}Y_B^{BC}Z_B^{BC}$) (рис. 2г)
Составим матрицу:

$$M_{C^{BC}B^{BC}} = \begin{vmatrix} K_{X_B^{BC}}^{X_C^{BC}} & K_{X_B^{BC}}^{Y_C^{BC}} & K_{X_B^{BC}}^{Z_C^{BC}} \\ K_{Y_B^{BC}}^{X_C^{BC}} & K_{Y_B^{BC}}^{Y_C^{BC}} & K_{Y_B^{BC}}^{Z_C^{BC}} \\ K_{Z_B^{BC}}^{X_C^{BC}} & K_{Z_B^{BC}}^{Y_C^{BC}} & K_{Z_B^{BC}}^{Z_C^{BC}} \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos\alpha_2 & -\sin\alpha_2 \\ 0 & \sin\alpha_2 & \cos\alpha_2 \end{vmatrix} \quad (6)$$

Матрица перехода $M_{C^{CD}C^{BC}}$ ($X_C^{CD}Y_C^{CD}Z_C^{CD} \to X_C^{BC}Y_C^{BC}Z_C^{BC}$) (рис. 2д)
Составим матрицу:

$$M_{C^{CD}C^{BC}} = \begin{vmatrix} K_{X_C^{BC}}^{X_C^{CD}} & K_{X_C^{BC}}^{Y_C^{CD}} & K_{X_C^{BC}}^{Z_C^{CD}} \\ K_{Y_C^{BC}}^{X_C^{CD}} & K_{Y_C^{BC}}^{Y_C^{CD}} & K_{Y_C^{BC}}^{Z_C^{CD}} \\ K_{Z_C^{BC}}^{X_C^{CD}} & K_{Z_C^{BC}}^{Y_C^{CD}} & K_{Z_C^{BC}}^{Z_C^{CD}} \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} -\cos\beta & \sin\beta & 0 \\ -\sin\beta & -\cos\beta & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{vmatrix} \quad (7)$$

Из формул (3-7) видно, что полученные матрицы являются квадратичными (число столбцов равно числу строк) и сцепленные (число столбцов первой матрицы равно числу строк второй). Здесь каждый член новой матрицы получается, как сумма произведений членов соответствующей строки первой матрицы и столбца второй. Аналогичным образом определены все остальные матрицы перехода и показаны в таблице 1.

Таблица 1. Матрицы перехода между шарнирами двухподвижного пятизвенного пространственного механизма

Переходы систем координат	Направляющие косинусы	Значение
$X_A^{AB}Y_A^{AB}Z_A^{AB} \to XYZ$	$\begin{vmatrix} K_X^{X_A^{AB}} & K_X^{Y_A^{AB}} & K_X^{Z_A^{AB}} \\ K_Y^{X_A^{AB}} & K_Y^{Y_A^{AB}} & K_Y^{Z_A^{AB}} \\ K_Z^{X_A^{AB}} & K_Z^{Y_A^{AB}} & K_Z^{Z_A^{AB}} \end{vmatrix}$	$\begin{vmatrix} \cos\varphi_1 & -\sin\varphi_1 & 0 \\ \sin\varphi_1 & \cos\varphi_1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{vmatrix}$

$X_B^{AB}Y_B^{AB}Z_B^{AB} \rightarrow X_A^{AB}Y_A^{AB}Z_A^{AB}$	$\begin{vmatrix} K_{X_A^{AB}}^{X_B^{AB}} & K_{X_A^{AB}}^{Y_B^{AB}} & K_{X_A^{AB}}^{Z_B^{AB}} \\ K_{Y_A^{AB}}^{X_B^{AB}} & K_{Y_A^{AB}}^{Y_B^{AB}} & K_{Y_A^{AB}}^{Z_B^{AB}} \\ K_{Z_A^{AB}}^{X_B^{AB}} & K_{Z_A^{AB}}^{Y_B^{AB}} & K_{Z_A^{AB}}^{Z_B^{AB}} \end{vmatrix}$	$\begin{vmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos\alpha_1 & -\sin\alpha_1 \\ 0 & \sin\alpha_1 & \cos\alpha_1 \end{vmatrix}$
$X_B^{BC}Y_B^{BC}Z_B^{BC} \rightarrow X_B^{AB}Y_B^{AB}Z_B^{AB}$	$\begin{vmatrix} K_{X_B^{AB}}^{X_B^{BC}} & K_{X_B^{AB}}^{Y_B^{BC}} & K_{X_B^{AB}}^{Z_B^{BC}} \\ K_{Y_B^{AB}}^{X_B^{BC}} & K_{Y_B^{AB}}^{Y_B^{BC}} & K_{Y_B^{AB}}^{Z_B^{BC}} \\ K_{Z_B^{AB}}^{X_B^{BC}} & K_{Z_B^{AB}}^{Y_B^{BC}} & K_{Z_B^{AB}}^{Z_B^{BC}} \end{vmatrix}$	$\begin{vmatrix} -\cos\psi & \sin\psi & 0 \\ -\sin\psi & -\cos\psi & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{vmatrix}$
$X_C^{BC}Y_C^{BC}Z_C^{BC} \rightarrow X_B^{BC}Y_B^{BC}Z_B^{BC}$	$\begin{vmatrix} K_{X_B^{BC}}^{X_C^{BC}} & K_{X_B^{BC}}^{Y_C^{BC}} & K_{X_B^{BC}}^{Z_C^{BC}} \\ K_{Y_B^{BC}}^{X_C^{BC}} & K_{Y_B^{BC}}^{Y_C^{BC}} & K_{Y_B^{BC}}^{Z_C^{BC}} \\ K_{Z_B^{BC}}^{X_C^{BC}} & K_{Z_B^{BC}}^{Y_C^{BC}} & K_{Z_B^{BC}}^{Z_C^{BC}} \end{vmatrix}$	$\begin{vmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos\alpha_2 & -\sin\alpha_2 \\ 0 & \sin\alpha_2 & \cos\alpha_2 \end{vmatrix}$
$X_C^{CD}Y_C^{CD}Z_C^{CD} \rightarrow X_C^{BC}Y_C^{BC}Z_C^{BC}$	$\begin{vmatrix} K_{X_C^{BC}}^{X_C^{CD}} & K_{X_C^{BC}}^{Y_C^{CD}} & K_{X_C^{BC}}^{Z_C^{CD}} \\ K_{Y_C^{BC}}^{X_C^{CD}} & K_{Y_C^{BC}}^{Y_C^{CD}} & K_{Y_C^{BC}}^{Z_C^{CD}} \\ K_{Z_C^{BC}}^{X_C^{CD}} & K_{Z_C^{BC}}^{Y_C^{CD}} & K_{Z_C^{BC}}^{Z_C^{CD}} \end{vmatrix}$	$\begin{vmatrix} -\cos\beta & \sin\beta & 0 \\ -\sin\beta & -\cos\beta & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{vmatrix}$
$X_D^{CD}Y_D^{CD}Z_D^{CD} \rightarrow X_C^{CD}Y_C^{CD}Z_C^{CD}$	$\begin{vmatrix} K_{X_C^{CD}}^{X_D^{CD}} & K_{X_C^{CD}}^{Y_D^{CD}} & K_{X_C^{CD}}^{Z_D^{CD}} \\ K_{Y_C^{CD}}^{X_D^{CD}} & K_{Y_C^{CD}}^{Y_D^{CD}} & K_{Y_C^{CD}}^{Z_D^{CD}} \\ K_{Z_C^{CD}}^{X_D^{CD}} & K_{Z_C^{CD}}^{Y_D^{CD}} & K_{Z_C^{CD}}^{Z_D^{CD}} \end{vmatrix}$	$\begin{vmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos\alpha_3 & -\sin\alpha_3 \\ 0 & \sin\alpha_3 & \cos\alpha_3 \end{vmatrix}$
$X_D^{AD}Y_D^{AD}Z_D^{AD} \rightarrow X_D^{CD}Y_D^{CD}Z_D^{CD}$	$\begin{vmatrix} K_{X_D^{CD}}^{X_D^{AD}} & K_{X_D^{CD}}^{Y_D^{AD}} & K_{X_D^{CD}}^{Z_D^{AD}} \\ K_{Y_D^{CD}}^{X_D^{AD}} & K_{Y_D^{CD}}^{Y_D^{AD}} & K_{Y_D^{CD}}^{Z_D^{AD}} \\ K_{Z_D^{CD}}^{X_D^{AD}} & K_{Z_D^{CD}}^{Y_D^{AD}} & K_{Z_D^{CD}}^{Z_D^{AD}} \end{vmatrix}$	$\begin{vmatrix} -\cos\gamma & -\sin\gamma & 0 \\ \sin\gamma & -\cos\gamma & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{vmatrix}$
$X_D^{AD}Y_D^{AD}Z_D^{AD} \rightarrow X_A^{AD}Y_A^{AD}Z_A^{AD}$	$\begin{vmatrix} K_{X_A^{AD}}^{X_D^{AD}} & K_{X_A^{AD}}^{Y_D^{AD}} & K_{X_A^{AD}}^{Z_D^{AD}} \\ K_{Y_A^{AD}}^{X_D^{AD}} & K_{Y_A^{AD}}^{Y_D^{AD}} & K_{Y_A^{AD}}^{Z_D^{AD}} \\ K_{Z_A^{AD}}^{X_D^{AD}} & K_{Z_A^{AD}}^{Y_D^{AD}} & K_{Z_A^{AD}}^{Z_D^{AD}} \end{vmatrix}$	$\begin{vmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos\alpha_4 & -\sin\alpha_4 \\ 0 & \sin\alpha_4 & \cos\alpha_4 \end{vmatrix}$

$X_A^{AD} Y_A^{AD} Z_A^{AD} \rightarrow XYZ$	$\begin{vmatrix} K_X^{X_A^{AD}} & K_X^{Y_A^{AD}} & K_X^{Z_A^{AD}} \\ K_Y^{X_A^{AD}} & K_Y^{Y_A^{AD}} & K_Y^{Z_A^{AD}} \\ K_Z^{X_A^{AD}} & K_Z^{Y_D^{AD}} & K_Z^{Z_A^{AD}} \end{vmatrix}$	$\begin{vmatrix} \cos\varphi_2 & -\sin\varphi_2 & 0 \\ \sin\varphi_2 & \cos\varphi_2 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{vmatrix}$

Подставив в матрицы перехода из таблицы 1, с учётом зависимости угла поворота ведомых звеньев от угла поворота ведущих звеньев, можно получить результирующую матрицу перехода для каждой характерной точки.

Заключение.

С помощью полученных матриц переходов систем координат, (3-7) позволит определить координаты характерной точки С для любого угла поворота ведущих звеньев. Дифференцируя полученные функции можно найти функцию скорости и ускорения точки С. Таким образом, матрицы перехода, используемый в расчетах механизма, позволяет определять положение характерных точек базового механизма относительно неподвижной системы координат, используя цепочку матричных преобразований к промежуточным точкам. Причём саму цепочку характерных точек можно строить произвольным образом, исходя из удобства расчётов и имеющихся исходных данных.

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] Евграфов А.Н., Петров Г.Н. Анализ эффекта самоторможения рычажных механизмов // Современное машиностроение. Наука и образование: материалы 7-й Междунар. науч.-практ. конференции. /

под ред. М.М. Радкевича и А.Н. Евграфова. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2018. –С 111-121, ISSN 2223-0807.
[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

I.R. Isyanov, A.P. Mudrov

DETERMINATION OF CONVERSION MATRIX BETWEEN JOINT OF A TWO - MOBILITY FIVE-LINK SPACE MECHANISM

Kazan National Research Technical University
named after A.N.Tupolev, Russia;

Abstract

The great interest of design engineers is caused by spatial lever mechanisms only with rotational hinges. In this work, as a mechanism under study, a simulator device is considered based on a two-moving five-link spatial mechanism. The fixed and moving coordinate systems associated with the links of the basic mechanism were selected. The transition matrices between the hinges of the two-moving five-link spatial mechanism are determined. For each hinge of the basic mechanism, the schemes of coordinate vectors are made to determine the direction cosines. All transition matrices are structured into a table for further calculations.

Key words: five-link mechanism, conversion matrix, 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] Evgrafov A.N., Petrov G.N. The effect of self-braking of linkage mechanisms// Modern machine building. Science and Education: materials of the 7-n Intern. Scientific-practical. Conference. / Ed. M.M. Radkevich and A.N. Evgrafova. - SPb .: Publishing house of Polytechnic. Univ., 2018.-P. 111-121, ISSN 2223-0807(rus.)
[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.).

ISSN 2223-0807
Современное машиностроение: Наука и образование :
материалы 8-й Международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н.Евграфова и А.А. Поповича.- СПб.: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2019.

DOI 10.1872/MMF-2019-15
УДК 621.01

В. И. Каразин[1], Д. П. Козликин[2], А.В.Хисамов[3]

ИССЛЕДОВАНИЕ ВОЗМОЖНОСТИ ВОСПРОИЗВЕДЕНИЯ СВЕРХНИЗКИХ СКОРОСТЕЙ НА ЦЕНТРОБЕЖНЫХ СТЕНДАХ И ВЫБОР КОМПОНЕНТОВ СИСТЕМЫ

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

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

[3]Хисамов Андрей Владимирович
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812)297-4845, E-mail: andrey@k-digital.ru

Аннотация

В работе рассмотрены вопросы выбора компонентов (электродвигателя, контроллера, системы управления) при задаче вращения на сверхнизких скоростях. Результаты показали, что при правильном выборе компонентов можно сочетать выполнение задач вращения как на сверхнизких (менее 1 об./мин.), так и на просто низких (несколько об./мин.) скоростях без использования специального оборудования. В рамках исследования удалось собрать макет, который позволял совершать точное равномерное вращение в диапазоне от 0,16 об./мин, до 166 об./мин.

Ключевые слова: сверхнизкие скорости, низкие скорости, автоматизация, центробежный стенд, SEW-EURODRIVE, Movidrive, Kollmorgen, AKD, промышленный Ethernet, Ethercat, Etherlab, IgH EtherCAT Master library, Can over EtherCAT, PDO, SDO, Kollmorgen Workbench

При разработке нового оборудования или его компонентов, критически важного к условиям эксплуатации всегда проводят предварительные испытания. Важной составляющей этого процесса являются механические испытания, в том числе испытания воздействия на изделие линейных ускорений [1, 2]. Для упрощения воспроизведения линейных ускорений используют центробежные стенды. В зависимости от требований к проводимым испытаниям центробежные стенды могут иметь различные скорости и точность воспроизведения.

В большинстве случаев при проведении испытаний требуется способность изделия выдержать постоянную нагрузку определенной величины в течение определенного времени [3]. В таких случаях особых требований к точности воспроизводимого ускорения нет. Когда речь идет о важных изделиях или центробежный стенд выступает средством поверки акселерометра, может стоять задача воспроизведения испытуемого ускорения крайне точно [4, 5, 6, 7, 8]. В таких случаях особые требования могут быть предъявлены не только к точности воспроизведения скорости вращения, но и конструкции центробежного стенда [9, 10].

В большинстве случаев в требованиях к центробежным стендам указывают высокие скорости вращения (для воспроизведения высоких линейных ускорений в ограниченном пространстве), высокую точность воспроизведения заданных параметров испытаний и\или возможность установить изделие большой массы. За длительную историю разработки центробежных стендов все эти задачи научились решать.

Намного реже возникает задача воспроизводить сверхнизкие скорости вращения. Равномерное плавное вращение электродвигателя на скоростях ниже 0,5 оборотов в минуту требует особого подхода в проектировании всей системы, выбора электродвигателя и разработки системы управления. Особенно важно уделить внимание всем компонентам системы, когда есть требования к повышенной точности воспроизведения заданной скорости [11]. Рассмотрим для примера макетного стенда SEW EURODRIVE на базе частотного преобразователя MOVIDRIVE MDX61B (рис. 1).

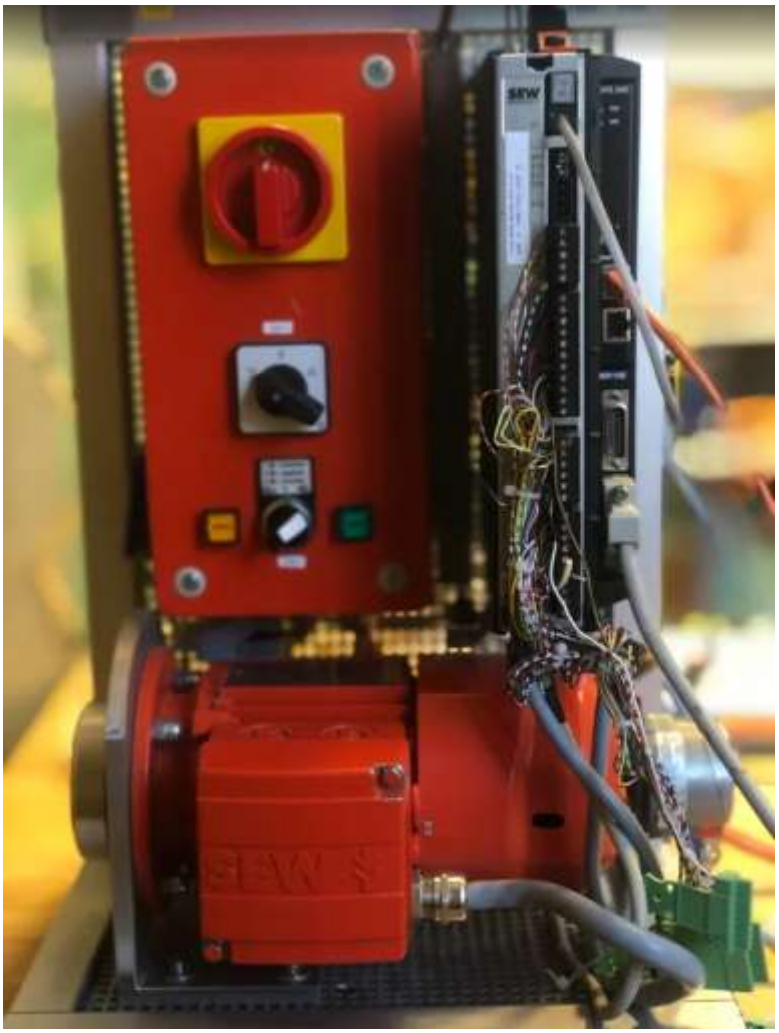


Рис. 1. Макетный стенд на базе SEW-EURODRIVE MOVIDRIVE MDX61B

Несмотря на малые габариты, данный стенд имеет полноценный частотный преобразователь и электродвигатель. Основные компоненты данного стенда:

- электродвигатель DFR63L4/BR/TF/EH1S/IS
- частотный преобразователь MOVIDRIVE MDX61B
- энкодер hogs 74 dn 1024r

Подключимся к частотному преобразователю по стандартной шине. Это позволит нам управлять стендом стандартными средствами, что продемонстрирует базовые возможности частотного преобразователя, встроенной низкоуровневой системы управления и электродвигателя [12]. Для подключения используется преобразователь USB-RS485 (рис. 2), который позволяет осуществить подключение стенда к обычному

персональному компьютеру, поскольку интерфейс RS485 реализован в преобразователе не через стандартный COM-порт, а через разъем RJ11.

Рис. 2. Преобразователь SEW-EURODRIVE для подключения ПК к RS485

Задав вращение через поставляемые в комплекте программы (Bus Monitor, MotionStudio) или пульт управления и установив скорость в 1 оборот в минуту неравномерность вращения заметна невооруженным взглядом без применения каких либо средств измерений. Это вызвано тем, что каждый из основных компонентов системы не точное воспроизведение низких скоростей. Номинальная скорость вращения электродвигателя значительно отличается от заданной, датчик имеет малое число меток для точного управления, а частотный преобразователь имеет недостаточную дискретность даже в случае замены датчика. Данный пример показывает, что в случае низких скоростей необходимо правильно подбирать все компоненты системы, а не ориентироваться только на мощность двигателя и верхние границы его режимов работы.

Заменим каждый из компонентов системы, на другой, который в большей степени отвечал бы нашим целям. В первую очередь обратим внимание на электродвигатель. Несмотря на конструктивные решения современных классических двигателей, позволяющие управлять достаточно точно, на низких скоростях многополюсные двигатели позволяют добиться большей равномерности вращения. Возьмем для испытания поворотный синхронный двигатель RT36-321-50-C-FT1-TK-RR-5000-N0-B (рис. 3) производства РУХСЕРВОМОТОР (Республика Беларусь).

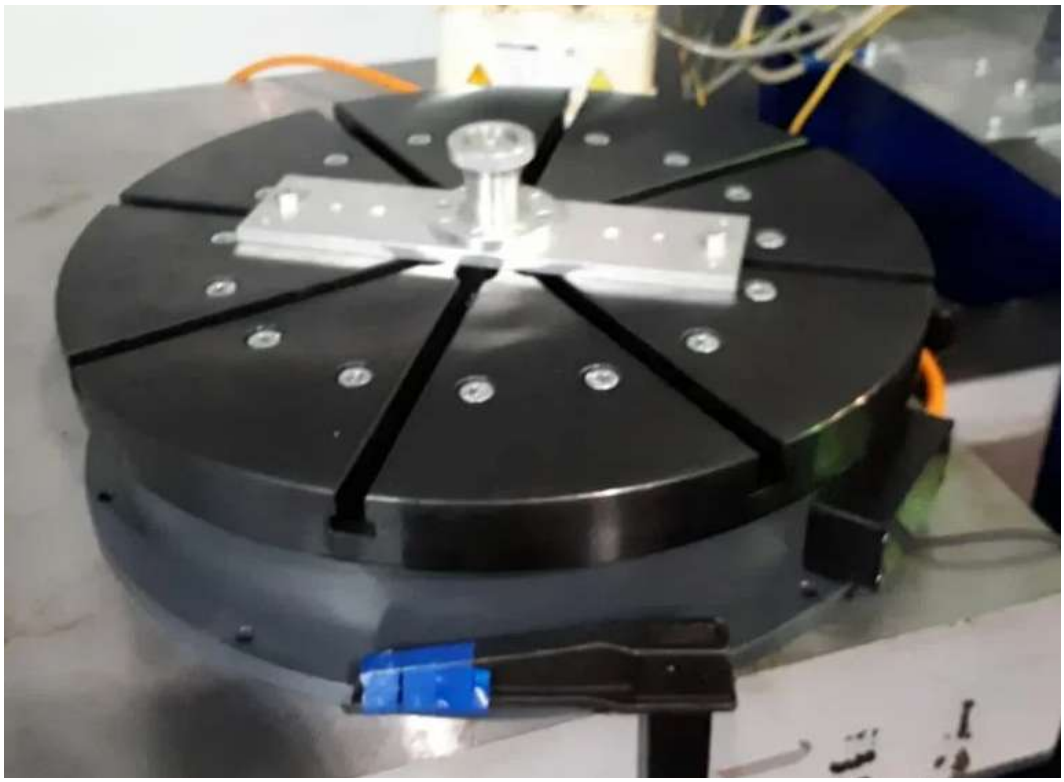


Рис.3. Электродвигатель

Данный двигатель обладает следующими характеристиками:

Таблица 1. Некоторые характеристики двигателя RT36-321-50-C-FT

	Момент, Нм	Частота вращения, об/ мин
Пиковый момент	429	111
Длительный момент	219	170
Момент трогания подшипника	5	205

Как видно из таблицы, используемый двигатель нельзя назвать низкоскоростным, но его номинальные скорости вращения заметно ниже использованного ранее электродвигателя.

Для точного управления движением потребуется датчик с большим количеством меток. В комплекте с электродвигателем был поставлен энкодер с числом физических меток в 9000.

Рассмотренный ранее преобразователь SEW-EURODRIVE MOVIDRIVE MDX61B в силу своей разрядности не может полноценно обработать информацию с датчиков с числом меток свыше 4096 [10].

Используем в исследовании сервоконтроллер Kollmorgen AKD-P1207-NBCC. Его дискретность позволяет гарантированно задавать скорости вращения с точностью 0,2 градуса в секунду (0,03 оборота в минуту). Дополнительную точность можно получить с использованием внешней системы управления.

Запустим вращение на скорости 1 градус в секунду. Для управления двигателем используем штатное программное обеспечение привода Kollmorgen Workbench (рис. 4).

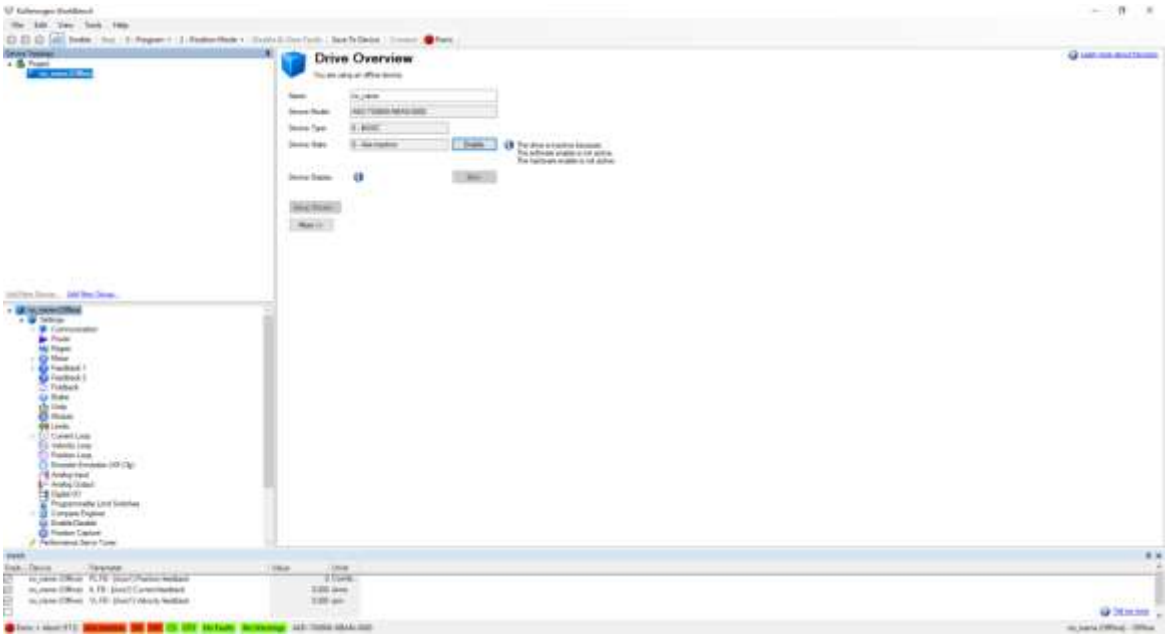


Рис. 4. Внешний вид ПО Kollmorgen Workbench

Поставляемый в комплекте набор программного обеспечения позволяет не только задавать вращение двигателя, но также проводить исследования движения, благодаря датчикам вращения на двигателе, а также различной информации от сервоконтроллера. Наиболее важной информацией в большинстве случаев являются показания актуальной скорости вращения, а также значения силы тока, используемой преобразователем. Виртуальный осциллограф, получающий информацию от сервоконтроллера позволяет наглядно увидеть в виде графиков как происходит вращение.

При наблюдении за работой электродвигателя в связке с приводом AKD Kollmorgen во время проведения испытания можно отметить визуальную равномерность вращения. Рассмотрим информацию с датчика обратной связи (Рис. 5).

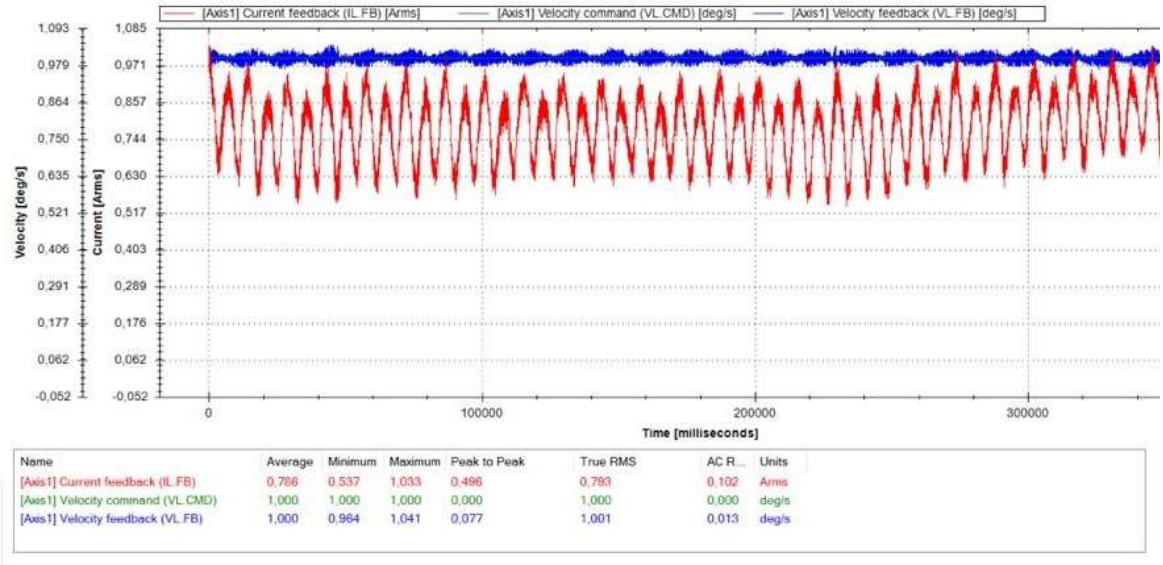


Рис. 5. Среднее значение скорости 1,000 град/с

Как видно из графика значения актуальной скорости вращения, несмотря на постоянные колебания по синусоиде, результирующее значение средней скорости вращения будет находиться близко к заданной. Это связано с задачами, которые в большинстве случаев ставятся перед электродвигателями. Используемый двигатель имеет достаточно высокий момент и рассчитан на большие маховые массы, которые сгладят воспроизводимую скорость вращения. Таким образом в практической работе наиболее важным показателем является средняя скорость вращения.

Рассмотрим точность воспроизведения различных скоростей вращения (Таблица 2).

Таблица 2. Результаты испытаний на различных скоростях вращения

Скорость вращения, град/с	Средняя скорость за оборот град/с	Отклонение, %
1,000	1,001	0,1
1,002	1,002	0
5,050	5,051	0,02
10,123	10,123	0
30,203	30,205	0,0067
60,525	60,525	0

359,998	359,998	0
720,000	720,001	0,0001
1000,000	999,999	0,0001

Как видно из таблицы, среднее значение воспроизведенной скорости вращения достаточно близко к заданной. Это обеспечивается, в том числе, и высокой дискретностью системы управления привода.

При разработки внешней системы управления следует учесть, что высокая дискретность привода требует высоких скоростей обмена данными [13, 14]. Например, штатный способ подключения SEW-EURODRIVE (разъем XT) имеет максимальную скорость подключения 56 Кбит/с. Такой скорости может быть не достаточно для точного управления. Большинство современных приводов, в том числе Kollmorgen AKD, позволяют работать по более высокоскоростным протоколам. Для AKD Kollmorgen штатным протоколом для внешнего управления является EtherCAT – одна из промышленных реализаций обычного протокола Ethernet. SEW EURODRIVE также позволяет управлять приводом MOVIDRIVE по этому протоколу при наличии платы DFE24B.

Источником сигнала в протоколе EtherCAT является Master-устройство (ведущий), а исполнителем Slave-устройство (ведомый). При этом к одному Master можно подключать несколько последовательно соединенных Slave (рис. 6), что позволяет управлять общей системой с множеством исполнительных систем с одного устройства (например, сборочный цех) [15, 16, 17].

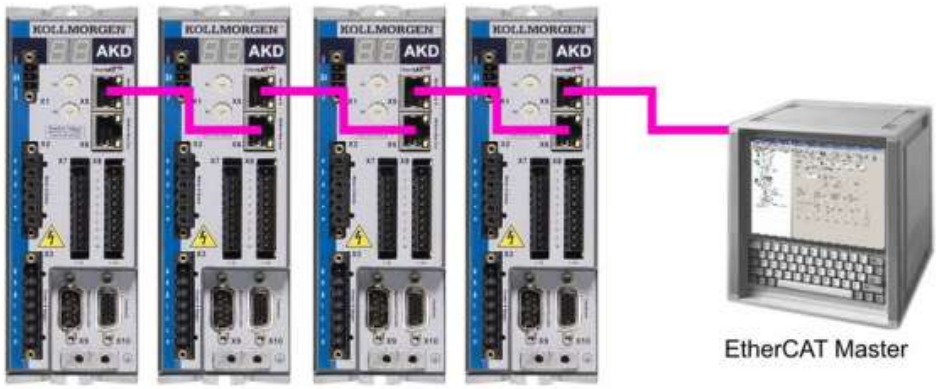


Рис. 6. Последовательное соединение EtherCAT

Использование стандартизированного протокола, помимо высокой скорости обмена данными позволяет использовать единое программное обеспечение для различных приводов. Например, и приводом Movidrive и Kollmorgen AKD можно управлять с помощью программного обеспечения TwinCAT.

Для разработки собственного программного обеспечения следует учесть особенности построения EtherCAT сетей. В первую очередь, следует учесть, что система на базе EtherCAT считается системой в реальном времени. Именно по этой причине в качестве источника сигнала в системах, требующих повышенную точность воспроизведения задания (например, лазерная резка), рекомендуется использовать отдельные решения, а не обычный персональный компьютер. В таком случае, в качестве Master-устройства используется, например, плата расширения, управление которой происходит по средствам поставляемого API и нет прямого обращения к Slave-устройству от компьютера с прямым подключением через Ethernet порт. В задачах, где ошибка воспроизведения менее критична (например, вращение центробежного стенда) можно использовать программный Master.

Примером программного исполнения Master может являться программное решение IgH EtherCAT Master. Данное решение является бесплатным и может быть использовано в операционных системах Linux. Распространяемый в виде исходного кода программный продукт необходимо собрать в готовое решение в соответствии с ядром операционной системы и драйвером сетевой карты. Для ядра Linux некоторых версий ветки 2.6 существует набор модулей для различных сетевых карт. Для прочих ядер необходимо использовать generic драйвер. В рамках испытаний проверялась работа на ядрах 2.6.32 и ядре 4.14. Сборка готового решения производилась на x86 и ARM архитектуре.

После запуска сервиса в системе появляется еще одно устройство /dev/etherCAT[0-9]. Для работы с ним разработан модуль ethercat.so, который позволяет взаимодействовать с протоколом из собственного программного обеспечения. В сети Интернет можно найти множество примеров работы с IgH EtherCAT Master, например http://www.iram.fr/~blanchet/ethercat/akd/examples/ [18].

Помимо IgH EtherCAT Master существует и другие как платные, так и бесплатные программные Master-прослойки. Например: Simple Open EtherCAT Master. В основном они отличаются удобством внедрения в программное обеспечение. Особенных отличий в работе по протоколу EtherCAT нет, так как протокол жестко стандартизирован и не допускает отклонений.

В ходе работы были подобраны компоненты системы, позволяющие реализовать сверхнизкую скорость вращения, а также была разработана

достаточно точная (с погрешностью не более 0,02% на низких скоростях и не более 0,1% на сверхнизких скоростях) система управления центробежным стендом.

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] Анализ компоновок испытательных центрифуг. Попов А.Н., Полищук М.Н., Пуленец Н.Е. Современное машиностроение. Наука и образование. 2018. № 7. С. 769-782

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

[4] Some ways of stable counterbalancing in the respect of moving masses on centrifuges. Karazin V.I., Kozlikin D.P., Sukhanov A.A., Tereshin V.A., Khlebosolov I.O. Advances in Mechanical Engineering, Lecture Notes in Mechanical Engineering. Evgrafov A., (ed.). Springer International Publishing Switzerland, 2017, p.73-85

[5] One Stable Scheme of Centrifugal Forces Dynamic Balance Karazin V.I., Kozlikin D.P., Sukhanov A.A., Khlebosolov I.O. Advances in Mechanical Engineering, Lecture Notes in Mechanical Engineering. Evgrafov A., (ed.). Springer International Publishing Switzerland, 2016, p.75-87

[6] Некоторые способы устойчивого уравновешивания относительно подвижных масс на центрифугах. Каразин В.И., Козликин Д.П., Суханов А.А., Терешин В.А., Хлебосолов И.О. Современное машиностроение. Наука и образование. 2016. № 5.

[7] О применении бесконтатных систем измерения в центробежных стендах. Андриенко П.А., Козликин Д.П., Хисамов А.В., Хлебосолов И.О. Современное машиностроение. Наука и образование. Материалы 3-й международной научно-практической конференции. 2013. № 3.

[8] Особенности воспроизведения знакопеременных перегрузок. Андриенко П.А., Каразин В.И., Козликин Д.П., Хлебосолов И.О. Современное машиностроение. Наука и образование: материалы 2-й Междунар.науч.-практ. Конференции. 2012. №2.

[9] Study of centrifuge rotor extension. Хисамов А.В. Теория механизмов и машин. 2013. № 1 (21). С. 90–97.

[10] Особенности расчета деформаций ротора центрифуги. Каразин В.И., Козликин Д.П., Хисамов А.В. Современное машиностроение. Наука и образование. Материалы 3-й международной научно-практической конференции. 2013. № 3.

[11] Goodman T. Centrifuge rotor selection and maintenance. American laboratory. 2007. № 12. P. 12-14.
[12] MOVIDRIVE® MDX61B. DriveSync via Fieldbus. Application. SEW EURODRIVE. German, 2010.
[13] Research of High-Level Control System for Centrifuge Engine. Evgrafov A.N., Karazin V.I., Khisamov A.V. International Review of Mechanical Engineering (IREME). 2018. Vol 12, № 5.
[14] Control System Design Guide. Ellis G. – Elsevier Inc., 2012. – 468 p.
[15] Motion control of 6-DOF manipulator based on EtherCAT, Li N., Ma H., Fei Q., Li S., Chen S. Journal of Advanced Computational Intelligence and Intelligent Informatics. 2018, №22(4), p. 415-428.
[16] Driving servo slave station based on EtherCAT with Linux IGH master station. Li N., Fei Q., Ma H., Chen S., Zhou H. ISCIIA 2016 - 7th International Symposium on Computational Intelligence and Industrial Applications. 2016.
[17] A user space EtherCAT master architecture for hard real-time control systems. Cereia M., Scanzio S. IEEE International Conference on Emerging Technologies and Factory Automation, ETFA. 2012.
[18] Example for Kollmorgen AKD with IgH EtherCAT Master library: http://www.iram.fr/~blanchet/ethercat/akd/examples/.

V.I.Karazin[1], D.P.Kozlikin[2] , A.V.Khisamov[3]

STUDY OF THE POSSIBILITY OF REPRODUCING ULTRA-LOW SPEEDS ON CENTRIFUGAL STANDS AND SELECTION OF SYSTEM COMPONENTS

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

Abstract

The paper deals with the selection of components (electric motor, controller, control system) in the task of rotation at ultra-low speeds. The results showed that with the right choice of components, it is possible to combine the performance of rotation tasks at both ultra-low (less than 1 rpm) and low (a few rpm) speeds without the use of special equipment. Within the framework of the study it was possible to assemble a layout that allowed to perform precise uniform rotation in the range from 0.16 rpm to 166 rpm. Translated with www.DeepL.com/Translator

Key words: ultra-low speeds, low speeds, automation, centrifugal stand, SEW-EURODRIVE, Movidrive, Kollmorgen, AKD, industrial Ethernet,

Ethercat, Etherlab, IgH EtherCAT Master library, Can over EtherCAT, PDO, SDO, Kollmorgen Workbench

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] Test centrifug arrangement analysis. Popov A.N., Polishchuck M.N., Pulenetc N.E. Modern machine building. Science and education. 2018. № 7. p. 769-782. (rus.)

[3] Reproduction of motion parameters on rotary tables. Evgrafov A.N., Karazin V.I., Khlebosolov I.O. Therory of Mechanism and machine. 2003. № 1. p. 92–96. (rus.)

[4] Some ways of stable counterbalancing in the respect of moving masses on centrifuges. Karazin V.I., Kozlikin D.P., Sukhanov A.A., Tereshin V.A., Khlebosolov I.O. Advances in Mechanical Engineering, Lecture Notes in Mechanical Engineering. Evgrafov A., (ed.). Springer International Publishing Switzerland, 2017, p.73-85

[5] One Stable Scheme of Centrifugal Forces Dynamic Balance Karazin V.I., Kozlikin D.P., Sukhanov A.A., Khlebosolov I.O. Advances in Mechanical Engineering, Lecture Notes in Mechanical Engineering. Evgrafov A., (ed.). Springer International Publishing Switzerland, 2016, p.75-87

[6] Some methods of stable balancing of relative moving masses on the centrifuge. Karazin V.I., Kozlikin D.P., Sukhanov A.A., Tereshin V.I., Khlebosolov I.O. Modern machine building. Science and education. 2016. № 5. (rus.)

[7] About the use of contactless measuring systems in centrifugal stands. Andrienko P.A., Kozlikin D.P., Khisamov A.V., Khlebosolov I.O. Modern machine building. Science and education. 2013. № 3. (rus.)

[8] Features of playback of alternating overloads. Andrienko P.A., Karazin V.I., Kozlikin D.P., Khlebosolov I.O. Modern machine building. Science and education. 2012. №2. (rus.)

[9] Study of centrifuge rotor extension. Khisamov A.V. Therory of Mechanism and machine. 2013. № 1 (21). С. 90–97.

[10] Features of calculating centrifuge rotor deformations. Karazin V.I., Kozlikin D.P., Khisamov A.V. Modern machine building. Science and education. 2013. № 3. (rus.)

[11] Goodman T. Centrifuge rotor selection and maintenance. American laboratory. 2007. № 12. P. 12-14.

[12] MOVIDRIVE® MDX61B. DriveSync via Fieldbus. Application. SEW EURODRIVE. German, 2010.

[13] Research of High-Level Control System for Centrifuge Engine. Evgrafov A.N., Karazin V.I., Khisamov A.V. International Review of Mechanical Engineering (IREME). 2018. Vol 12, № 5.
[14] Control System Design Guide. Ellis G. – Elsevier Inc., 2012. – 468 p.
[15] Motion control of 6-DOF manipulator based on EtherCAT, Li N., Ma H., Fei Q., Li S., Chen S. Journal of Advanced Computational Intelligence and Intelligent Informatics. 2018, №22(4), p. 415-428.
[16] Driving servo slave station based on EtherCAT with Linux IGH master station. Li N., Fei Q., Ma H., Chen S., Zhou H. ISCIIA 2016 - 7th International Symposium on Computational Intelligence and Industrial Applications. 2016.
[17] A user space EtherCAT master architecture for hard real-time control systems. Cereia M., Scanzio S. IEEE International Conference on Emerging Technologies and Factory Automation, ETFA. 2012.
[18] Example for Kollmorgen AKD with IgH EtherCAT Master library: http://www.iram.fr/~blanchet/ethercat/akd/examples/.

ISSN 2223-0807
Современное машиностроение: Наука и образование :
материалы 8-й Международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н.Евграфова и А.А. Поповича.- СПб.: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2019.

DOI 10.1872/MMF-2019-16
УДК 531.8

В. А. Крюков

ОБ ОПРЕДЕЛЕНИИ И КЛАССИФИКАЦИИ ЗВЕНЬЕВ МЕХАНИЗМА

Владимир Алексеевич Крюков,
Тульский государственный университет
Россия, Тула
Тел.: (4827)-25-46-39, E-mail: va.krukov@gmail.com

Аннотация

В работе рассмотрены одно из основных понятий теории механизмов и машин – «звено», имеющиеся в справочной и учебной литературе определения соответствующего термина, противоречия и ошибки в этих определениях, видовые понятия по отношению к понятию «звено». Предложены уточненные определения для ряда терминов и построены иерархические связи между ними.

Ключевые слова: теория механизмов и машин, терминология, термины, терминосистема, звено, классификация, структура механизмов.

Введение

Существующая терминология теории механизмов и машин во многом складывалась стихийно. Ряд объективных причин, присущих практически всем техническим наукам: нерешенность ряда теоретических проблем терминоведения; отставание терминологии от развития науки и техники; существование различных научных школ; параллельное развитие научных и технических терминосистем; использование профессиональных жаргонизмов; недостаточный уровень гармонизации терминов; недостаточный уровень межотраслевой связи; отсутствие системного подхода [1-4], приводит к нарушениям логической связи между элементами терминосистемы, ошибкам при дефиниции терминов, появлению синонимии и омонимии. Необходимо отметить, что в последнее время терминологическая работа активизировалась, появляется большое число статей, посвященных вопросам терминологии теории

механизмов и машин как в целом, так и отдельным её разделам, терминология учебников приводится в соответствии с рекомендациями Комитета научно-технической терминологии Академии наук СССР и IFToMM. Большую и плодотворную работу проводит комиссия по стандартизации терминологии IFToMM.

К сожалению, в ряде случаев при использовании терминов теории механизмов и машин наблюдается обратная тенденция. Растет число ошибок как при использовании терминов теории механизмов и машин, так и терминов, вводимых в смежных областях, а также, принадлежащих к общетехническим, общефизическим и другим терминосистемам [5-7].

Одним из основных понятий теории механизмов и машин является понятие «звено». Любой механизм представляет собой систему звеньев, определенным образом взаимодействующих между собой. Определение и объем соответствующего термина как будто очевидны, и чаще всего не обсуждаются. В то же время, необходимо отметить, что в определении, использовании и содержании термина «звено» и соответствующих видовых терминов в учебной и научной литературе, терминологических словарях по теории механизмов и машин имеется ряд разночтений и явных противоречий. Это не только неоправданно осложняет учебный процесс, но и затрудняет общение специалистов.

Целью статьи является логический анализ термина «звено» и терминов, находящихся с ним в родо-видовой связи, ошибок, допускаемых при использовании этих терминов, и попытка установления родо-видовой иерархии между ними.

Определения и содержание понятия «звено»

Сборник рекомендуемых терминов КНТТ АН СССР [8] определял звено как: «Одно или несколько жестко соединенных твердых тел, входящих в состав механизма». В этом определении объем определяющего понятия шире определяемого. Если звено состоит из пяти деталей, то согласно данному определению совокупность четырех, трех или двух деталей также будет являться звеном. В следующем выпуске сборника рекомендуемых терминов [9] эта ошибка была исправлена. Звено определялось как: «твердое тело, входящее в состав механизма». К этому определению было добавлено примечание, уточняющее состав звена: «Звено механизма может состоять из нескольких деталей (отдельно изготавливаемых частей механизма), не имеющих между собой относительного движения».

Аналогичные определения используются в отечественной учебной литературе:

[10] «Каждая подвижная деталь или группа деталей, образующих одну жесткую подвижную систему тел, носит название подвижного звена механизма»;

[11] «Звено – это твердое тело, входящее в состав механизма»;

[12] «Твердые тела, из которых образуется механизм, называют звеньями»;

[13] «… твердые тела называются звеньями механизма»;

[14] «Одним твердым телом в механизме считается также любая совокупность деталей, не имеющих между собой относительного движения… Твердое тело, входящее в состав механизма называется звеном»;

[15] «Тела, образующие механизм, называются его звеньями. Звено может состоять из одного или несколько соединенных твердых тел – деталей».

Во всех определениях в качестве родового признака использовано понятие «твердое тело», а в качестве видового – вхождение этого тела в состав механизма. Термин «твердое тело» в сборниках рекомендуемых терминов по ТММ не определен. В сборниках рекомендуемых терминов по теоретической механике он также отсутствует или рассматривается как краткая форма термина «абсолютно твердое тело» [16, 17]. Словарь [18] дает определение, имеющее наибольший объем, и рассматривает твердое тело, газ и жидкость как агрегатные состояния вещества. Для анализа структуры механизмов использовать такие широкие определения невозможно.

Так что же понимать под твердым телом?

В большинстве приведенных выше определений подчеркивается отсутствие относительных движений между частями звена. При выводе структурных формул принимается, что свободное твердое тело в пространстве имеет 6 степеней свободы, т.е. является абсолютно твердым. В [15] отмечается, что для решения конкретных задач необходимо выбирать наиболее простую модель, адекватную решаемой задаче, и: «в механических системах такой моделью является модель, называемая механизмом с жесткими звеньями». Именно эта модель и используется при разработке методов решения задач структурного и кинематического анализа и синтеза в подавляющем большинстве случаев. Учет деформаций твердого тела невозможен чисто геометрическими методами, и требует использования уравнений динамики.

Несмотря на кажущуюся ясность этого вопроса в ряде случаев после определения звена, как твердого тела, следуют противоречащие суждения. Например, в справочнике [19] используется определение: «Совокупность деталей, неподвижно соединенных между собой, называется звеном механизма». В качестве иллюстрации приводится шатун (абсолютно твердое тело, состоящее из нескольких неподвижно соединенных деталей). Подчеркивается, что звено, движущееся в пространстве, имеет шесть степеней свободы – т.е. это абсолютно твердое тело. А далее говорится:

«Наряду с жесткими звеньями существуют звенья упругие – пружины, рессоры, металлорезиновые соединения, воздух или газ, заключенные в пространство с переменным объемом, и гибкие – канаты, ремни, цепи, шариковые передачи». Но делается оговорка, что в состав механизма могут входить лишь твердые и упругие звенья, а гибкие звенья и жидкость рассматриваются в качестве кинематических связей.

Были попытки ввести в состав звеньев эфир, передающий радиоволны от одного звена к другому, световой луч, окружающую среду (воду) ([20, 21] (цитируется по [22]).

Аналогичное противоречие находим и во многих других учебных пособиях. В [23] звено определяется как: «…одно или несколько жестко соединенных твердых тел, входящих в состав механизма… В теории механизмов и машин звенья рассматриваются как абсолютно твердые тела». А далее объем понятия звена значительно расширяется. Утверждается, что: «К упругим звеньям относят пружины, мембраны и др., упругие деформации которых оказывают существенное влияние на работу механизма. К гибким звеньям относят ремни, цепи, канаты и др. К жидким и газообразным относят масло, воду, расплавленный металл, газ, воздух и т.п., перемещаемые по специальным коммуникациям внутри машины или прибора».

В 1964 г. была предпринята попытка окончательно решить этот вопрос. Во введении к «Сборнику рекомендуемых терминов» АН СССР [8] было отмечено, что: «…Попытки распространить понятие «звено» (соответственно «кинематическая пара» и «кинематическая цепь») на газообразные и жидкие тела успеха не имели». Тем не менее, указанное противоречие в определении и объеме понятия «звена» продолжает переходить из одного учебного пособия в другое. Объективной причиной этого является широкое распространение гидравлических и пневматических механизмов, и попытки применить для их исследования методы, созданные для анализа и синтеза механизмов, состоящих только из абсолютно твердых тел.

Одним из возможных методов устранения этого противоречия, является введение нового понятия, являющегося родовым по отношению к «звену механизма», объем которого будет содержать не только абсолютно твердые тела, но и деформируемые твердые тела, а также жидкие и газообразные. Для этого понятия был предложен термин «элемент механизма» [4, 24-27]. В печатной версии словаря IFToMM 2003 г. было дано следующее определение [25]: «Элемент механизма – твердое тело, жидкий или газообразный компонент механизма». В последних версиях словаря определение было сокращено [26, 27]: «Элемент механизма – каждый из компонентов, входящих в состав механизма». К сожалению данные определения не раскрывают содержание и объем определяемого

понятия, и не позволяют установить иерархические отношения между понятиями «элемент механизма» и «звено».

В качестве существенного признака указано только то, что «элемент механизма» входит в состав механизма. Используемый в определении термин «компонент» в словаре IFToMM не определен, хотя используется в 37 определениях. В словаре [18] компонент определяется, как: «составная часть, элемент чего-либо». В толковом словаре русского языка [28] «элемент» определяется как: «составная часть чего-нибудь, компонент», а «компонент» – как: «составная часть чего-нибудь». Т.е. эти слова рассматриваются как синонимы. В определении на английском языке: “Mechanism element – each of the component parts constituting a mechanism”, используемые слова “element” и “component” также являются синонимами [29]. Таким образом, цитируемые выражения являются тавтологиями [30] и не могут использоваться в качестве определений.

В [25-26] «звено» является подчиненным понятием по отношению к понятию «элемент механизма», но в определении звена присутствует логический круг: «Звено – твердое тело, как элемент механизма, соединенное одной или несколькими кинематическими парами с другими телами»; «Кинематическая пара – соединение двух звеньев, ограничивающее их относительное движение» [27].

Ведущее и ведомое звенья

Примерно до семидесятых годов прошлого века термины: «входное звено»; «ведущее звено»; «выходное звено»; «ведомое звено» попарно рассматривались как синонимы [8]. В 1978 г. Комитет научно-технической терминологии Академии наук СССР разделил соответствующие понятия: термины «входное звено», «выходное звено» были отнесены к разделу «Структура механизмов», а термины «ведущее звено», «ведомое звено» – к разделу «Динамический анализ механизмов» [31]. Эти термины получили четкие определения: «Входное звено – звено, которому сообщается движение, преобразуемое механизмом в требуемые движения других звеньев»; «Выходное звено – звено, совершающее движение, для выполнения которого предназначен механизм»; «Ведущее звено – звено, для которого элементарная работа приложенных к нему внешних сил положительна»; «Ведомое звено – звено, для которого элементарная работа приложенных к нему внешних сил отрицательна или равна нулю». Следовательно определить ведущие и ведомые звенья в конкретном механизме возможно только на основе результатов динамического анализа. Соответствующие изменения были внесены в большинство переиздаваемых учебников и учебных пособий.

Тем не менее, до сих пор встречаются случаи как неверного использования указанных терминов [5, 7], так и ошибки в их определениях. В словаре IFToMM 2003 г. [25] пары терминов «входное

звено», «ведущее звено» и «выходное звено», «ведомое звено» рассматриваются как синонимы, а в словаре, интегрированном в библиотеку DMGLib [27], определяются термины: «входное звено», «выходное звено», а термины «ведущее звено», «ведомое звено» отсутствуют, хотя есть термины: «ведомое зубчатое колесо» и «ведущее зубчатое колесо».

Можно отметить, что для механизмов многих машин в режиме установившегося движения входное звено является ведущим, выходное – ведомым, а промежуточные звенья могут быть как ведущими, так и ведомыми. Но это совершенно не обязательно. В кривошипно-ползунном механизме двигателя внутреннего сгорания ползун в течении одного цикла является то ведущим, то ведомым звеном. В режиме выбега все звенья механизма могут быть ведомыми, а для червячной передачи возможен режим движения (оттормаживание), в котором оба подвижных звена должны быть ведущими [32, 33].

Входное и выходное звенья

Приведенные выше определения входного и выходного звеньев являются достаточно простыми и легко воспринимаются студентами. В качестве примера обычно рассматривается кривошипно-ползунный механизм (рис. 1, а) [34]. Если этот механизм используется в двигателе внутреннего сгорания, то входным звеном является ползун 3, выходным – кривошип 1. При использовании механизма в поршневом компрессоре кривошип 1 – входное звено, а ползун 3 – выходное. В большинстве учебников ограничиваются только определениями, а в пособиях по курсовому проектированию в разделе структура рассматривают более сложные вопросы: определение числа степеней свободы механизма, разбиение его схемы на группы Ассура, выделение и устранение избыточных связей.

Однако вопрос о терминах «входное звено» и «выходное звено» не такой простой, как кажется на первый взгляд, и очень важен для учебного процесса, т.к. непосредственно связан с пониманием назначения и работы механизма. В имеющихся определениях и характеристиках механизма заложены следующие существенные признаки [10, 11-15, 19, 23]:

– механизм служит для преобразования движения (вида движения и его кинематических характеристик), т.е. в механизме должны быть звенья, которым задаются определенные движения (входные), и звенья, совершающие требуемые движения (выходные);

– движение всех звеньев механизма (исключая особые положения) должно быть однозначно определенным, т.е. при задании положения входных звеньев решение системы уравнений геометрических связей должно существовать и быть единственным;

– в большинстве случаев подразумевается, что число входных звеньев должно совпадать с числом степеней свободы механизма.

Рассмотрим более сложный пример – шестизвенный кривошипно-ползунный механизм (рис. 1, б). Если это механизм компрессора, то выделение входного и выходного звеньев не представляет сложностей: кривошипу 1 сообщается вращательное движение (входное звено), а ползуны 3 и 5 совершают требуемое возвратно-поступательное движение (выходные звенья). Механизм с одной степенью свободы, имеет одно входное звено и два идентичных выходных.

Если это механизм двухцилиндрового двигателя внутреннего сгорания, то он должен преобразовывать возвратно-поступательные движения ползунов 3 и 5 (два входных звена) во вращательное движение кривошипа 1 (выходное звено).

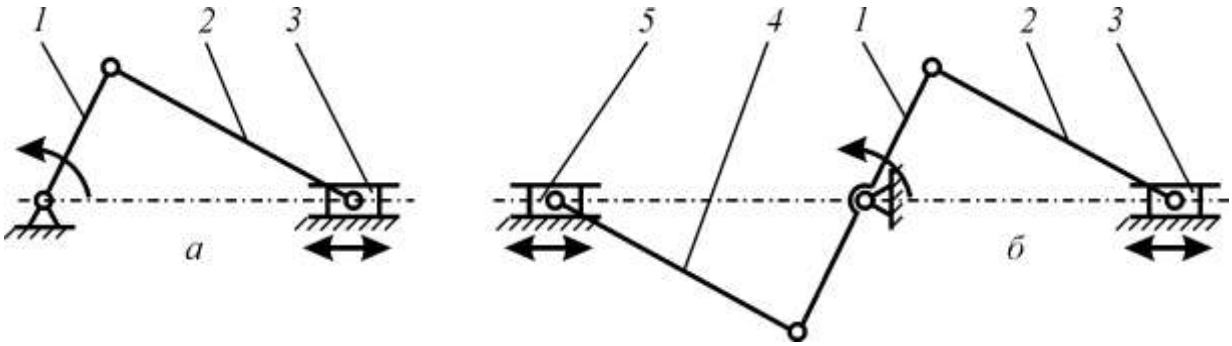


Рис. 1 Структурные схемы кривошипно-ползунных механизмов

На рис. 2 приведена функциональная схема механизма с двумя степенями свободы (дифференциальный механизм по схеме $2k-h$, автомобильный дифференциал и другие). Геометрические связи в таком механизме описываются уравнением

$$a\varphi_1 + b\varphi_2 + c\varphi_3 = 0, \qquad (1)$$

где $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$ - угловые координаты звеньев 1, 2, 3; a, b, c – некоторые константы.

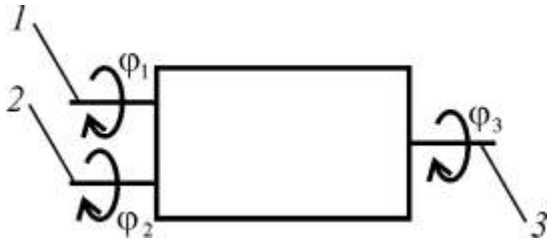


Рис. 2. Функциональная схема механизма с двумя степенями свободы

Механизм может использоваться в качестве суммирующего (два входных звена – 1 и 2; одно выходное – 3) или распределяющего (одно входное звено – 3; два выходных – 1 и 2).

Налицо противоречие с приведенными выше признаками механизма: механизм с одной степенью свободы имеет два входных звена; механизм с двумя степенями свободы не имеет определенности движения – уравнение (1) имеет бесконечное множество решений и действительное движение механизма может быть определено только в результате исследования динамики.

Причиной таких разночтений являются смешение понятий «входное звено» и «ведущее звено», и в ряде случаев неверное понимание выражения «сообщается движение» и замена его выражением «задается движение» или «закон движения считается известным» [35-37]. Слово «сообщается» не имеет количественной характеристики, в то время как выражение «задать движение» в теоретической механике имеет четкий смысл: «Задать движение точки или тела относительно какой-либо системы отсчета – значит дать условия, позволяющие найти положение точки или тела в любой момент времени относительно этой системы отсчета» [38].

Что бы устранить эти разночтения необходимо четко разделять термины «входное звено» и «начальное звено». Понятие «входное звено» характеризует назначение механизма и направление преобразования движения. Число входных звеньев может совпадать, быть больше или меньше числа степеней свободы механизма.

«Начальное звено» – «звено, которому приписывается одна или несколько обобщенных координат механизма» [9, 24]. В качестве начального звена может быть выбрано любое звено механизма, как входное, так и промежуточное или выходное. Этот выбор диктуется только удобством составления и исследования математической модели механизма. Если положение каждого начального звена характеризуется одной координатой, то число начальных звеньев будет совпадать с числом степеней свободы механизма.

В печатной и электронной версиях словаря IFToMM понятие «начальное звено» (“initial link”) не определено. В ряде случаев термины «входное звено» и «начальное звено» рассматриваются как синонимы [19].

Все изложенное выше относится к механизмам, у которых движение сообщается звену (или звеньям), непосредственно соединенным со стойкой. В ряде механизмов относительное движение сообщается двум подвижным звеньям [19]. Выделить в этом случае входное звено невозможно. Предложено в этом случае использовать термин «входная кинематическая пара» [36]. Этот термин включен в словарь IFToMM [27], однако данное в словаре определение: «Входная кинематическая пара –

кинематическая пара [Сопряжение] для которой положение одного звена относительно другого рассматривается в качестве независимой переменной» нельзя признать удачным. В качестве независимой переменной (обобщенной координаты) может быть выбрана любая координата, и этот выбор никак не связан с назначением механизма. Предлагается изменить это определение и привести его в соответствие с определением входного звена: «Входная кинематическая пара – кинематическая пара, звеньям которой сообщается относительное движение, преобразуемое механизмом в требуемые движения других звеньев».

Введение понятия «входная кинематическая пара» приводит к необходимости деления механизмов на несколько видов. В [36] предложено называть их механизмами первого типа и второго типа. В [39-41] использован термин «механизм с внутренними входами», а в [42, 43] – «механизм с подвижным приводом». На наш взгляд первый термин является предпочтительным, т.к. термин «механизм с подвижным приводом» является ложно ориентирующим.

Простое и сложное звенья

Одной из характеристик звена является число кинематических пар, образованных им с другими звеньями. Академик И.И. Артоболевский [44] приводит примеры звеньев, входящих в две или три вращательные кинематические пары, без использования специальных терминов.

Профессор О.Г. Озол [45] в зависимости от числа подвижных соединений одного звена α использовал деление звеньев на полуповодки ($\alpha = 1$), поводки или двухпарные ($\alpha = 2$) и многопарные или базисные ($\alpha > 2$). Профессор А.И. Смелягин [34] ссылается на термины сложное звено (звено, имеющее более двух кинематических пар, которыми оно присоединяется к другим звеньям механизма) и простое звено (все остальные звенья). Он предложил термин t - вершинное звено, где t – число элементов кинематических пар (вершин), которыми оно присоединяется к другим звеньям механизма. При $t = 2$ звено называется двухвершинным или линейным; при $t = 3$ – трехвершинным; при $t = 4$ – четырехвершинным и т.д. Для числа с максимальным числом вершин используется термин «базовое звено».

Аналогичные термины широко используются в английском языке [46, 47]: “binary link”, “ternary link”, “quaternary link”.

Классификация звеньев по виду движения

Наиболее противоречивыми являются определения видов звеньев, связанные с их назначением и видом движения. К этой группе относятся такие термины, как: «кривошип», «коромысло» и т.д. В большинстве случаев основание деления, по которому производится классификация, и иерархическая связь между членами деления понятия «звено» не

указывается или входят в противоречие с приводимыми определениями. В справочной литературе [19, 48] достаточно широко используются термины (например, «криволинейная кулиса»; «траверса»; «дуговая кулиса»; «ползушка»; «кольцевой ползун»), которые относятся к предметной области дисциплины «Детали машин» или являются не терминами, а жаргонизмами. Число терминов и их определения, приводимые в различных словарях и учебной литературе значительно различаются, в определениях имеются многочисленные логические и стилистические ошибки.

Основными причинами ошибок являются использование естественно (в значительной степени стихийно) сложившейся терминологии, пересечение терминологических систем предметных областей «Теории механизмов и маши» и «Деталей машин», смешение понятий «звено» и «деталь», недостаточное внимание, как специалистов, так и составителей словарей к вопросам родо-видовой иерархии понятий.

Такие ошибки встречаются даже в первых изданиях классического учебника академика И.И. Артоболевского [49]. На стр. 44, 49 приведены общепринятые определения: «Если звено, образующее вращательную пару со стойкой, не может совершать вращения на полный оборот, то такое звено носит название коромысла»; «Звено, связанное вращательными парами с подвижными звеньями, но не связанное со стойкой, носит название шатуна»; «Подвижное звено, входящее во вращательную пару с шатуном и в поступательную пару со стойкой, носит название ползуна», а на стр. 52 утверждается, что коромысло и шатун могут быть выполнены в виде ползунов. В последних изданиях учебника эта ошибка была устранена.

Приведем еще несколько примеров ошибок в определениях соответствующих терминов.

«Камень – звено, образующее поступательную пару с кулисой». «Кулиса – подвижное звено механизма, являющееся направляющей для камня»; [34]. В определениях присутствует логический круг [30].

«Кривошип – звено, которое может совершать полный оборот вокруг неподвижной оси» [25]. В определении пропущен важный признак – звено рычажного механизма. Определяющее понятие шире определяемого.

«Соединительная тяга – шатун, соединяющий поршень или опорный ползун с валом кривошипа» [27]. Стилистическая ошибка – шатун не может быть соединен с валом кривошипа.

«Опорный ползун – ползун между поршнем и соединительной тягой, воспринимающий нормальную реакцию от стойки, под действием силы в соединительной тяге» [25]. В определении использован не определенный ранее термин «поршень».

Для дальнейшего анализа ограничимся только терминами, относящимися к звеньям плоских четырехзвенных рычажных механизмов, образованных из замкнутой кинематической цепи. Основные термины, определяемые в терминологических словарях и учебной литературе приведены в табл. 1. Знаком «+» отмечено наличие соответствующего определения.

Для правильной классификации звеньев необходимо четко определить основание деления. Предлагается производить деление по двум основаниям (табл. 2):

1. звено входит в кинематическую пару со стойкой или только с подвижными звеньями;

2. кинематические пары, которые образует звено с другими звеньями.

Таблица 1. Состав видовых терминов звеньев рычажных механизмов

Термин	Источник				
	[9]	[24]	[14]	[25]	[27]
Камень	+				
Клиновой ползун		+			
Коромысло	+	+	+	+	+
Кривошип	+	+	+	+	+
Кулиса	+	+	+		
Направляющая	+	+		+	+
Опорный ползун				+	+
Плавающее звено				+	
Ползун	+	+	+	+	+
Рычаг		+			
Скользящий камень		+		+	+
Соединительная тяга				+	+
Шарнирная тяга				+	+
Шатун	+	+	+	+	+
Kreuzschieber (на русском языке отсутствует)					+
Schieber (на русском языке отсутствует)					+
Schleife (на русском языке отсутствует)					+

Таблица 2. Классификация звеньев плоских рычажных механизмов

Звено входит в кинематические пары со стойкой и другим подвижным звеном		
Ст-Х	***ПЗ-Х***	***Термин***
В	В	Рычаг
В	П	Кулиса
П	В	Ползун
П	П	Ползун
Звено входит в кинематические пары с двумя подвижными звеньями		
ПЗ-Х	***ПЗ-Х***	***Термин***
В	В	Шатун
В	П	Камень
П	П	Клиновой ползун

В таблице использованы следующие обозначения: Х – определяемое звено; ПЗ – подвижное звено; Ст – стойка; П – поступательная кинематическая пара; В – вращательная кинематическая пара.

Пользуясь таблицей легко сформулировать определения видов звеньев, например: «Рычаг – звено, входящее во вращательные кинематические пары со стойкой и другим подвижным звеном». Для термина «рычаг» используется дополнительное основание деления: возможность полного оборота относительно оси вращения: «Кривошип – рычаг, который может совершать полный оборот вокруг оси вращения»; «Коромысло – рычаг, который не может совершать полный оборот вокруг оси вращения».

Заключение

Выполненный анализ учебной, справочной и научной литературы по теории механизмов и машин показывает, что, несмотря на кажущуюся простоту одного из базовых понятий теории механизмов и машин: «звено», в определениях и использования соответствующего термина и видовых терминов имеется ряд противоречий и ошибок. Основными причинами этого, на наш взгляд, являются пересечение терминологических систем предметных областей «теории механизмов и машин» и «деталей машин», использование жаргонизмов, недостаточное внимание к построению иерархических связей между понятием «звено» и понятиями, находящимися с ним в родо-видовой связи.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

[1] Новый подход к определениям некоторых фундаментальных терминов теории механизмов и машин / В.Д. Плахтин [и др.] // Справочник. Инженерный журнал. – 2002. – № 1 (58). – С. 58-60.

[2] Пейсах Э.Е. О терминологии по теории механизмов и машин // Теория механизмов и машин. – 2004. – Т. 2. – № 4. – С. 80-94.

[3] Крюков В.А. Некоторые проблемы построения терминосистемы теории механизмов и машин // Современное машиностроение. Наука и образование. Санкт-Петербург: Изд-во Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого, 2016. – С. 230-241.

[4] Крюков В.А. Современное состояние терминологической системы теории механизмов и машин // Теория механизмов и машин. – 2017. – № 4 (36). – С. 173-196.

[5] Крюков В.А. Некоторые ошибки при использовании терминов теории механизмов и машин // 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. 119-130

[6] Крюков В.А. Современное состояние терминологии теории механизмов и машин // Проблемы механики современных машин: материалы VII Международной научной конференции. Улан-Удэ: Изд-во Восточно-Сибирского государственного университета технологий и управления, 2018. – С. 44-47.

[7] Крюков В.А. Некоторые ошибки при определении и использовании терминов теории механизмов и машин // Современные технологии и развитие политехнического образования [Электронный ресурс]: международная научная конференция, г. Владивосток, 19-23 сентября 2016 г. Владивосток: Дальневост. федерал. ун-т, 2016. Режим доступа: https:// www.dvfu.ru/upload/medialibrary/f6a/Сборник%202016_политех%20(1).pdf. – С. 978-983. – (дата обращения 11.03.2019).

[8] Теория механизмов. Основные понятия. Терминология. Сборник рекомендуемых терминов. Вып. 68 – М.: Наука, 1964. – 23 с.

[9] Теория механизмов и машин. Терминология. Буквенные обозначения. Сборник рекомендуемых терминов. Вып. 99. – М.: Наука, 1984. – 40 с.

[10] Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин. – М.: Наука, 1988. – 640 с.

[11] Тимофеев Г.А. Теория механизмов и машин. Курс лекций. - М.: ИД Юрайт, 2010. - 351 с.

[12] Теория механизмов и машин / К.В. Фролов [и др.]; Под ред. К.В. Фролова. – М.: Высш. шк., 1987. – 496 с.

[13] Теория механизмов и механика машин / К.В. Фролов [и др.; Под ред. Г.А. Тимофеева. - М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2012. - 686 с.
[14] Левитский Н.И. Теория механизмов и машин. – М.: Наука, 1979.–576 с.
[15] Теория механизмов и машин / М.З. Коловский [и др.] - М.: Изд. центр «Академия», 2006. - 560 с.
[16] Терминология общей механики. Сборник рекомендуемых терминов. Вып. 33. - М.: Изд-во АН СССР, 1955. - 44 с.
[17] Теоретическая механика. Терминология. Сборник рекомендуемых терминов. Вып 90. – М. Изд-во Наука, 1977. - 45 с.
[18] Новый политехнический словарь / Гл. ред. А.Ю. Ишлинский. – М.: Большая Российская энциклопедия, 2000. – 671 с.
[19] Механизмы. Справочник / С.Н. Кожевников [и др.] - М.: Машиностроение, 1976. – 784 с.
[20] Добровольский В.В. Теория механизмов. - М.: Машгиз, 1951. - 467 с.
[21] Прикладная механика /Д.С. Зернов [и др.] - М.-Л.: ОНТИ НКТП СССР, 1937. - Т. 1. - 343 с.
[22] Кожевников С.Н. Основания структурного синтеза механизмов. - Киев: Наук. думка, 1979. - 232 с.
[23] Юдин В.А., Петрокас Л.В. Теория механизмов и машин. - М.: Высш. шк., 1977. – 527 с.
[24] Теория механизмов и машин. Терминология / Н.И. Левитский [и др.]; под ред. К.В. Фролова. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2004. – 80 с.
[25] Terminology for the Mechanism and Machine Science // Mechanism and Machine Theory. – 2003. – N 38. – P. 597-1111.
[26] IFToMM dictionaries online. Version 3.1 – May 2014. [Electronic resource] // URL: http://iftomm-terminology.antonkb.nl (date of access 28.01.2018).
[27] DMG-Lib. [Electronic resource] // URL: https://www.dmg-lib.org/dmglib/main/portal.jsp?mainNaviState=browsen (date of access 28.04.2019).
[28] Ожегов С.И. Словарь русского языка / Под ред. Н.Ю. Шведовой. – М.: Рус. яз., 1986. – 797 с.
[29] Collins. Pioneers in dictionary publishing since 1819. [Electronic resource] // URL: https://www.collinsdictionary.com/dictionary/english (date of access 28.04.2019).
[30] Философия математики и технических наук / Под общ. ред. С.А. Лебедева. – М.: Академический Проект, 2006. – 779 с.
[31] Теория механизмов и машин. Терминология. Сборник рекомендуемых терминов. Вып. 93. – М.: Наука, 1978. – 33 стр.

[32] Гидаспов И.А. Вейц В.Л. Динамика самотормозящихся механизмов. – Л.: Ленинградский университет. 1987. – 144 с.
[33] Крюков В.А., Ктиторов Д.А. Уточненная математическая модель червячной кинематической пары // Изв. Тульского государственного университета. Технические науки. – 2013. – № 10. – С. 297-305
[34] Смелягин А.И. Теория механизмов и машин. – М.: ИНФРА-М; Новосибирск: Изд-во НГТУ, 2003. – 263 с.
[35] Машиностроение. Энциклопедический справочник / Ред совет: пред. Е.А. Чудаков, 1948. – Т. 2. – 891 с.
[36] Механика машин / И.И. Вульфсон [и др.]; Под ред. Г.А. Смирнова. – М.: Высш. шк., 1996. – 511 с.
[37] Крайнев А.Ф. Механика от греческого mēchanikē (tėchnē) – искусство построения машин. Фундаментальный словарь. – М.: Машиностроение, 2001. – 904 с.
[38] Добронравов В.В., Никитин Н.Н., Дворников А.Л. Курс теоретической механики. – М.: Высш. школа, 1974. – 528 с.
[39] Семенов Ю.А. Применение машин и механизмов с внутренними входами // Теория механизмов и машин. – 2003. – № 1. – С. 30-49.
[40] Ащеулов А.В. Простые для ТММ механизмы с внутренними входами оказываются сложными при проектировании // Теория механизмов и машин. – 2003. – № 2. – С. 76-78
[41] Коловский М.З., Евграфов А.Н. О некоторых направлениях модернизации курса ТММ // Теория механизмов и машин. – 2003. – № 1. – С. 3-29.
[42] Желтухин Д.В., Дворников Л.Т. Кинематический анализ механизмов с подвижными приводами // Вестник Кузбасского государственного технического университета. – 2012. – № 2 (90). – С. 67-69.
[43] Князев А.С., Дворников Л.Т. Разработка метода структурного синтеза механизмов с подвижными приводами на примере секций механизированных крепей // МИАР. – 2018. – № 1. – С. 23-26.
[44] Артоболевский И.И. Теория механизмов. – М.: Наука, 1967. – 719 с.
[45] Озол О.Г. Теория механизмов и машин. – М.: Наука, 1984. – 432 с.
[46] Dent J.A., Harper A.C. Kinematics and Kinetics of Machinery. – John Wiley & Sons,1921. – 410 p.
[47] Erdman A.G., Sandor G.N., Kota S. Mechanism Design. Analysis and Synthesis. – New Jersey 07458, Upper Saddle River: Prentice Hall, 2001. – 684 p.
[48] Артоболевский И.И. Механизмы в современной технике. Справочное пособие. В 7 томах. – Т. 1: Элементы механизмов. Простейшие рычажные и шарнирно-рычажные механизмы. – М.: Наука, 1979. – 496 с.

[49] Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин. – М.: Гос. изд-во тех.-теор. литературы, 1953. – 712 с.

V.A. Krukov

ON THE MECHANISM'S LINKS DEFINITION AND CLASSIFICATION

Tula State University, Russia

Abstract

The paper deals with one of the basic concepts of the theory of mechanisms and machines – "link". Available in reference and educational literature definitions of the term, contradictions and errors in these definitions, specific concepts in relation to the concept of "link" are considered. Improved definitions for a number of terms are proposed and hierarchical relations between them are constructed.

Key words: theory of mechanisms and machines, terminology, terms, terminological system, link, classification, structure of mechanisms.

REFERENCES

[1] A New Approach to Definitions of some Fundamental Terms of Theory of Mechanisms and Machines / V.D. Plachtin [et al.] // Handbook. An Engineering Journal. – 2002. – N 1 (58). – P. 58-60. (rus.).
[2] Peysah E.E. About the Terminology of Theory of Mechanisms and Machines // Theory of Mechanisms and Machines. – 2004. – V. 2. – N 2. – P. 80-94. (rus.).
[3] Krukov V.A. On Some Problems of the Theory of Mechanisms and Machines Term System Building // Modern Mechanical Engineering: Science and Education. Saint Petersburg: Publishing house St. Petersburg State Polytechnic University Peter the Great, 2016. – P. 230-241. (rus.).
[4] Krukov V.A. Modern state of the terminological system of the theory of mechanisms and machines// Theory of Mechanisms and Machines. – 2017. – N 4 (36). – P. 173-196. (rus.).
[5] Krukov V.A. Some common errors when using the terms of the theory of mechanisms and machines // Modern mechanical engineering: Science and education: proceedings of the 6th International scientific-practical conference / Ed. A.N. Evgrafov and A.A. Popov. SPb.: Izd-vo Politehn. un-ta, 2017. – P. 119-130 (rus.).

[6] Krukov V.A. Modern state of the terminology of the theory of mechanisms and machines // Problems of mechanics of modern machines: proceedings of the VII International scientific conference. Ulan-Ude: publishing House of the East Siberian state University of technology and control, 2018. – P. 44-47 (rus.).
[7] Krukov V.A. Some errors when using the terms of the theory of mechanisms and machines // Modern technologies and development of Polytechnic education [Electronic resource]: international scientific conference, Vladivostok, September 19-23, 2016. Vladivostok: Far East. federal University, 2016. // https:// www.dvfu.ru/upload/medialibrary/f6a/Сборник%202016_политех%20(1). pdf. – P. 978-983. – (date of access 11.03.2019). (rus.)
[8] Theory of Mechanisms. Basic concepts. Terminology. A collection of recommended terms. Issue 68 – M.: Science, 1964. – 23 p. (rus.).
[9] Theory of Mechanisms and Machines. Terminology. Lettering. – M.: Science, 1984. – Issue 99. – 40 p. (rus.).
[10] Artobolevsky I.I. Theory of Mechanisms and Machines. – M.: Science, 1988. – 640 p. (rus.).
[11] Timofeev G.A. Theory of Mechanisms and Machines. Course of lectures. - M.: Urait Publishing House, 2010. - 351 p. (rus.).
[12] Theory of Mechanisms and Machines / K.V. Frolov [et al.]. K.V. Frolov (ed.) – M.: High school, 1987. – 496 p. (rus.).
[13] Theory of mechanisms and mechanics of machines / K.V. Frolov [et al.]; Ed. by G.A. Timofeev. – Moscow: Publishing MGTU im. N.E. Baumana, 2012. – 686 p. (rus.).
[14] Levitsky N.I. Theory of Mechanisms and Machines. – M.: Science, 1979. – 576 p. (rus.).
[15] Theory of Mechanisms and Machines / M.Z. Kolovsky [et al.]. – M.: Publishing center “Academy”, 2006. - 560 p. (rus.).
[16] Terminology of General mechanics. - M.: Publishing house of USSR Academy of Sciences, 1955. – Issue 33. - 44 p. (rus.).
[17] Theoretical Mechanics. Terminology. – M.: Science, 1977. – Issue 90. - 45 p. (rus.).
[18] The New Polytechnic dictionary / A.U. Ichlinskiy (ed. in chief). – M.: Great Russian Encyclopedia, 2000. – 671 p. (rus.).
[19] Mechanisms. Handbook / S.N. Kozhevnikov [et al.] - M.: Mechanical Engineering, 1976. – 784 p. (rus.).
[20] Dobrovolsky V.V. Theory of Mechanisms. – M.: Mashgiz, 1951. - 467 p. (rus.).
[21] Applied mechanics / D.S. Zernov [et al.] - Moscow-Leningrad: ONTI NKTP of the USSR, 1937. - V. 1. - 343 p. (rus).

[22] Kozhevnikov S. N. Foundations of structural synthesis of mechanisms. - Kyiv: Naukova Dumka, 1979. - 232 p. (rus.).
[23] Yudin V.A., Petrokas L.V. Theory of Mechanisms and machines. - Moscow: Vysshaya shkola, 1977. – 527 p. (rus.).
[24] Theory of Mechanisms and machines. Terminology / N.I. Levitskiy [et al.]; K.V. Frolov (ed). – M.: Publ. BMSTU, 2004. – 80 p. (rus.).
[25] Terminology for the Mechanism and Machine Science // Mechanism and Machine Theory. – 2003. – N 38. – P. 597-1111.
[26] IFToMM dictionaries online. Version 3.1 – May 2014. [Electronic resource] // URL: http://iftomm-terminology.antonkb.nl (date of access 28.01.2018).
[27] DMG-Lib. [Electronic resource] // URL: https://www.dmg-lib.org/dmglib/main/portal.jsp?mainNaviState=browsen (date of access 28.04.2019).
[28] Ozhegov S.I. Dictionary of the Russian language / Ed. by N.Yu. Shvedova. – Moscow: Russkij yazyk, 1986. – 797 p. (rus.).
[29] Collins. Pioneers in dictionary publishing since 1819. [Electronic resource] // URL: https://www.collinsdictionary.com/dictionary/english (date of access 28.04.2019).
[30] Philosophy of mathematics and technical Sciences / S.A. Lebedev [et al.]: Ed. by prof. S.A. Lebedev. – Moscow: Akademicheskij proekt, 2006. – 779 p. (rus.).
[31] Theory of Mechanisms and Machines. Terminology. Issue 93. – M.: Science, 1978. – 33 p. (rus.).
[32] Gidaspov I.A., Weitz V.L. Dynamics of self-braking mechanisms. – L.: Leningrad University, 1987. – 144 p. (rus.).
[33] Krukov V.A., Ktitorov D.A. Improved mathematical model of worm kinematic pair // Proceedings of Tula state University. Technical science. – 2013. – N 10. – P. 297-305 (rus.).
[34] Smilagin A.I. Theory of Mechanisms and Machines. – M.: INFRA-M; Novosibirsk: Publishing house NGTU, 2003. – 263 p. (rus.).
[35] Machine Building. Encyclopedic reference book / Editorial Board E.A. Chudakov (Chairman), 1948. – Vol. 2. – 891 p. (rus).
[36] Machine Mechanics / I.I. Vul'fson [et al.]; Ed. G.A. Smirnov. – M.: Высш. шк., 1996. – 511 с.
[37] Krainev A.F. Mechanics from the Greek mēchanikē (tėchnē) – the art of building machines. Fundamental dictionary. – M.: Mechanical Engineering, 2001. – 904 p. (rus.).
[38] Dobronravov V.V., Nikitin N.N., A. L. Dvornikov A.L. The course of theoretical mechanics. – M.: High school, 1974. – 528 p.
[39] Semenov Yu.A. Application of machines and mechanisms with internal inputs // Theory of Mechanisms and Machines. – 2003. – N 1. – P. 30-49.

[40] Ascheulov A.V. Simple for TMM mechanisms with internal inputs are difficult to design // Theory of Mechanisms and Machines. – 2003. – N 2. – P. 76-78
[41] Kolovsky M.Z., Evgrafov A.N. About some directions of modernization of TMM course // Theory of Mechanisms and Machines. – 2003. – N 1. – P. 3-29.
[42] Zheltukhin D.V., Dvornikov L.T. Kinematic analysis of mechanisms with mobile drives // Bulletin of Kuzbass state technical University. – 2012. – N 2 (90). – P. 67-69.
[43] Knyazev A.S., Dvornikov L.T. Development of the method of structural synthesis of mechanisms with movable drives on the example of sections of mechanized supports // MIAR. – 2018. – N 1. – P. 23-26.
[44] Artobolevsky I.I. Theory of Mechanisms. – M.: Science, 1967. – 719 p.
[45] Ozol O.G. Theory of Mechanisms and Machines. – M.: Science, 1984. – 432 p.
[46] Dent J.A., Harper A.C. Kinematics and Kinetics of Machinery. – John Wiley & Sons,1921. – 410 p.
[47] Erdman A.G., Sandor G.N., Kota S. Mechanism Design. Analysis and Synthesis. – New Jersey 07458, Upper Saddle River: Prentice Hall, 2001. – 684 p.
[48] Artobolevsky I.I. Mechanisms in modern technology. Reference book. In 7 volumes – Vol. 1: Elements of mechanisms. Simple lever and hinged lever mechanisms. – M.: Science, 1979. – 496 p.
[49] Artobolevsky I.I. Theory of Mechanisms and Machines. – M.-L.: The state technical-theoretical publishing house, 1953. – 712 c.

ISSN 2223-0807
Современное машиностроение: Наука и образование :
материалы 8-й Международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н.Евграфова и А.А. Поповича.- СПб.: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2019.

DOI 10.1872/MMF-2019-17
УДК 621.01

Е. Н. Куц

СТРУКТУРНЫЙ СИНТЕЗ МНОГОКОНТУРНЫХ РЫЧАЖНЫХ МЕХАНИЗМОВ С МНОГОКРАТНЫМИ ШАРНИРАМИ И НАИБОЛЕЕ СЛОЖНЫМ ДВУХШАРНИРНЫМ ЗВЕНОМ

Екатерина Николаевна Куц,
Южно-Уральский государственный университет
(национальный исследовательский университет)
Россия, Челябинск
Тел.: +7 (351)267-9742, E-mail: ekaterina.n.kuts@gmail.com

Аннотация

В статье рассмотрена сложная задача структурного синтеза перспективных для современного машиностроения плоских рычажных механизмов с многократными шарнирами. Предложена теорема целочисленного структурного синтеза, на основе которой установлено все конечное множество структурных решений, и синтезирован широкий класс многозвенных рычажных механизмов с многократными шарнирами для различных областей техники.

Ключевые слова: структура, синтез, механизм, замкнутый контур, многократный шарнир.

1. Введение

Разнообразные шарнирно-рычажные механизмы нашли широкое применение в современном машиностроении благодаря тому, что они долговечны, надежны и просты в эксплуатации, а так же имеют высокую нагрузочную способность по поверхности несущих (вращательных и поступательных) кинематических пар.

Структурный синтез замкнутых кинематических цепей принудительного движения механизма с заданной подвижностью F ($F \geq 1$) является первым, но наиболее проблемным (из-за неопределенного большого числа структурных решений) и определяющим этапом создания сложных машин. Данный этап концептуального проектирования

механических систем активно (начиная с П.Л. Чебышева (1852 г.), М. Грюблера (1883 г.) и Л.В. Ассура (1914 г.)) рассматривается в многочисленных трудах по ТММ отечественных и зарубежных ученых-механиков [1–24] и в основном применяется к синтезу механизмов с заданным общим числом звеньев ($\tilde{n} \geq 4$) и кинематических пар ($p \geq 4$), содержащих только однократные *SJ* (*simple joint*) шарниры в виде вращательных кинематических пар (т.е. это синтез ($\tilde{n}/p$)- цепей). Также известны и другие виды структурного синтеза механизмов – в виде топологических графов или на основе сборок цепей из групп Ассура.

В данной статье рассматривается задача структурного синтеза плоских рычажных механизмов с наиболее сложным двухшарнирным звеном (в виде простого рычага) и низшими кинематическими парами (в виде однократных *SJ* и многократных *MJ* (*multiple joint*) шарниров). Применение *MJ* класса рычажных механизмов в разных областях современного машиностроения обеспечивает упрощение конструкции, снижение ее веса и стоимости, а так же расширение функциональны возможностей многозвенных рычажных приводов машин различного назначения. Для решения данной задачи синтеза с избыточным числом искомых неизвестных структурных параметров в статье предложена базовая теорема целочисленного структурного синтеза, позволяющая точно установить все конечное множество неотрицательных структурных решений.

На основе целочисленных расчетов теоремы затем представлены примеры структурного синтеза семейства плоских многоконтурных рычажных механизмов с различными наборами многократных шарниров.

2. Единая теория структуры *SJ*/*MJ* многозвенных и многоконтурных механических систем *K*-цепей

Для более полного решения задачи синтеза и анализа рычажных механизмов с многократными шарнирами используем предложенную проф. В.И. Пожбелко «*Единую теорию структуры механических систем*» [13,21], описывающую все возможные типы плоских и пространственных *SJ*/*MJ* механизмов и основанную на ниже описанных принципах.

(1) Представление строения механизма в виде упорядоченного набора из *K* базовых (структурно взаимно независимых) замкнутых контуров, стороны которых являются отдельными звеньями *K*-кинематической цепи.

(2) Выделение, как отдельного класса многоконтурных ($K \geq 2$) механизмов с многократными шарнирами кратностью $j \geq 2$ (по критерию $V \geq 1$) и разделение всех возможных структур на два класса: *SJ* механизмов с $V = 0$ и *MJ* механизмов с $1 \leq V \leq 2$ ($K - 1$), образующих "*V- family*".

(3) Составление на основе решений «*Универсальной структурной математической модели*» систематизированных по *K* и *V* «*Универсальных*

структурных таблиц» с полным массивом расчетных кодов правильного строения *SJ*/*MJ* классов одно- и многоконтурных рычажных механизмов при заданных входных параметрах синтеза *F*, *K* и *V*.

(4) Создание и изучение (структурный синтез и анализ) всего возможного многообразия *SJ*/*MJ* механизмов «*Структурная теория K-цепей*» [13,21] содержит следующие новые закономерности и общие структурные зависимости:

1. Общее число звеньев кинематической цепи ($\tilde{n}$, включая стойку):

$$\tilde{n} = \sum_{i=1}^{i_{\max}} n_i \; ; \; i_{\max} = K + F \, , \tag{1}$$

где n_i – число *i*-вершинных (*i*-шарнирных) звеньев, образующих в данной цепи *K* базовых (структурно взаимно независимых) замкнутых контуров.

2. Ассортимент звеньев [*LA*] в $\tilde{n}$ - звенной замкнутой цепи механизма:

$$[LA] = [n_2 \; n_3 \; n_4 \; \ldots \; n_{i\max}]. \tag{2}$$

3. Общий *MJ* (*multiple joint*) фактор V ($0 \le V \le V_{\max}$):

$$V = \sum (j-1)v_j \le 2(K-1) + n_1; \; j_{\max} = K \, , \tag{3}$$

где v_j – число *j*-кратных шарниров, n_1 – число одношарнирных звеньев.

4. Ассортимент многократных шарниров [*MJA*] в *MJ* цепи:

$$[MJA] = [v_2 \cdot v_3 \cdot v_4 \cdot \ldots \cdot v_{j\max}]. \tag{4}$$

5. Число базовых замкнутых контуров *K*:

$$K = 1 + \frac{1}{2}[V + \sum_{i=1}^{i_{\max}} (i-2)n_i] \, . \tag{5}$$

6. Число степеней свободы (подвижность) механизма *F*:

$$F = (\tilde{n}-1) - \sum_{h=1}^{h=6} (h-1)K_h + (f + r_c) \Rightarrow F_{h=3} = [\sum (3-i)n_i - V - 3] + (f + r_c) \, , \tag{6}$$

где *h* – число степеней свободы (параметр движения) того пространства движений, в пределах которого работает механизм ($1 \le h \le 6$, например, для плоских и пространственных сферических механизмов с вращательным движением $h = 3$); f – дополнительная подвижность высших (многоподвижных) кинематических пар $f \ge 1$ (для схем только с вращательными и поступательными парами $f = 0$); r_c – определитель числа избыточных связей ($r_c > 0$) или лишних степеней свободы механизма ($r_c < 0$) или их отсутствия в данной структуре ($r_c = 0$).

7. Общее число избыточных связей r_c в механизме (для $h = 3$) равно:

$$r_c = (N + V + 3) - \sum_{i=1}^{i_{\max}} (3-i)n_i - f \ge 0 \, , \tag{7}$$

где *N* – число задаваемых приводов механизма (при $N = F \Rightarrow r_c = 0$).

8. Общий критерий проверки собираемости цепи:

$$AVC = 2(K-1) - \sum (i-2)n_i - V = 0 \, . \tag{8}$$

9. Идентификационный код (*Code*) структуры "*V-family*":

$$Code\ [n_2\ n_3\ n_4\ \ldots\ n_{i\max}]/V. \qquad (9)$$

10. Универсальная структурная математическая модель (*USM* модель) для синтеза и анализа *SJ* ($V = 0$) или *MJ* ($V \geq 1$) плоских и пространственных механизмов:

$$\begin{cases} \sum\limits_{i=1}^{i_{\max}} n_i = F + (h-1)K + 1 - (f + r_c) \\ \sum\limits_{i=1}^{i_{\max}} i n_i = 2\left[F + hK - (f + r_c)\right] - V \\ \sum\limits_{j=2}^{j_{\max}} (j-1)v_j = V, V \leq 2(K-1) + n_1 \\ i_{\max} = K + F,\ j_{\max} = K \end{cases} . \qquad (10)$$

На рис.1 дано структурное представление основных компонентов *SJ* и *MJ* кинематических цепей.

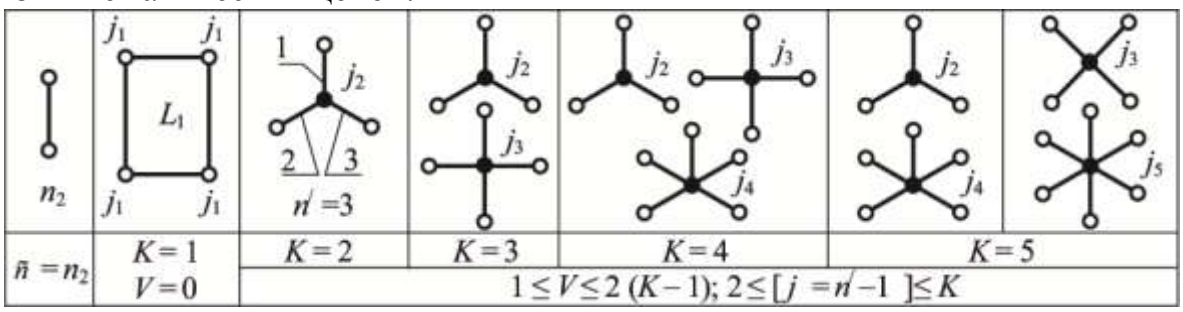


Рис.1. Структурное представление звеньев и их подвижных соединений в кинематических цепях с однократными ($j = 1$) и многократными ($j \geq 2$) шарнирами

3. Точное определение целочисленного множества решений структурного синтеза *MJ* механизмов

3. 1. Предлагаемое решение задачи целочисленного синтеза

Рассматриваемая задача поиска всех возможных целочисленных решений для синтеза многоконтурных структур с многократными шарнирами представляет сложную и неоднозначную проблему решения в ТММ избыточных уравнений синтеза (в которых число неизвестных превышает число самих уравнений) [7].

Применительно к рассматриваемой задаче структурного синтеза многоконтурных рычажных механизмов с многократными шарнирами ($K \geq 2$, $j \geq 2$) эта проблема заключается в нахождении всего конечного множества всех целочисленных решений структурного уравнения из математической модели (10) вида:

$$\nu_2 + 2\nu_3 + 3\nu_4 + \ldots + (K-1)\nu_K \leq 2(K-1), \qquad (11)$$

где $K \geq 2$ – задаваемое при синтезе число базовых замкнутых контуров в синтезируемой механический системе; $\nu_2,\nu_3,\nu_4,\ldots,\nu_K$ – число ν_j двухкратных (j_2), трехкратных (j_3) и т.д. j-кратных шарниров, необходимое для сборки

всех звеньев замкнутой *K*-контурной кинематической цепи. Указанные структурные параметры *MJ* цепей (v_2,v_3,v_4,…,v_K) представляют выходные параметры синтеза, общее число которых *X* согласно «*Единой теории структуры*» [13,21] равно $X = K - 1$ и задает $(K-1)$- мерное пространство координат для поиска всех вариантов v_j.

Для решения данной проблемы автором предлагается следующая базовая теорема целочисленного *MJ* синтеза для расчета всего конечного множества возможных наборов (ассортиментов [*MJA*] = [$v_2 \cdot v_3 \cdot v_4 \cdot \ldots \cdot v_K$]) многократных шарниров разного возможного типа и количества для последующей сборки из них цепей с заданным $K \geq 2$.

Базовая теорема.

Линейное структурное уравнение механики вида:

$$\nu_2 + 2\nu_3 + 3\nu_4 + \ldots + (K-1)\nu_K = V;\ V \leq C = 2(K-1) \Rightarrow \nu_2 + 2\nu_3 \leq C_0 \qquad (12)$$

при любых $K \geq 2$ имеет конечное множество *Z* целочисленных решений (v_2,v_3,...,v_K), определяемое набором четных и/или нечетных взаимно простых целых чисел в составе константы C_0 и рассчитываемое по формуле:

$$Z = \sum N_i;\ N_i = \left(\frac{m_0}{2} + k_0\right) + \left(\frac{m_1 + k_1}{2}\right), \qquad (13)$$

$$C_0 = 2(K-1) - [3\nu_4 + 4\nu_5 + \ldots + (K-1)\nu_K];\ C_0 \leq C = 2(K-1), \qquad (14)$$

где N_i – число целочисленных решений в пределах данного значения C_0; m_0, k_0 – сумма четных цифр (m_0) и их количество (k_0) в цифровом диапазоне от нуля до предела, равного C_0 (включительно); m_1, k_1 – сумма нечетных цифр (m_1) и их количество (k_1) в цифровом диапазоне от нуля до предела, равного C_0 (включительно).

Пример расчета (K = 3).

(1) $C = C_0 = 2(K-1) = 4$, $v_2 + 2v_3 = C_0 = 4 \Rightarrow \{4 = 0 + 2 + 2\}, \{4 = 1 + 3\}$;

(2) $m_0 = 0 + 2 + 4 = 6$, $k_0 = 3$; $m_1 = 1 + 3 = 4$, $k_1 = 2$;

(3) $Z = (m_0/2 + k_0) + ((m_1 + k_1)/2) = (6/2 + 3) + ((4 + 2)/2) = 9$.

Справедливость данной базовой теоремы для *MJ* цепей с $K = 2$ и $K = 3$ показана на рис.2 с помощью графической интерпретации структурного неравенства (11). Целочисленные решения ($Z(K = 2) = 3$ и $Z(K = 3) = 9$) этого неравенства представляют точки в $(K-1)$-мерном пространстве.

3. 2. Компьютерное моделирование целочисленных решений синтеза

Результаты компьютерного моделирования целочисленных решений задачи структурного синтеза многоконтурных кинематических цепей с многократными шарнирами для разных *K* с использованием пакета *MATLAB* представлены в сводной таблице 1 и в сводной таблице 2 и полностью подтверждают расчеты по зависимости (13) базовой теоремы.

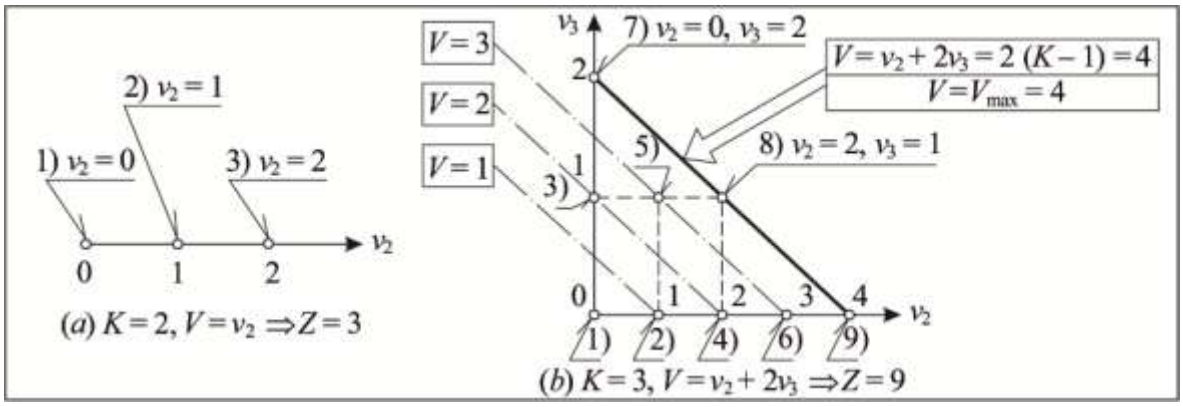


Рис.2. Целочисленные решетки для определения всех возможных ассортиментов многократных шарниров для структурного синтеза рычажных *K*-цепей

Таблица 1

K	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
$\tilde{n}$ $(K, F=1)$	4	6	8	10	12	14	16	18	20	22	24
$V_{max} = 2(K-1)$	0	2	4	6	8	10	12	14	16	18	20
$X(v_j) = K-1$	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Z $(K \geq 2)$	0	3	9	23	53	113	227	433	795	1410	2430

Таблица 2

$$\begin{cases} v_2 + 2v_3 + \ldots + (K-1)v_K \leq 2(K-1) \\ X(v_2, v_3, \ldots, v_K) = K-1 \end{cases}$$

$K = 2$

$K = 2$	$V = v_2 \leq 2$	
[*MJA*]	v_2	V
1)	0	0
2)	1	1
3)	0	2

$K = 3$

$K = 3$	$V = v_2 + 2v_3 \leq 4$		
[*MJA*]	v_2	v_3	V
1)	0	0	0
2)	1	0	1
3)	0	1	2
4)	2	0	2
5)	1	1	3
6)	3	0	3
7)	0	2	4
8)	2	1	4
9)	4	0	4

$K = 4$

$K = 4$	$V = v_2 + 2v_3 + 3v_4 \leq 6$			
[*MJA*]	v_2	v_3	v_4	V
1)	0	0	0	0
2)	1	0	0	1
3)	0	1	0	2
4)	2	0	0	2
5)	0	0	1	3
6)	1	1	0	3
7)	3	0	0	3
8)	0	2	0	4
9)	1	0	1	4
10)	2	1	0	4
11)	4	0	0	4
12)	0	1	1	5
13)	1	2	0	5
14)	2	0	1	5
15)	3	1	0	5
16)	5	0	0	5
17)	0	0	2	6
18)	0	3	0	6
19)	1	1	1	6
20)	2	2	0	6
21)	3	0	1	6
22)	4	1	0	6
23)	6	0	0	6

4. Структурный синтез и анализ сложных *MJ* механизмов

4. 1. Технология структурного синтеза MJ механизмов

Направленный структурный синтез семейств плоских (h = 3) рычажных *MJ* механизмов с требуемым числом степеней подвижности ($F \geq 1$) и задаваемым числом базовых контуров ($K \geq 2$) выполняется по следующему поэтапному алгоритму [13].

I этап. Целочисленное решение алгебраических уравнений синтеза (10) в *USM* модели (п.2) при заданных числах K и F для определения всех выходных параметров синтеза (n_i, ν_j).

II этап. Составление из рассчитанных ассортиментов многошарнирных звеньев (n_i) и много парных шарниров (ν_j) замкнутой кинематической цепи, состоящей из K изменяемых замкнутых контуров.

III этап. Выбор в синтезированной K-цепи вариантов выполнения стойки, входного и выходного звеньев для образования на основе этой цепи многозвенного рычажного *MJ* механизма.

IV этап. Комплексный топологический расчет (V, K, AVC, r_c), а также идентификационный (установление "*Code*") анализ и определение внесингулярной (т.е. без учета особых положений) подвижности (F) синтезированного *MJ* механизма.

Рассмотрим на примерах решение задачи синтеза и анализа новых механизмов с многократными шарнирами и наиболее сложным двухшарнирным звеном (для создания наиболее распространенных в современном машиностроении передач с K = 2, K = 3 и K = 4).

Пример 1 (K = 2, F = 1).

После подстановки входных параметров K = 2, F = 1 в *USM* модель (п.2) система алгебраических структурных уравнений общего вида (10) преобразуется в более простую алгебраическую и числовую форму:

$$\begin{cases} \tilde{n} = n_2 + n_3 = F + 2K + 1 \\ \nu_2 = 2(K-1) \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} \tilde{n} = n_2 + n_3 = 6 \\ \nu_2 = 2 \end{cases}$$

и имеет следующие целочисленные решения, представляющие искомые значения выходных параметров синтеза и их ассортименты [*LA*] и [*MJA*]: (*a*) $\tilde{n}$ = 6, n_2 =6, n_3 = 0 $\Rightarrow$ [*LA*] = [n_2,n_3] = [60]; (*b*) ν_2 = 2 $\Rightarrow$ [*MJA*] = [ν_2] = 2.

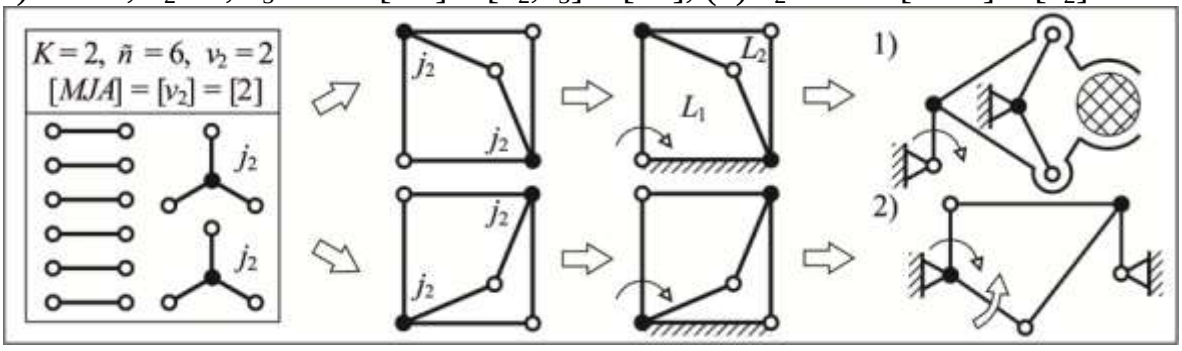


Рис.3. Структурный синтез двухконтурных 6-звенных рычажных механизмов с многократными шарнирами (K = 2, $\tilde{n}$ = 6, $V = V_{max}$ = 2, *Code*[n_2n_3/V] = 60/2)

Технология структурного синтеза и синтезированные 2-контурные 6-звенные замкнутые *MJ* структуры, содержащие 2 двухкратных шарнира (j_2), показаны на рис.3 и представляют: шарнирный механизм схвата руки робота и соосный реверсный механизм (без применения зубчатых колес).

Пример 2 (K = 3, F = 1).

Подстановка входных параметров $K = 3$, $F = 1$ в *USM* модель (п.2) преобразует систему структурных уравнений (10) в следующую форму:

$$\begin{cases} \tilde{n} = n_2 + n_3 + n_4 = F + 2K + 1 \\ \nu_2 + 2\nu_3 = 2(K-1) \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} \tilde{n} = n_2 + n_3 + n_4 = 8 \\ \nu_2 + 2\nu_3 = 4 \end{cases}$$

и имеет следующие целочисленные решения: (*a*) $\tilde{n} = 8$, $n_2 = 8$, $n_3 = 0$, $n_4 = 0$ $\Rightarrow [LA] = [n_2,n_3,n_4] = [800]$; (*b*) $\nu_2 = 4$, $\nu_3 = 0$ $\Rightarrow [MJA] = [\nu_2 \cdot \nu_3] = [4 \cdot 0]$.

Технология структурного синтеза по алгоритму и синтезированные 3-контурные 8-звенные замкнутые *MJ* структуры, содержащие 4 двухкратных шарнира (j_2), показаны на рис.4 и представляют: шарнирный эллипсо- направляющий механизм пантографа и механизм двухсторонних ножниц с подвижным приводом для резки листового материала.

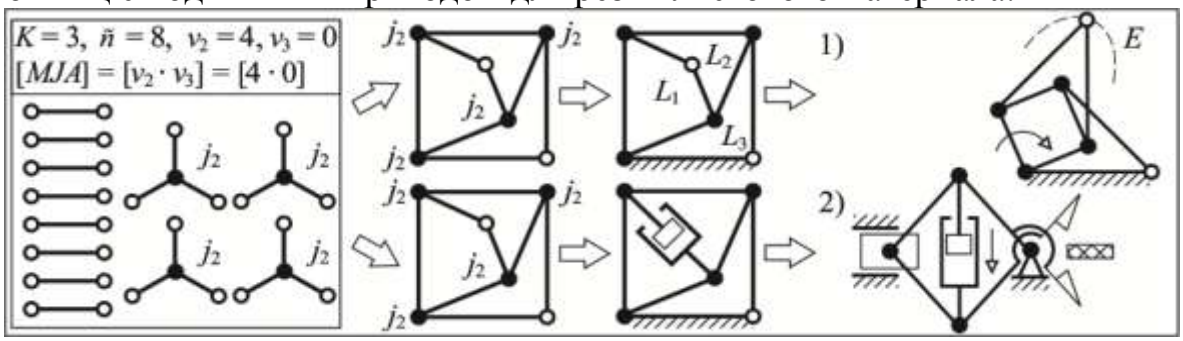


Рис.4. Структурный синтез трехконтурных 8-звенных рычажных механизмов с многократными шарнирами ($K = 3$, $\tilde{n} = 8$, $V = V_{max} = 4$, *Code*$[n_2n_3n_4/V] = 800/4$)

Пример 3 (K = 4, F = 1).

Подстановка входных параметров $K = 4$, $F = 1$ в *USM* модель (п.2) преобразует систему структурных уравнений (10) в следующую форму:

$$\begin{cases} \tilde{n} = n_2 + n_3 + n_4 + n_5 = F + 2K + 1 \\ \nu_2 + 2\nu_3 + 3\nu_4 = 2(K-1) \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} \tilde{n} = n_2 + n_3 + n_4 + n_5 = 10 \\ \nu_2 + 2\nu_3 + 3\nu_4 = 6 \end{cases}$$

и имеет следующие целочисленные решения: (*a*) $\tilde{n} = 10$, $n_2 = 10$, $n_3 = n_4 = 0$, $n_5 = 0 \Rightarrow [LA] = [n_2,n_3,n_4,n_5] = [10.000]$; (*b*) $\nu_2 = 4$, $\nu_3 = 1$, $\nu_4 = 0$ $\Rightarrow [MJA] = [\nu_2 \cdot \nu_3 \cdot \nu_4] = [4 \cdot 1 \cdot 0]$; (*c*) $\nu_2 = 6$, $\nu_3 = 0$, $\nu_4 = 0$ $\Rightarrow [MJA] = [\nu_2 \cdot \nu_3 \cdot \nu_4] = [6 \cdot 0 \cdot 0]$.

Технология структурного синтеза и синтезированные 4-контурные 10-звенные замкнутые *MJ* структуры, содержащие 4 двухкратных (j_2) и 1 трехкратный (j_3) шарниры (схема 1) – цепь с $[MJA] = [4 \cdot 1 \cdot 0]$) или все 6 двухкратных шарниров (j_2) (схема 2) – цепь с $[MJA] = [6 \cdot 0 \cdot 0]$), показаны на рис.5 и представляют: прямолинейно-направляющий точный механизм грузоподъемного манипулятора и шарнирный однодвигательный смеситель со сложной траекторией движения рабочего органа.

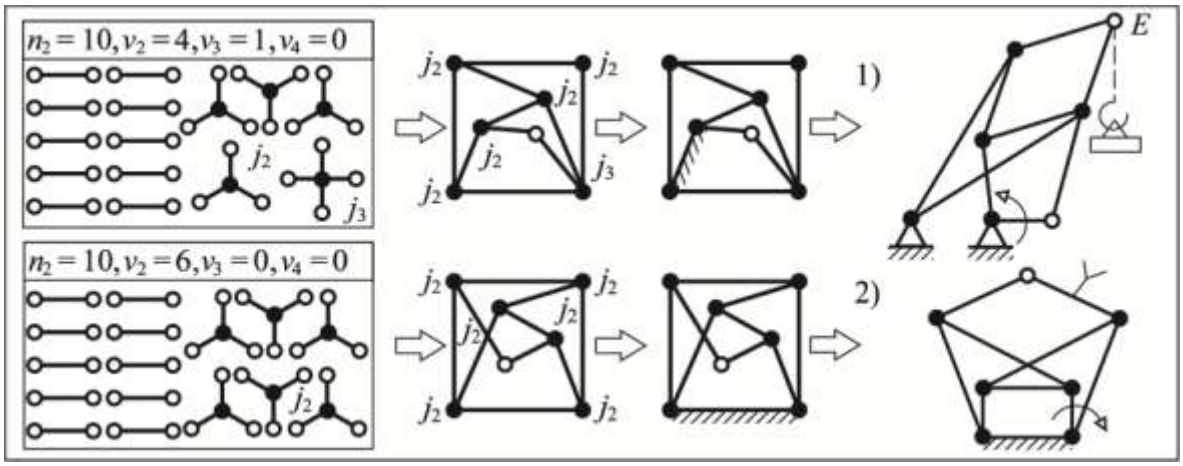


Рис.5. Структурный синтез четырехконтурных 10-звенных *MJ* рычажных механизмов ($K = 4$, $\tilde{n} = 10$, $V = V_{\max} = 6$, *Code*$[n_2n_3n_4n_5/V] = 10.000/6$):
1) $[MJA] = [4 \cdot 1 \cdot 0]$; 2) $[MJA] = [6 \cdot 0 \cdot 0]$

4. 2. Системный структурный анализ сложных MJ механизмов

Рассмотрим технологию комплексного структурного анализа сложных механических систем с многократными шарнирами, используя формулы (2) – (9), на примере плоского ($h = 3$) однодвигательного ($N = 1$) 10-звенного ($\tilde{n} = n_2 = 10$) рычажного механизма (структура №1 с $[MJA] = [4 \cdot 1 \cdot 0]$, рис.5). Отметим, что все представленные ниже числовые показатели такого анализа дают следующие правильные результаты:

(1) $V = v_2 + 2v_3 + 3v_4 = 4 + 2 \cdot 1 + 0 = 6$; (2) $K = 1 + V / 2 = 1 + 6 / 2 = 4$;

(3) $AVC = 2(K - 1) - V = 2(4 - 1) - 6 = 0$; (4) *Code* $[n_2n_3n_4n_5] = 10.000/6$;

(5) $r_c = (N + V + 3) - n_2 = (1 + 6 + 3) - 10 = 0$.

4.3. Оптимальный геометрический синтез направляющих MJ механизмов

Основной целью применения в технике синтезированного на рис.5 шарнирного грузоподъемного *MJ* механизма с $[MJA] = [4 \cdot 1 \cdot 0]$ по схеме №1 является перемещение подвешенного переносимого груза точно по заданной через s = const вертикали $E_1 - E_2$. Отклонение точки подвеса E грузоподъемного механизма от вертикали $E_1 - E_2$ в процессе подъема/ опускания переносимого груза приводит к его динамическому раскачиванию и является недопустимым.

Рассмотрим решение задачи геометрического синтеза длин звеньев (l_0, l_1, l_2, l_3) точного прямолинейно-направляющего грузоподъемного *MJ* механизма. Составленная через проекции длин звеньев данного *MJ* механизма (l_0, l_1, l_2, l_3) на ось "Ox" многопараметрическая целевая функция оптимизации вида $\Phi_0 = x_E - s = 0$ может быть через безразмерные параметры $\lambda_1 = l_1/l_0$ и $\lambda_2 = l_2/l_3$ приведена к следующему виду:

$$\Phi_0 = x_E - s = (l_0 + l_1\cos\varphi_1 + l_2\cos\varphi_2 + l_3\cos\varphi_3) - s = 0 \Rightarrow x_E(\lambda_1, \lambda_2) - s = 0 \quad (11)$$

и при многопараметрической оптимизации (*MATLAB*) имеет единственное решение: $\lambda_1 = 1 \Rightarrow l_1 = l_0$, $\lambda_2 = 1 \Rightarrow l_2 = l_3$ (рис.6).

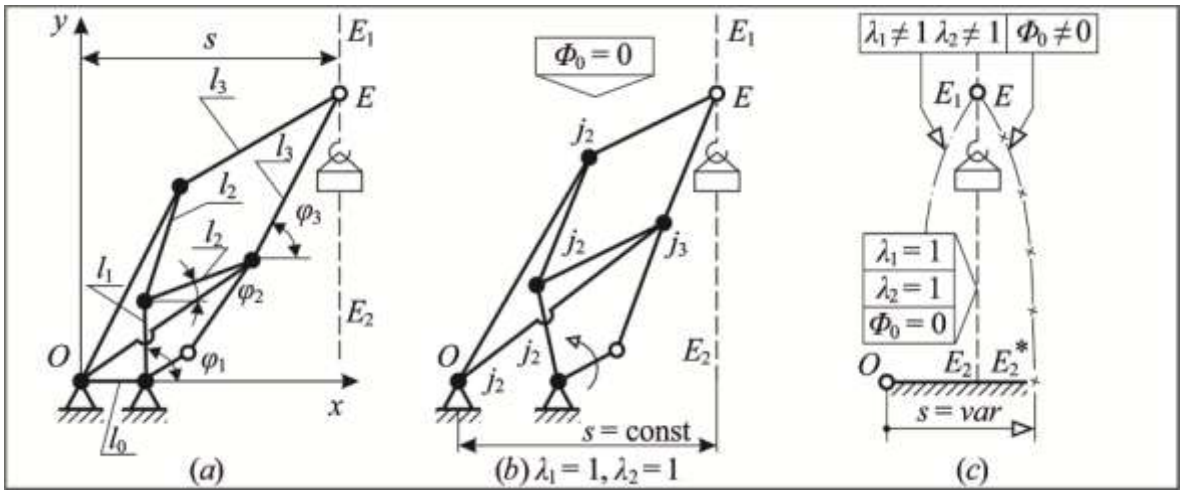


Рис.6. Моделирование траектории грузоподъемного *MJ* механизма: (*a*) общая расчетная геометрическая схема; (*b*) кинематическая схема точного прямолинейно-направляющего *MJ* механизма ($\Phi_0 = 0$); (*c*) траектория движения подвеса груза

5. Выводы

Предлагаемая в данной работе базовая теорема целочисленного структурного синтеза многоконтурных механизмов с многократными шарнирами позволяет установить все конечное множество структурных решений и выполнить на их основе направленный структурный синтез сложных рычажных механизмов с заданными числами $K \geq 2$ замкнутых контуров и всеми возможными типами и количеством многократных шарниров.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

[1] Ассур Л.В. Исследование плоских стержневых механизмов с точки зрения их структуры и классификации / Л.В. Ассур. - М.: Изд-во АН СССР, 1952. - 529 с.

[2] Кожевников С.Н. Основания структурного синтеза механизмов. Фундаментальный словарь / С.Н Кожевников. - Киев: Наукова думка, 1979. - 232 с.

[3] Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин / И.И. Артоболевский. - М.: Наука, 1975. - 675 с.

[4] Крайнев А.Ф. Механика (искусство построения) машин. Фунд. словарь / А.Ф. Крайнев. - М.: Машиностроение, 2000. - 904 с.

[5] Смелягин А.И. Структура механизмов и машин / А.И. Смелягин. - Новосибирск: НГТУ, 2001. - 286 с.

[6] Тимофеев Г.А. Теория механизмов и механика машин / Г.А. Тимофеев. - М.: Высшее образование, 2009. - 352 с.

[7] Математический энциклопедический словарь / Под ред. Ю.В. Прохорова. – М.: Советская энциклопедия, 1988. - 847 с.

[8] Марковец А.В., Полотебнов В.О. Синтез механизмов транспортирования материалов с прямолинейным участком траектории движения зубчатой рейки // Известия высших учебных заведений. Технология легкой промышленности. 2018. №1. Том 38. С.117-121.
[9] Сухих Р.Д. Структурный синтез механизмов по заданному числу звеньев. Ч.3 // Расчет, проектирование и конструирование железнодорожных машин. – СПб.: ПГУПС, 2003. – С. 3 – 31.
[10] Дворников Л.Т. Опыт структурного синтеза механизмов // Теория механизмов и машин. 2004. №2. Том 2. С.3-17.
[11] Пейсах Э.Е. Атлас структурных схем восьмизвенных плоских шарнирных механизмов // Теория механизмов и машин. 2006. №1(7). Том 4. С.3-17.
[12] Романцев А.А. К вопросу создания структурных схем плоских шарнирных групп звеньев // Теория механизмов и машин. 2014. № 1(23). Том 12. С.81-90.
[13] Пожбелко В.И. Единая теория структуры, структурный синтез и анализ статически определимых механических систем на основе новой формулы подвижности // Теория механизмов и машин. 2013. №2(22). Том 11. С.15-37.
[14] Пожбелко В.И. Алгоритм быстрого структурного анализа и направленного синтеза самоустанавливающихся механизмов современного машиностроения на основе новой формулы подвижности // Современное машиностроение: Наука и образование: материалы 3-й Междунар. науч.-практ. конференции. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2013. – С. 819 – 832.
[15] Theory of mechanisms / [J.J. Uicker, G.R. Pennock, J. E. Shigley] — New York: Oxford University Press, 2016. — 976 p.
[16] Advanced theory of mechanisms and machines / [M. Kolovsky, A. Evgrafov, Yu. Semenov, A. Slousch] — Berlin: Springer, 2000. — 396 p.
[17] Yarullin M. G., M. R. Mingazov Structural Modifications Synthesis of Bennett Mechanism / 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. 9-16.
[18] Yan H., Chiu Y. On the number synthesis of kinematic chains // Mechanism and Machine Theory. 2015. No.7. Vol.89. P. 128-144.
[19] Ding H., Hou F., Kecskemethy A., Huang Z. Synthesis of a complete set of contracted graphs for planar non-fractionated simple-jointed kinematic chains with all possible DOFs // Mechanism and Machine Theory. 2011. No.11. Vol.46. P.1588-1600.

[20] Chu J., Zou Y. An algorithm for structural synthesis of planar simple and multiple joint kinematic chains // Proc. of the Ins. of Mech. Eng., Part C: J. Mech. Eng. Sci.. 2014. No.12. Vol.228. P.2178-2192.
[21] Pozhbelko V. A unified structure theory of multibody open, closed loop and mixed mechanical systems with simple and multiple joint kinematic chains // Mechanism and Machine Theory. 2016. No.6. Vol.100. P.1-16.
[22] Pozhbelko V., Ermoshina E. Number structural synthesis and enumeration process of all possible sets of multiple joints for 1-DOF up to 5- loop 12-link mechanisms on base of new mobility equation // Mechanism and Machine Theory. 2015. No.8. Vol.90. P.108-127.
[23] Pozhbelko V., Kuts E. Structural synthesis of planar 10-link 1-DOF kinematic chains with up to pentagonal links with all possible multiple joint assortments for mechanism design // New Advances in Mechanism and Machine Science.. Vol.57. – Switzerland: Springer, 2018. – P. 27 – 35.
[24] Hasan A. Study of multiple jointed kinematic chains // Int. Journal of Computational Engineering Research. 2018. No.1. Vol.8. P. 13-19.

E.N.Kuts

STRUCTURAL SYNTHESIS OF MULTILOOP LINKAGE MECHANISMS WITH MULTIPLE JOINTS AND THE MOST COMPLEX BINARY LINK

South Ural State University (national research university), Russia.

Abstract

The paper presents the complex task of structural synthesis of planar linkage mechanisms with multiple joints. A new theorem of integer structural synthesis is proposed, on the basis of which the whole set of structural solutions is established, and a wide class of multi-link linkage mechanisms with multiple joints for mechanical engineering is synthesized.

Key words: structure, synthesis, mechanism, closed loop, multiple joint.

REFERENCES

[1] Assur L.V. The study of planar linkage mechanisms in terms of their structure and classification / L.V. Assur. - M.: Publishing House of the Academy of Sciences of the USSR, 1952. - 529 p. (in Russian) (rus.)
[2] Kozhevnikov S.N. The foundation of structural synthesis of mechanisms / S.N. Kozhevnikov. - Kiev: Naukova Dumka, 1979. - 232 p. (rus.)

[3] Artobolevsky I.I. Theory of mechanisms and machines / I.I. Artobolevsky. - M.: Science, 1975. - 675 p. (rus.)
[4] Kraynev A.F. Mechanics (art of building) machines. Fundamental dictionary / A.F. Kraynev. - M.: Mashinostroenie, 2000. - 904 p. (rus.)
[5] Smelyagin A.I. The structure of mechanisms and machines / A.I. Smelyagin. - Novosibirsk: NSTU, 2001. - 286 p. (rus.)
[6] Timofeev G.A. Theory of Mechanisms and Machine Mechanics / G.A. Timofeev. - M.: Higher education, 2009. - 352 p. (rus.)
[7] Mathematical Encyclopedic Dictionary / Ed. Yu.V. Prokhorov. - M .: Soviet Encyclopedia, 1988. - 847 p. (rus.)
[8] Markovets A.V., Polotebnov V.O. Synthesis of mechanisms for the transportation of materials with a straight section of the trajectory of the gear link // Proceedings of higher educational institutions. Light industry technology. 2018. №1. Volume 38. P.117-121. (rus.)
[9] Suhih R.D. Structural synthesis of mechanisms for a given number of links. Part 3: collection of scientific works // Calculation, design and construction of railway vehicles. - SPb.: PGUPS, 2003. - p. 3 - 31. (rus.)
[10] Dvornikov L.T. Experience of structural synthesis of mechanisms // Theory of mechanisms and machines. 2004. №2. Vol.2. P.3-17. (rus.)
[11] Peisach E.E. Atlas of structural schemes of 8-link planar hinge mechanisms // Theory of mechanisms and machines. 2006. №1(7). Vol. 4. P.3-17. (rus.)
[12] Romantsev A.A. On the issue of creating structural diagrams of planar hinged groups of links // Theory of mechanisms and machines. 2014. № 1 (23). Vol.12. P.81-90. (rus.)
[13] Pozhbelko V.I. Unified theory of structure, structural synthesis and analysis of statically determinated mechanical systems based on a new formula of mobility. Theory of Mechanisms and Machines. 2013. №2 (22). Vol.11. P.15-37. (rus.)
[14] Pozhbelko V.I. The algorithm of rapid structural analysis and directional synthesis of self-installing mechanisms of modern engineering based on the new formula of mobility // Modern engineering: Science and education: materials of the 3rd International. scientific-practical conference. - SPb.: Polytechnic Publishing House. University, 2013. - p. 819 - 832. (rus.)
[15] Theory of mechanisms / [J.J. Uicker, G.R. Pennock, J. E. Shigley] — New York: Oxford University Press, 2016. — 976 p.
[16] Advanced theory of mechanisms and machines / [M. Kolovsky, A. Evgrafov, Yu. Semenov, A. Slousch] — Berlin: Springer, 2000. — 396 p.
[17] Yarullin M. G., M. R. Mingazov Structural Modifications Synthesis of Bennett Mechanism / 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. 9-16.

[18] Yan H., Chiu Y. On the number synthesis of kinematic chains // Mechanism and Machine Theory. 2015. No.7. Vol.89. P. 128-144.
[19] Ding H., Hou F., Kecskemethy A., Huang Z. Synthesis of a complete set of contracted graphs for planar non-fractionated simple-jointed kinematic chains with all possible DOFs // Mechanism and Machine Theory. 2011. No.11. Vol.46. P.1588-1600.
[20] Chu J., Zou Y. An algorithm for structural synthesis of planar simple and multiple joint kinematic chains // Proc. of the Ins. of Mech. Eng., Part C: J. Mech. Eng. Sci.. 2014. No.12. Vol.228. P.2178-2192.
[21] Pozhbelko V. A unified structure theory of multibody open, closed loop and mixed mechanical systems with simple and multiple joint kinematic chains // Mechanism and Machine Theory. 2016. No.6. Vol.100. P.1-16.
[22] Pozhbelko V., Ermoshina E. Number structural synthesis and enumeration process of all possible sets of multiple joints for 1-DOF up to 5- loop 12-link mechanisms on base of new mobility equation // Mechanism and Machine Theory. 2015. No.8. Vol.90. P.108-127.
[23] Pozhbelko V., Kuts E. Structural synthesis of planar 10-link 1-DOF kinematic chains with up to pentagonal links with all possible multiple joint assortments for mechanism design // New Advances in Mechanism and Machine Science.. Vol.57. – Switzerland: Springer, 2018. – P. 27 – 35.
[24] Hasan A. Study of multiple jointed kinematic chains // Int. Journal of Computational Engineering Research. 2018. No.1. Vol.8. P. 13-19.

ISSN 2223-0807
Современное машиностроение: Наука и образование :
материалы 8-й Международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н.Евграфова и А.А. Поповича.- СПб.: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2019.

DOI 10.1872/MMF-2019-18
УДК 621.01

С.Ю.Лебедев[1], Д.Т.Бабичев[2]

ДВЕ МЕТОДОЛОГИИ ОПТИМИЗАЦИОННОГО СИНТЕЗА ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ: ЛОКАЛЬНАЯ И ГЛОБАЛЬНАЯ

[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. Цель оптимизационного синтеза – нахождение сопряженных профилей зубьев, которые обеспечат наибольшую нагрузочную способность передачи по требуемому критерию: простому (например, по контактной прочности) или комплексному. На начальном этапе синтезируем линию зацепления, анализируя условия контакта зубьев на множестве точек неподвижной плоскости, связанной со стойкой. Предлагаем две методологии синтеза: локальную и глобальную. При локальной – синтезируем оптимальную линию зацепления, учитывая условия контакта зубьев в специфических точках (в полюсе зацепления, в начале и конце контакта, в точках пересопряжения). При глобальной – обеспечиваем требуемый закон изменения критерия контакта вдоль всей линии зацепления.

Ключевые слова: оптимизационный синтез, цилиндрические передачи, оптимальная линия зацепления.

Введение

В Тюменском индустриальном университете ведется работа по развитию методов оптимизационного синтеза передач. Основная идея

синтеза, рассматриваемая в статье – первоначально получить оптимальную линию зацепления, исходя из требуемых критериев передачи (контактные напряжения, удельное скольжение и др.), и лишь потом найти сопряженные профили зубьев. Для детализации этой идеи были решены несколько задач:

1) Разработаны расчетные схемы и системы параметров для передачи и линии зацепления, состоящей из отрезков трёх базовых линий: прямой, окружности и эвольвенты круга [1];

2) Получена формула для вычисления радиуса кривизны производящей рейки через локальные параметры линии зацепления в цилиндрических передачах[2,3]:

$$\rho_0 = -WK \cdot \left(1 + \frac{\tan\alpha}{\tan\lambda}\right) \qquad (1)$$

где WK – расстояние от полюса зацепления до точки контакта; α – угол зацепления, т.е. угол между общей нормалью **n** к профилям в точке K их касания и осью X_W; $\lambda = (\theta - \alpha)$ – угол между контактной нормалью KW и касательной $\boldsymbol{\tau}$ к линии зацепления (Рис. 1). Эту формулу считаем вкладом в теорию плоских зацеплений. Заметим, что зная ρ_0, можно по известной формуле Эйлера-Савари найти ρ_1 и ρ_2 для профилей зубьев шестерни и колеса. А через них вычислить контактные напряжения σ_H по Герцу.

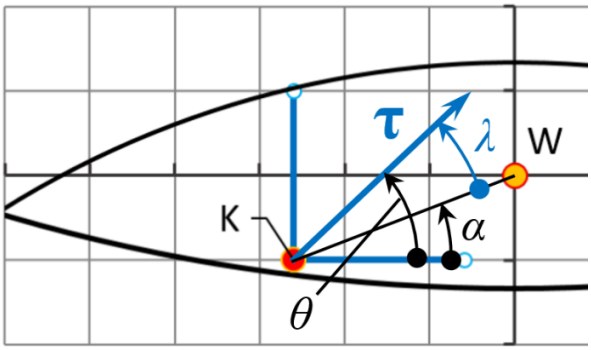


Рис. 1 Параметры линии зацепления.

3) Получены расчетные формулы и созданы алгоритмы для нахождения и отрисовки профилей зубьев при известной линии зацепления [4,5].

В статье рассматриваем следующие две задачи:

4) Исследование свойства пространства плоских зацеплений, т.е. поведение качественных показателей в неподвижной системе координат. Данный этап работ предшествует нахождению оптимальных линий зацепления, и необходим для реализации методологий оптимизационного синтеза.

5) Понятие о локальном и глобальном синтезе и основные алгоритмы их проведения.

1. Методологии синтеза: локальная и глобальная

Различаем две основные методологии оптимизационного синтеза геометрии зубчатых передач, образованных по способу Оливье [6]. В первой синтез сводится к задаче нелинейного программирования: найти вектор **x**, при котором целевая функция $F(\mathbf{x})$ стремится к максимуму с учетом соблюдения ограничений [7-11].

Вторая методология используется в работах [12-15]. Суть синтеза заключается, в нахождении управляющей функции $f(z)$, при которой целевая функция $F(f(z))$ стремится к максимуму при наличии ограничений.

В работах [14,15] были синтезированы равнопрочные передачи. В них вдоль всей линии зацепления или на заданном её участке контактные напряжения σ_H равны заданному значению. При этом равнопрочные передачи делим на два вида: локальные и глобальные. Локальные: напряжения не изменяют своего значения вдоль заданных участков линии зацепления. Глобальные: напряжения в них вдоль заданных участков линии зацепления изменяется по закону, заданному пользователем.

На основе выше изложенного предлагаем две методологии оптимизационного синтеза линий зацепления и сопряженных профилей: локальная и глобальная.

Локальная. Синтез по условиям касания зубьев в нескольких базовых точках на стойке. Первоначальный результат синтеза – линия зацепления, проходящая вблизи всех базовых точек и состоящая из нескольких отрезков типовых линий (отрезков прямых, дуг окружностей и (или) отрезков эвольвент). Достоинство этого способа в том, что при этом синтезируется одна и та же оптимальная линия зацепления для колес с различными числами зубьев, что позволит одним инструментом нарезать сопряженные колеса с различными числами зубьев.

Глобальная. Синтез по заданному закону изменения условий касания вдоль всей синтезируемой линии зацепления. Первоначальный результат синтеза – линия зацепления, состоящая из нескольких десятков отрезков коротких типовых линий одного вида: прямых, дуг окружностей или отрезков эвольвент. Достоинство этого способа в том, что он позволяет получить большую нагрузочную способность в сравнении с первым способом, но тогда каждому зубчатому колесу потребуется индивидуальный инструмент. При некоторых видах чистовой зубообработки (например, при профильном зубошлифовании) этот недостаток не существенен.

Для реализации методологий разрабатываются программы исследования поля зацепления. Некоторые результаты представлены в следующем разделе.

2. Исследование свойств пространства зацепления

Под пространством зацепления [13] понимаем место на неподвижной плоскости, в котором можно осуществлять контакт зубьев в цилиндрической передаче. Согласно формуле (1), кривизна профиля рейки зависит от трех параметров: расстояния WK и углов α и λ. WK и α задают положение точки контакта K на неподвижной плоскости (рис. 1), а угол α есть варьируемый параметр для каждой из этих точек.

На рис. 2б показана зависимость радиусов кривизны шестерни и колеса (ρ_1 и ρ_2) от λ в точке K (x=8,98; y=4,40) в передаче с r_{w1}=50 мм и r_{w2}=100 мм. На рис. 2а показана зависимость контактных напряжений от λ в той же точке и для этой же передачи.

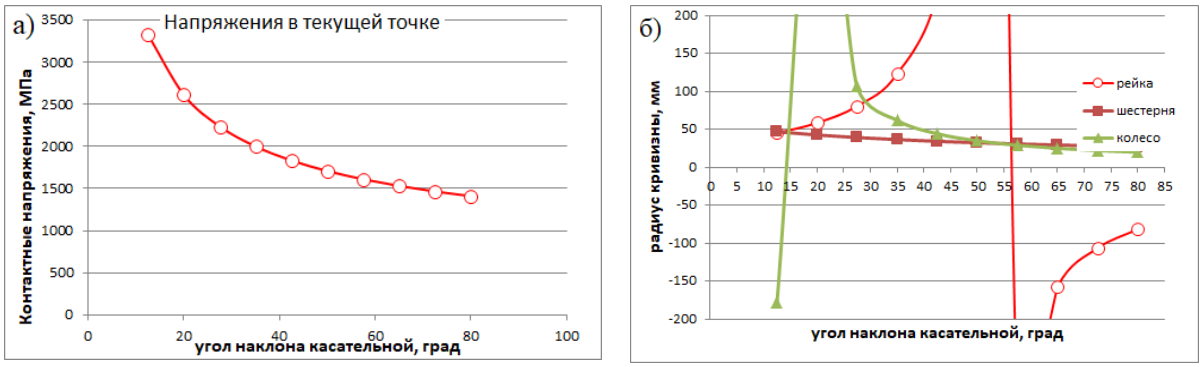


Рис. 2. Зависимость контактных напряжений и радиусов кривизны от угла наклона касательной в текущей точке

Возникает проблема, каким способом на неподвижной плоскости отображать в наглядной форме одновременно: величину контактных напряжений σ_H и угол λ (направление линии зацепления). Выбрали такой способ: 1) направление (угол λ) изображаем черточкой; 2) напряжения σ_H – наглядными параметрами этой черточки: цветом (так показывают σ_H при расчетах методами конечных и граничных элементов), толщиной, типом линии. Вид отображения σ_H задает пользователь в таблице (рис. 3).

№ уровня	Коэфф: умолч/зад/принято			номер цвета	красный	зеленый	синий	тип линии	толщина		SigmH_F
-5	0,5	0,95	0,95	0	255	0	255		0,3		1462,688
-4	0,6	0,96	0,96	1	128	0	128		0,3		1478,085
-3	0,7	0,97	0,97	2	0	0	255		0,3		1493,482
-2	0,8	0,98	0,98	3	0	255	255		0,3		1508,878
-1	0,9	0,99	0,99	4	0	128	0		0,3		1524,275
0 (ПОЛЮС)	1	1	1	5	0	0	0		0,3		1539,672
1	1,1	1,01	1,01	6	255	255	0		0,3		1555,068
2	1,2	1,02	1,02	7	255	165	0		0,3		1570,465
3	1,5	1,03	1,03	8	255	0	0		0,3		1585,862
4	1,7	1,04	1,04	9	128	0	0		0,3		1601,259
5	2	1,05	1,05	10	128	128	128		0,3		1616,655

Рис. 3. Палитра напряжений и коэффициенты изменения напряжений в точках

На рис. 4 изображено пространство такого плоского зацепления. Угол наклона касательной программа определяет численным методом через функцию зависимости напряжений от угла наклона касательной в данной точке пространства. Напряжение для искомого угла задается равным произведению полюсного напряжения и необходимого коэффициента изменения напряжения в точках. Палитра цветов напряжений представлена на рис. 3, в ней же задаются коэффициенты изменения напряжения в точках.

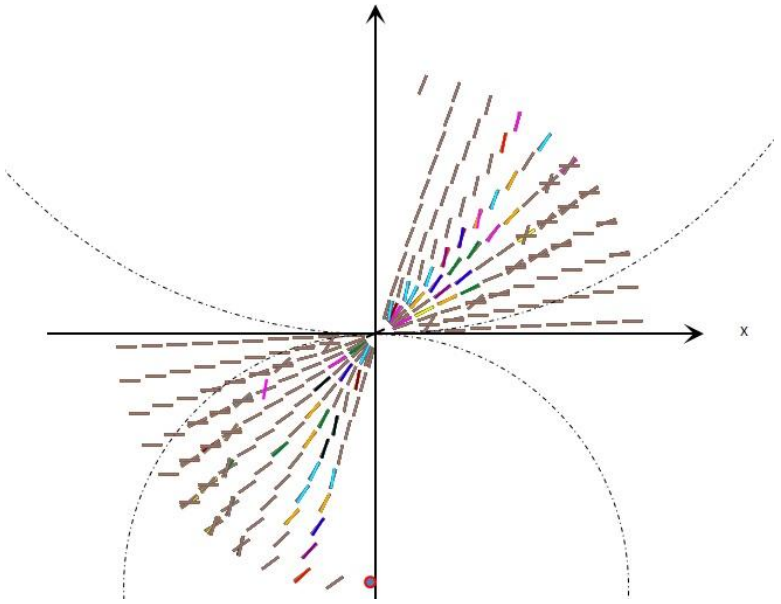


Рис. 4. Пространство плоского поля зацепления.

На рис. 5 представлен несколько иной способ исследования пространства зацеплений. На нем показан веер касательных в каждой точки (количество касательных и диапазон углов веера задается пользователем). Цвет касательных соответствует определенному диапазону напряжения, который также задается пользователем. Данный

способ используется для представления общей картины напряжений в пространстве.

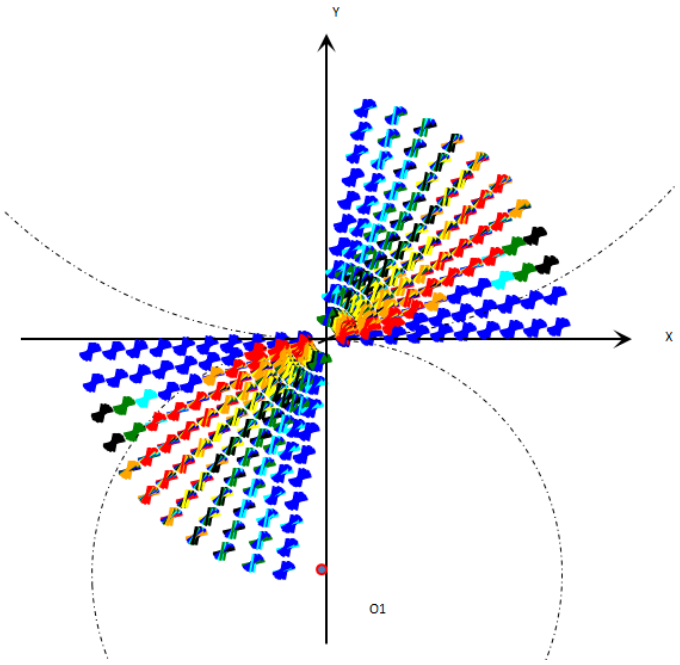


Рис. 5. Пространство поля зацепления (общая картина напряжений)

Рисунки 4 и 5 предназначены для визуального выявления формы синтезируемой линии зацепления и для их корректировки.

Выводы

1. Предложены две методологии оптимизационного синтеза: локальная и глобальная;
2. Разработана и отработана методика отображения двух параметров в пространстве зацепления цилиндрических передач: параметры линии зацепления и качественного показателя контакта σ_H.

Работа выполнена в рамках проекта № 9.6355.2017/БЧ госзадания Минобрнауки РФ на 2017–2019 гг. в ТИУ.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

[1] Dmitry T. Babichev, Sergey Yu. Lebedev, Denis A. Babichev. Theoretical fundamentals of spur and helical gear synthesis based on assignment of meshing lines at face section / International Review of Mechanical Engineering (IREME), Vol. 12 N. 9. – 2018. P. 762-770.

[2] 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: Материалы 7-й Международ. научно-практич. конф.- СПб.: Изд-во политех. ун-та, - 2018. 681-692 с.
[3] Лебедев С.Ю., Бабичев Д. Т. Разработка комплекса программ для анализа и оптимизационного синтеза цилиндрических передач / Современное машиностроение: Наука и образование: Материалы 7-й Международ. научно-практич. конф. – СПб.: Изд-во политех. ун-та, 2018. 710-719 с.
[4] Бабичев Д.Т., Лебедев С.Ю., Бабичев Д.А. Поиск сопряженных профилей зубьев в цилиндрических передачах при известной линии зацепления в торцовом сечении / Теория механизмов и машин. Том 16. 2018. №3(39). СПб.: Изд-во СПбГУ. С. 86-101. ISSN 2079-0201.
[5] Dmitry T. Babichev, Sergey Yu. Lebedev, Denis A. Babichev. Determination of conjugated profiles of teeth in cylindrical gears, knowing meshing line in face section / Advanced in Mechanical Engineering: Selected Contributions from the Conference “Modern Engineering: Science and Education”, Saint Petersburg, Russia, May 2018. Springer. 2019. p. 91-108. ISSN 2195-4356.
[6] Olivier T. Theorie geometrique des engrenages, Paris, 1842.
[7] Литвин Ф.Л. Теория зубчатых зацеплений. – М.: Наука. 1968. – 584 с.
[8] Болотовский И.А., Безруков В.И., Васильев О.Ф. и др. Справочник по геометрическому расчету эвольвентных зубчатых и червячных передач. – М.: Машиностроение,1986. – 448с.
[9] Гольдфарб В.И., Ткачёв А.А. Проектирование эвольвентных цилиндрических передач. Новый подход. – Ижевск: Изд-во ИжГТУ, 2004. – 94 с.
[10] Вулгаков Э.Б. Теория эвольвентных зубчатых передач. – М.: Машиностроение, 1995. – 320 с.
[11] 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.
[12] Шишов В.П., Носко П.Л., Филь П.В. Теоретические основы синтеза передач зацеплением. – Луганск: СНУ им. Даля, 2006. – 408 с.
[13] Лагутин С.А. Пространство зацепления и его элементы. №4. – Машиноведение. 1987. – с. 69–73.
[14] 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, Материалы 2-й Международ. научно-практич. конференции, Санкт-Петербург, Изд-во СПбГТУ, 2012. С. 150-160.

[15] D. Babichev, M. Storchak, Synthesis of cylindrical gears with optimum rolling fatigue strength / Production Engineering. Research and Development. Springer, 2015. V. 9, N.1. P. 87-97.

S.Yu. Lebedev, D.T. Babichev

TWO METHODOLOGIES OF OPTIMIZATION SYNTHESIS OF CYLINDRICAL GEARS: LOCAL AND GLOBAL

Industrial University of Tyumen, Tyumen, Russia;

Abstract

The purpose of the optimization synthesis is to determinate a conjugated tooth profiles that will provide the highest load carrying capacity according to the required criterion: simple (for example, contact strength) or complex. At the initial stage, we synthesize a meshing line, analyzing the conditions of contact of the teeth on the set of points of the fixed plane associated with the rack. We propose two synthesis methodologies: local and global. When local - we synthesize the optimal meshing line, taking into account the contact conditions of the teeth at specific points (at the pitch point, at the beginning and end of the contact, at the points of re-conjugation). At global - we provide the required law of variation of the contact criterion along the entire meshing line.

Key words: optimization synthesis, cylindrical gears, optimal meshing line.

REFERENCES

[1] Dmitry T. Babichev, Sergey Yu. Lebedev, Denis A. Babichev. Theoretical fundamentals of spur and helical gear synthesis based on assignment of meshing lines at face section / International Review of Mechanical Engineering (IREME), Vol. 12 N. 9. – 2018. P. 762-770.

[2] [2] Babichev D.T., Lebedev S.Y., Babichev D.A. Basics of designing cylindrical gears during the initial synthesis of the optimal meshing line at face section / D. T. Babichev, D. A. Babichev, S. Yu. Lebedev / Advanced mechanical engineering: Science and education. Materials of the 7th International. scientific and practical conf. - SPb .: Polytechnic Publishing House. University, - 2018. 681-692 P. (rus.)

[3] S.Yu. Lebedev, D.T. Babichev. Development of program complex for analysis and optimization synthesis of cylindrical gears / Advanced mechanical engineering: Science and education. – Saint Petersburg. 2018.

710-719 P. (rus.)
[4] Babichev D.T., Lebedev S.Y., Babichev D.A. Determination of conjugated profiles of teeth in cylindrical gears, knowing meshing line in face section / Theory of mechanisms and machines. Volume 16. 2018. №3 (39). SPb .: Publishing House of St. Petersburg State University. Pp. 86-101. ISSN 2079-0201.
[5] Dmitry T. Babichev, Sergey Yu. Lebedev, Denis A. Babichev**.** Determination of Conjugated Profiles of Teeth in Cylindrical Gears, Knowing Meshing Line in Face Section / Advanced in Mechanical Engineering: Selected Contributions from the Conference "Modern Engineering: Science and Education", Saint Petersburg, Russia, May 2018. Springer. 2019. p. 91-108. ISSN 2195-4356.
[6] Olivier T. Theorie geometrique des engrenages, Paris, 1842.
[7] Litvin F. L. Theory of Gearing. – M.: Nauka. 1968. – 584 p. (rus.)
[8] 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.)
[9] Goldfarb V. I, Tkachev A. A, Design of involute spur and helical gears. New approach. – Izhevsk: ISTU, 2004. – 94 p. (rus.)
[10] Vulgakov E. B. Theory of involute gearing. – M.: Mashinostroyeniye, 1995. – 320 p. (rus.)
[11] 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.
[12] Lagutin S. A. Meshing space and its elements. №4. – Mashinovedeniye. 1987. pp. 69–73. (rus.)
[13] Shishov V. P., Nosko P. L., Fyl' P. V. Theoretical fundamentals of synthesis of gearing. – Lugansk: Dal' SNU, 2006. – 408 p. (rus.)
[14] 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.)
[15] 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.

ISSN 2223-0807
Современное машиностроение: Наука и образование :
материалы 8-й Международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н.Евграфова и А.А. Поповича.- СПб.: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2019.

DOI DOI 10.1872/MMF-2019-19
УДК 621.833.6

З.Т. Нгуен[1], А.В. Плясов[2]

ОПТИМАЛЬНЫЙ ГЕОМЕТРИЧЕСКИЙ СИНТЕЗ ЗАЦЕПЛЕНИЙ ПЛАНЕТАРНОЙ ПЕРЕДАЧИ 2К-Н

[1]Зуи Тхе Нгуен
Тульский государственный университет
Россия, Тула
Тел.: +7 903 840 38 93, E-mail: duythe1290@gmail.com

[2]Алексей Валентинович Плясов
Тульский государственный университет
Россия, Тула
Тел.: +7 910 150 64 07, E-mail: plyasov-a@yandex.ru

Аннотация

В работе предложена методика оптимального геометрического синтеза зацеплений планетарной зубчатой передачи типа 2К-Н. Создана новая система расчета, в которой число выходных параметров синтеза увеличено до пяти. Методика, разработанная на основе этой системы расчета, позволяет значительно расширить область существования решения задачи синтеза.

Ключевые слова: зубчатая передача, планетарная передача, геометрический синтез, условия синтеза, ограничения синтеза, оптимизация.

Введение

Геометрический синтез всегда представляет собой актуальную задачу для проектирования зубчатой передачи. При геометрическом синтезе необходимо определить основные геометрические параметры зубчатых колес, обеспечивающие работоспособность передачи и выполнение ряда условий по качественным характеристикам.

Для геометрического синтеза трехзвенных цилиндрических зубчатых передач был предложен метод блокирующего контура [1-3]. Блокирующий контур может быть построен для различной комбинации чисел зубьев колес в зацеплении, как область существования решения задачи синтеза. Возможно, этот метод позволит конструктору подобрать коэффициенты смещения (исходного контура) колес при проектировании передачи на основе обеспечении условий (ограничений) задачи синтеза по ГОСТ 16532 и 19274. Задачей геометрического синтеза является создание передачи, удовлетворяющей всем основным и дополнительным условиям геометрического синтеза и имеющей требуемые значения показателей качества. Разработаны альбомы блокирующих контуров для геометрического синтеза одной пары зубчатых колес внешнего зацепления, нарезаемых реечным инструментом [1, 4]; и внутреннего зацепления, нарезаемых долбяком [1, 5]. Метод блокирующих контуров достаточно универсальный, наглядный, включен в действующие стандарты. Недостатком этого метода являются сужение области существования зацепления за счет использования стандартного радиального зазора и отсутствие рекомендации по оптимальному проектированию зубчатой передачи при любой комбинации чисел зубьев.

С целью расширения возможностей при геометрическом синтезе была разработана новая система расчета геометрии эвольвентного зубчатого зацепления [6]. В состав выходных параметров синтеза этой системы расчета входят впервые радиальные зазоры c_{12}, c_{21}, связывающие межу собой диаметры окружностей вершин d_{a1}, d_{a2} и впадин d_{f1}, d_{f2} зацепляющихся зубчатых колес и межосевое расстояние a_{w12},:

для внешнего зацепления

$$\begin{aligned} c_{12} &= a_{w12} - \tfrac{1}{2}\left(d_{a1} + d_{f2}\right); \\ c_{21} &= a_{w12} - \tfrac{1}{2}\left(d_{a2} + d_{f1}\right); \end{aligned} \qquad (1)$$

для внутреннего зацепления

$$\begin{aligned} c_{12} &= \tfrac{1}{2}\left(d_{f2} - d_{a1}\right) - a_{w12}; \\ c_{21} &= \tfrac{1}{2}\left(d_{a2} - d_{f1}\right) - a_{w12}. \end{aligned} \qquad (2)$$

Для геометрического синтеза внутреннего зацепления при малой разнице чисел зубьев такая система расчета позволяет в несколько раз расширить область существования решения задачи синтеза, а в некоторых случаях создать область при отсутствии при стандартных зазорах [7].

На основе этой системы расчета в работе [8] предложена методика оптимального геометрического синтеза четырехзвенного механизма со связанными цилиндрическими зубчатыми колесами, участвующие в одном

внешнем и одном внутреннем зацеплениях. В этом случае число выходных параметров синтеза увеличивается с четырех до шести. Этот подход также позволяет найти и расширить область существования решения задачи синтеза.

Задача геометрического синтеза для соосной планетарной зубчатой передачи типа 2К-Н является более сложной, так как требует выполнения еще ряда условий и ограничений геометрического синтеза планетарных передач. Одно из важных условий, это условие соосности передачи, которое связывает между собой межосевые расстояния внешнего и внутреннего зацепления [5].

В работах [1, 9] предлагается строить совмещенные блокирующие контуры для двух зацеплений с использованием системы расчета, сохраняющей в зацеплении стандартный радиальный зазор.

Для геометрического синтеза планетарной зубчатой передачи типа 2К-Н также предложено использовать объемный блокирующий контур, построенный в глобальной координатной системе x_1, x_2, x_3 (коэффициенты смещения трех зубчатых колес) [10, 11] и комбинированный блокирующий контур [12, 13].

Недостатком рассмотренных методов геометрического синтеза планетарной передачи являются сокращение диапазона возможных значений коэффициентов смещения за счет использования стандартного радиального зазора и отсутствие рекомендации по выбору оптимального значения для конкретного зацепления.

Целью работы является разработка математической модели и программного обеспечения геометрического синтеза планетарной передачи типа 2К-Н с увеличенным числом выходных параметров синтеза.

Постановка задачи

Рассматривается схема зацеплений передачи 2К-Н (рис. 1).

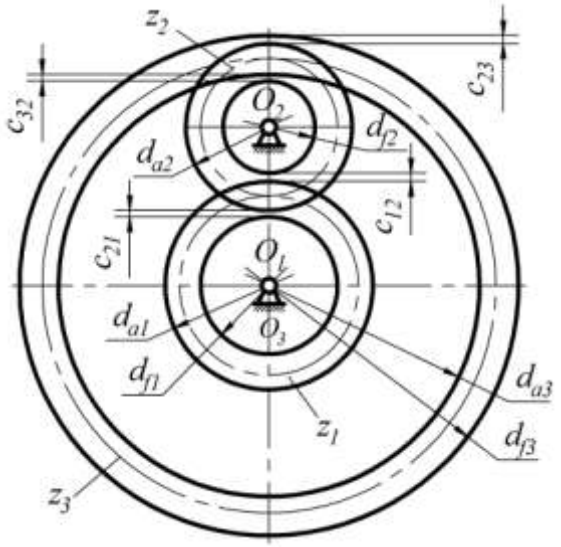


Рис. 1. Схема передачи

Параметры исходного контура соответствуют ГОСТ 13755-81 и ГОСТ 13755-2015 (тип исходного профиля – А). Модификация профиля головки зуба исходного контура отсутствует.

При расчете геометрических параметров и качественных характеристик передачи используются общепринятые допущения: не учитываются деформации элементов передачи и погрешности изготовления и сборки. Зубчатые колеса как с внешними, так и внутренними зубьями нарезаются способом обкатки с помощью долбяка по ГОСТ 9323-79. Межосевые расстояния двух зацеплений связаны условием соосности.

Теория

При расчете геометрических параметров зубчатых передач считаются заданными: модуль m; числа зубьев z_1, z_2, z_3; коэффициенты смещения x_1, x_2, x_3; коэффициенты радиальных зазоров $c_{12}^*, c_{21}^*, c_{23}^*\ c_{32}^*$. Геометрические параметры внешнего и внутреннего зацеплений, а также станочных зацеплений нарезаемых колес с долбяком, определяются по известным формулам согласно ГОСТ 16532-60 и ГОСТ 19274-73.

Диаметры впадин зубчатых колес, нарезаемых с помощью долбяка,

$$d_{f1} = 2a_{w01} - d_{a0};$$

$$d_{f2} = 2a_{w02} - d_{a0};$$

$$d_{f3} = 2a_{w03} + d_{a0},$$

где $a_{w01}, a_{w02}, a_{w03}$ – межосевые расстояния в станочных зацеплениях нарезаемых зубчатых колес с долбяком; d_{a0} – диаметр окружности вершин зубьев долбяка.

Диаметры окружностей вершин с учетом (1), (2) должны удовлетворять зависимостям,

$$\begin{aligned} d_{a1} &= 2a_{w12} - d_{f2} - 2c_{12}^* m; \\ d_{a2} &= 2a_{w12} - d_{f1} - 2c_{21}^* m; \\ d_{a2} &= d_{f3} - 2a_{w23} - 2c_{23}^* m; \\ d_{a3} &= d_{f2} + 2a_{w23} + 2c_{32}^* m. \end{aligned} \tag{3}$$

Т.к. сателлит z_2 одновременно находится в двух зацеплениях: внешнем и внутреннем, то должно выполняться условие

$$2a_{w12} - d_{f1} - 2c_{21}^* m = d_{f3} - 2a_{w23} - 2c_{23}^* m. \tag{4}$$

Это условие приводит к уменьшению числа выходных параметров синтеза до шести, а коэффициент радиального зазора c_{23}^{*} определяется уравнением (4).

Для планетарной передачи типа 2К-Н должно также соблюдаться условие соосности. В общем случае условие соосности приводится к виду [5]

$$\frac{z_1 + z_2}{\cos\alpha_{w12}} = \frac{z_3 - z_2}{\cos\alpha_{w23}} \qquad (5)$$

В частном случае, когда углы зацепления равны, то условие

$$z_1 + z_2 = z_3 - z_2$$

а через инволюту углов зацеплений условие соосности будет иметь вид

$$x_1 + x_2 = x_3 - x_2 \text{ или } x_3 = x_1 - 2x_2$$

В этом случае число выходных параметров синтеза уменьшается до пяти, а коэффициент смещения x_2 определяется уравнением (5).

Для получения работоспособных зацеплений необходимо выполнение дополнительных условий геометрического синтеза: отсутствие подрезания зубьев, отсутствие интерференции зубьев 1-го и 2-го рода, отсутствие срезания зубьев, отсутствие заострения зубьев, представляемых в виде ограничений синтеза. Качество работы передачи характеризуется коэффициентами перекрытия $\varepsilon_{\alpha 12}, \varepsilon_{\alpha 23}$ и углами зацеплений $\alpha_{w12}, \alpha_{w23}$. Соответствующие зависимости для проверки ограничений синтеза и вычисления значений качественных показателей (характеристик) приведены в [1, 4, 5].

Разработка алгоритма и программного обеспечения

Так как выбранные качественные характеристики передачи противоречивы, то для решения задачи оптимизационного синтеза выбрана стратегия аддитивной компенсации противоречий критериев [14, 15]. Аддитивная целевая функция принята в виде

$$F(x_1, x_3, c_{12}, c_{21}, c_{32}) = k_1 \frac{1}{\varepsilon_{\alpha 12}} + k_2 \frac{1}{\varepsilon_{\alpha 21}} + k_3 k_3' \alpha_{w12} + k_4 k_4' \alpha_{w23},$$

где k_1, k_2, k_3, k_4 – весовые коэффициенты, значения которых назначаются в зависимости от важности критериев при решении конкретной задачи, причем $k_1 + k_2 + k_3 + k_4 = 1$; $k_3', k_4' = 2.3$ – нормирующие множители, $\alpha_{w12}, \alpha_{w23}$ – углы зацепления (рад). Для решения поставленной задачи нелинейного математического программирования была использована библиотека функций Optimization Toolbox, входящая в MATLAB и позволяющая находить экстремум целевой функции при ограничениях в виде равенств и неравенств, а также ограничениях, накладываемых на значения оптимизируемых параметров (выходных параметров синтеза). Взаимодействие пользователя с

программой организовано с помощью графического интерфейса пользователя (GUI).

Основное окно программы приведено на рис. 2.

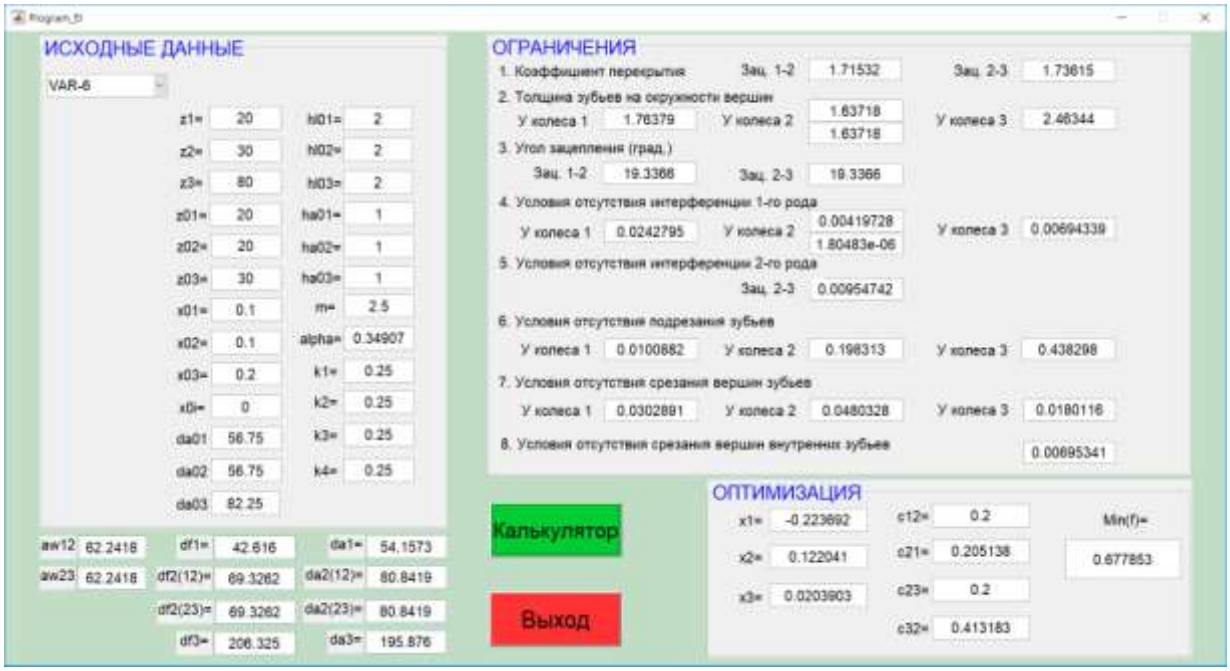


Рис. 2. Рабочее окно программы

Программа позволяет вводить исходные данные зубчатых колес и инструмента, области допустимых значений оптимизируемых параметров, значения весовых коэффициентов в диалоговом режиме или из заранее подготовленной таблицы Microsoft Excel. В области «Оптимизация» выводятся оптимальные значения выходных параметров синтеза, а в области «Ограничения» – значения качественных показателей и запасы по ограничениям синтеза.

Обсуждение результатов

Для проверки работоспособности и тестирования предлагаемой системы расчета и программного обеспечения был выполнен расчет (автоматизированный поиск) оптимального варианта передачи и приводиться сравнение их с существующей системой расчета по ГОСТ.

В табл. 1 приведено сравнение результатов расчета параметров передачи для оптимального варианта и варианта, в котором сохраняется в зацеплении стандартный радиальный зазор. Система расчета для этого варианта приведена в работах [1, 9].

Исходные данные для расчетов: модуль $m = 2.5$; числа зубьев зубчатых колес $z_1 = 20$; $z_2 = 30$; $z_3 = 79$. Для нарезания зубчатых колес с внешними зубьями используется долбяк 2536-109, колеса с внутренними зубьями – долбяк 2530-0168 по ГОСТ 9323-79.

Таблица 1. Тестирование программы

Наименование качественных показателей		По системе расчета Болотовс кому И.А [1]	Оптималь ный	По системе расчета Болотовс кому И.А. [1]	Оптималь ный
Коэффициент перекрытия	$\varepsilon_{\alpha 12}$	1.6125	1.6840	1.4870	1.5703
	$\varepsilon_{\alpha 23}$	1.8819	1.7922	1.6730	1.7237
Угол зацепления (град.)	α_{w12}	19.7193	19.7197	22.2538	22.2540
	α_{w23}	22.7012	22.7016	24.9054	24.9055
Отсутствие заострения зубьев		выпол.	выпол.	выпол.	выпол.
Отсутствие интерференции 1-го рода		*не выпол.*	выпол.	выпол.	выпол.
Отсутствие интерференции 2-го рода		выпол.	выпол.	выпол.	выпол.
Отсутствие подрезания зубьев		выпол.	выпол.	выпол.	выпол.
Отсутствие срезания вершин зубьев		*не выпол.*	выпол.	выпол.	выпол.
Отсутствие срезания вершин внутренних зубьев при радиальной подаче долбяка		выпол.	выпол.	выпол.	выпол.
Коэффициент смещения	x_1	0.0589		0.2162	
	x_2	– 0.1028		0.1878	
	x_3	0.3831		1.1782	
Коэффициент радиального зазора	c_{12}	0.2500	0.2000	0.2500	0.2000
	c_{21}	0.2500	0.2000	0.2500	02000
	c_{23}	0.2500	0.2212	0.2500	0.2072
	c_{32}	0.2500	0.3477	0.2500	0.2393
Целевая функция	F	–	0.7137	0.7909	0.7775

В табл. 2 показан результат для частного случая, когда планетарная передача имеет колеса с числами зубьями $z_1 + z_2 = z_3 - z_2$ и приведено сравнение с результатами по известной системе расчета по методам обычных блокирующих контуров и объемных блокирующих контуров.

Исходные данные для расчетов: модуль $m = 2.5$; числа зубьев зубчатых колес $z_1 = 20; z_2 = 30; z_3 = 80$. Для нарезания зубчатых колес с внешними зубьями используется долбяк 2536-109, колеса с внутренними зубьями – долбяк 2530-0168 по ГОСТ 9323-79.

Таблица 2. Сравнение оптимального варианта с другими

Наименование качественных показателей		По системе расчета Болотовскому И.А. [1]	Оптимальный	По системе расчета Сильченко П.Н. [10]
Коэффициент перекрытия	$\varepsilon_{\alpha 12}$	1.6430	1.7153	1.2980
	$\varepsilon_{\alpha 23}$	1.8940	1.7362	1.4500
Угол зацепления (град.)	α_{w12}	19.3361	19.3366	25.3711
	α_{w23}	19.3368	19.3366	25.3711
Отсутствие заострения зубьев		выпол.	выпол.	выпол.
Отсутствие интерференции 1-го рода		*не выпол.*	выпол.	выпол.
Отсутствие интерференции 2-го рода		выпол.	выпол.	выпол.
Отсутствие подрезания зубьев		*не выпол.*	выпол.	выпол.
Отсутствие срезания вершин зубьев		*не выпол.*	выпол.	выпол.
Отсутствие срезания вершин внутренних зубьев при радиальной подаче долбяка		выпол.	выпол.	выпол.
Коэффициент смещения	x_1	– 0.2237		0.5000
	x_2	0.1220		0.6340
	x_3	0.0204		1.7680
Коэффициент радиального зазора	c_{12}	0.2500	0.2000	0.2500
	c_{21}	0.2500	0.2051	0.2500
	c_{23}	0.2500	0.2000	0.2500
	c_{32}	0.2500	0.4132	0.2500
Целевая функция	F	–	0.6779	0.8635

В оптимальной точке блокирующего контура (рис. 3), например, для внутреннего зацепления, при новой системе расчета [6, 7] все ограничения синтеза выполнены, и достигнуто минимальное значение целевой функции чем при существующей системе расчета.

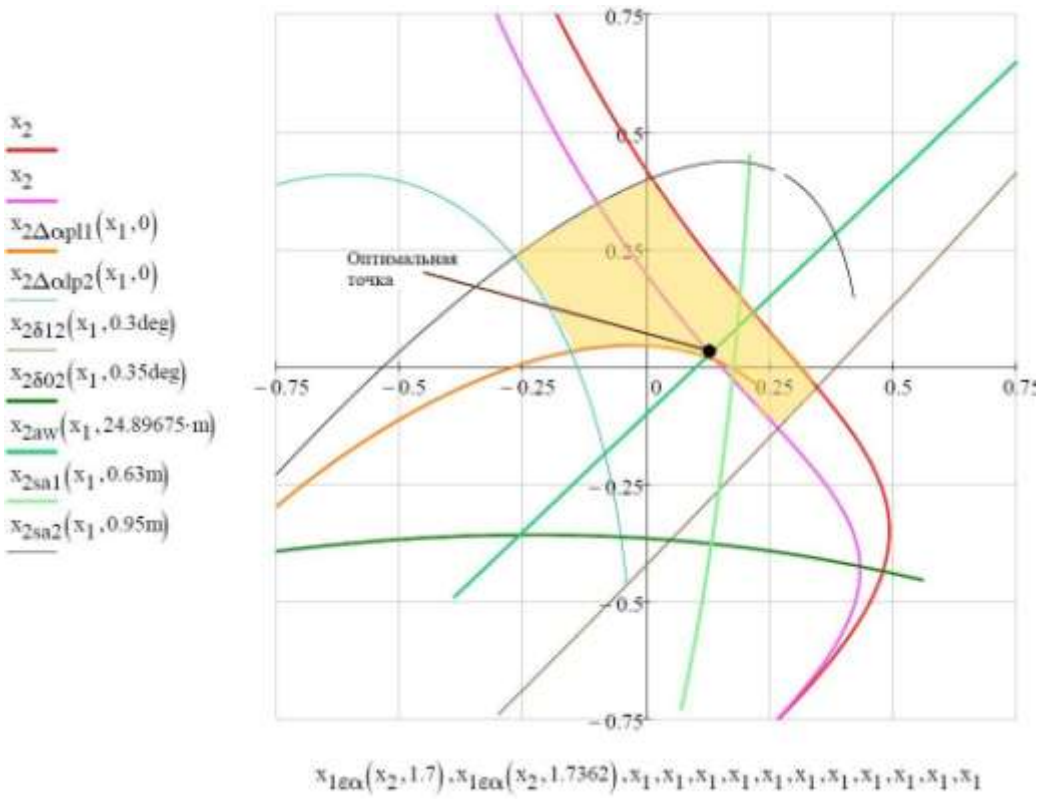


Рис. 3. Блокирующий контур при оптимальных радиальных зазорах

Выводы и заключение

Существующая методика синтеза, реализованная в виде блокирующих контуров, не всегда позволяет получить решения задачи синтеза, область существования зубчатой передачи по этой методике достаточно мала или не существует за счет использования стандартных радиальных зазоров.

Предлагаемая методика геометрического синтеза планетарной передачи типа 2К-Н, основанная на новой системе расчета, позволяет увеличить число выходных параметров синтеза с трех до пяти, расширить область существования решения задачи синтеза, оперативно подобрать наиболее оптимальный вариант зубчатой передачи, обеспечивающий выполнение всех ограничений синтеза и получение заданных значений качественных показателей, соответствующих конкретной решаемой задаче.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

[1] Справочник по геометрическому расчету эвольвентных зубчатых и червячных передач / И.А. Болотовский, В.И. Безруков, О.Ф. Васильева [и др.]; Под. ред. И.А. Болотовского. – М.: Машиностроение, 1986. – 448 с.

[2] Громан М.Б. Графики для подбора коррекции прямозубых зубчатых передач и указания по их применению // Вестник машиностроения. – 1957. – № 7. – С. 32-38.
[3] Бабичев Д.Т., Лагутин С.А., Бармина Н.А. Обзор работ русской школы теории и геометрии зацеплений. Ч. 1. Истоки теории зацеплений и период ее расцвета в 1935-1975 годы // Теория механизмов и машин. – 2016. – № 3 (31). – Т. 14. – С. 101-134.
[4] Цилиндрические эвольвентные зубчатые передачи внешнего зацепления / И.А. Болотовский, Б.И. Гурьев, В.Э. Смирнов [и др.]. – М.: Машиностроение, 1974. – 160 с.
[5] Цилиндрические эвольвентные зубчатые передачи внутреннего зацепления. Расчет геометрических параметров / И.А. Болотовский, Б.И. Гурьев, В.Э. Смирнов [и др.]. Справочное пособие. – Машиностроение, 1977. – 192 с.
[6] Сидоров П.Г., Крюков В.А., Плясов А.В. Новая система расчета геометрии внутреннего эвольвентного зубчатого зацепления // Известия Тульского государственного университета. Серия: Машиноведение, системы приводов и детали машин. – 2006 – № 3. – С. 23-35.
[7] Sidorov P.G, Kryukov V.A., Plyasov A.V. [et al.]. Synthesis of internal involute couplings of planetary transmissions // Russian engineering research. – 2009. – Vol. 29. – № 6. – P. 531-537.
[8] Крюков В.А., Нгуен З.Т., Плясов А.В. Геометрический синтез четырехзвенной зубчатой передачи со связанными колесами // Проблемы машиноведения: мат. III Междунар. науч-техн. конф. / Омск: изд-во ОмГТУ, 2019. – Ч. 1 – С. 139-144.
[9] Филадельфов Т.П. Некоторые вопросы геометрического и кинематического синтеза зубчатых передач со связанными колесами // Механика машин. М.: Изд-во Наука, 1966. – Вып. 15-16 – С. 60-69.
[10] Сильченко П.Н., Колотов А.В., Мерко М.А. Построение объемных блокирующих контуров при расчете зубчатых передач с зацеплением двух и более колес для обеспечения требуемых эксплуатационных показателей // Технология машиностроения. – 2006. – № 9. – С. 57-60.
[11] Сильченко П.Н., Колотов А.В., Мерко М.А. Анализ влияния параметров зубчатых колес для достижения необходимых качественных показателей связанных зубчатых передач // Технология машиностроения. – 2007. – № 11. – С. 50-54.
[12] Егорова О.В., Самойлова М.В., Тимофеев Г.А. Метод комбинированного блокирующего контура для проектирования планетарного механизма 2K-H типа // Современное машиностроение. Наука и образование. – 2018. – № 7. – С. 797-808.

[13] Egorova O.V., Timofeev G.A., Samoilova M.V. Combined blocking contours concept for a single-row planetary mechanism design // International Review of Mechanical Engineering. – 2018. – V. 12. – № 5. – C. 393-399.
[14] Тарасик В.П. Математическое моделирование технических систем. – Минск: Дизайн ПРО, 2004. – 640 с.
[15] Encyclopedia of Optimization / Ackermann J., Adjiman C.S., Aggoun A. [et al.]; Ed. C.A. Floudas and P.M. Pardalos. Springer Science+Buisiness Media, LLC, 2009. – 4646 p.

D.T. Nguyen, A.V. Plyasov

OPTIMAL GEOMETRICAL SYNTHESIS GEARING OF THE PLANETARY GEAR 2K-H

Tula State University, Russia.

Abstract

The article proposes a method of optimal geometrical synthesis gearing of the planetary gear type 2K-H. New calculation system has been created in which the number of synthesis output parameters is increased to five. The method developed on the basis of this calculation system, allows to significantly expand the domain of existence of the synthesis problem solution.

Keywords: gear, planetary gear, geometric synthesis, synthesis condition, synthesis restriction, optimization.

REFERENCES

[1] Reference Book on Geometric Calculation of Involute Gears and Worm Gears / I.A. Bolotovskii, V.I. Bezrukov, O.F. Vasilyev [et al.]; Ed. I.A. Bolotovskii. – Moscow: Mashinostroenie, 1986 – 448 p.
[2] Groman M.B. Graphics for the selection of correction of straight-toothed gears and instructions for their use // Bulletin of mechanical engineering. – 1957. – N 7 – P. 32-8.
[3] Babichev D.T., Lagutin S.A., Barmina N.A. Review of works of the Russian school of the theory and the geometry of the gearing. Part 1. The origins of the theory of gearing and its heyday in 1935-1975 // Theory of mechanisms and machines. – 2016. – N 3 (31). – P. 101-34.
[4] Cylindrical Involute Gears with External Gearing / I.A. Bolotovskii, B.I. Guryev, V.Eh. Smirnov [et al.]. – Moscow: Mashinostroenie, 1974. – 160p.

[5] Involute Cylindrical Gears, Internal Gearing. Calculation of Geometrical Parameters / I.A. Bolotovskii, B.I. Guryev, V.Eh. Smirnov [et al.]. Reference Book. – Moscow: Mashinostroenie, 1977. – 192 p.
[6] Sidorov P.G., Kryukov V.A., Plyasov A.V. New system of calculating the geometry of the internal involute gears // News of the Tula State University. Series: Mechanical engineering, drive systems and machine. – 2006. – N 3. – P. 23-35.
[7] Sidorov P.G., Kryukov V.A., Plyasov A.V. [et al.]. Synthesis of internal involute couplings of planetary transmissions // Russian engineering research. – 2009. – V. 29. – N 6. – P. 531-537.
[8] Krukov V.A., Nguyen D.T., Plyasov A.V. Geometrical synthesis of four-bar gear trainwith related gears // III International scientific conference "Mechanical Science and Technology Update" / Omsk: Publishing house Omsk State Technical University, 2019. – V. 1. – P. 139-144.
[9] Philadelphov T.P. Some questions of geometric and kinematic synthesis of gears with associated wheels // Mechanics of machines. – Moscow: Publishing house of Science, 1966. – Issue 15-16 – P. 60-69 (rus).
[10] Silchenko P.N., Kolotov A.V., Merko M.A. Building three-dimensional limiting contours in the calculation of the gearing with gearing of two or more of the gears to ensure the required operational performance // Technology of mechanical engineering. – 2006. – N 9. – P. 57-60.
[11] Silchenko P.N., Kolotov A.V., Merko M.A. Analysis of the influence of the parameters of gears to achieve the necessary quality characteristics of related gears // Mechanical engineering. -2007. – N 11. – P. 50-54.
[12] Egorova O.V., Samojlova M.V., Timofeev G.A. Method of the combined limiting contour for design of the planetary mechanism of 2K-H type // Modern mechanical engineering. Science and education. – 2018. – N 7. – P. 797-808.
[13] Egorova O.V., Timofeev G.A., Samoilova M.V. Combined blocking contours concept for a single-row planetary mechanism design // International Review of Mechanical Engineering. – 2018. – V. 5. – N 12. – P. 393-399.
[14] Tarasik V.P. Mathematical Modeling of Technical Systems. – Minsk: Dizajn PRO, 2004. – 640 p.
[15] Encyclopedia of Optimization / Ackermann J., Adjiman C.S., Aggoun A. [et al.]; Ed. C.A. Floudas and P.M. Pardalos. Springer Science+Buisiness Media, LLC, 2009. – 4646 p.

ISSN 2223-0807
Современное машиностроение: Наука и образование :
материалы 8-й международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н.Евграфова и А.А. Поповича.- СПб.: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2019.

DOI DOI 10.1872/MMF-2019-20
УДК 539.3; 536.46

В. А. Пухлий[1], С.Т. Мирошниченко[1], О. Г. Лепеха[1], А. А. Журавлев[1], А. К. Померанская [2]

К РАСЧЕТУ НДС ЛОПАТОК ВЫСОКОЭФФЕКТИВНЫХ РАБОЧИХ КОЛЕС ЦЕНТРОБЕЖНЫХ КОМПРЕССОРОВ

[1]Владимир Александрович Пухлий,
Севастопольский государственный университет
Россия, Севастополь
Тел.: (978)801-1781, E-mail: pu1611@rambler.ru

[1]Сергей Тимофеевич Мирошниченко,
Севастопольский государственный университет
Россия, Севастополь
Тел.: (978) E-mail: s.t.miroshnichenko@sevsu.ru

[1]Ольга Григорьевна Лепеха
Севастопольский государственный университет
Россия, Севастополь
Тел.: (978) 700-13-04 E-mail: lepehaolga@yandex.ru

[1]Александр Анатольевич Журавлев
Севастопольский государственный университет
Россия, Севастополь
Тел.: (978) E-mail: pu1611@rambler.ru

[2]Александра Константиновна Померанская
Предприятие «Аэротекс»
Россия, Москва
Тел.: (8692) 54-87-28 E-mail: evpatoriya116@rambler.ru

Аннотация

Рассматривается класс центробежных компрессоров с высокоэффективными S-образными рабочими лопатками, разработанными проф.К.П.Селезневым на кафедре компрессоростроения Ленинградского политехнического института. Решение двумерной краевой задачи основано на применении метода интегральных соотношений Дородницына и модифицированного метода последовательных приближений, разработанного проф.В.А.Пухлий и опубликованного им в академической печати. Выписываются уравнения сопряжения оболочек между собой. Приводится пример расчета.

Ключевые слова: центробежные компрессоры, S-образные лопатки, прочность, модифицированный метод последовательных приближений

Введение

Ранее К.П.Селезнев с соавторами [1, 2] на кафедре компрессоростроения Ленинградского политехнического института провел аэродинамические испытания моделей колес центробежных компрессоров, у которых форма лопатки образована сопряжением двух дуг с различными радиусами кривизны (R_1 и R_2) (рис.1). На рис.1 показано рабочее колесо центробежного компрессора с S-образными лопатками.

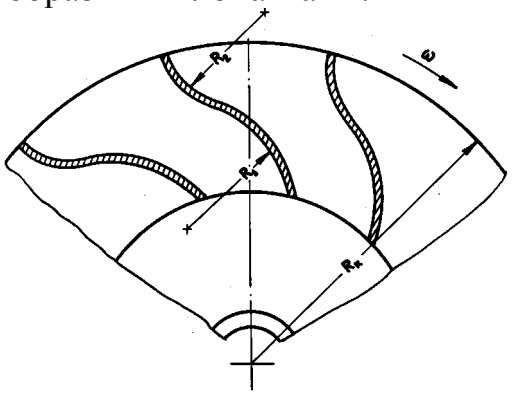


Рис.1. Рабочее колесо центробежного компрессора с S-образными лопатками.

Спроектированные колеса с S-образными лопатками по своим аэродинамическим качествам не уступают, а в ряде случаев и превосходят аналогичные серийные образцы колес. Так, разработанный мельничный вентилятор с S-образными лопатками [3] имеет значительно лучшие аэродинамические параметры по сравнению с аналогичными серийными вентиляторами. Объяснение этому факту можно дать следующее: первоначальный участок рабочих лопаток загнутый назад способствует безотрывному потенциальному обтеканию решетки профилей, на заключительном участ-

ке происходит изменение диаграммы скоростей, что в свою очередь способствует увеличению напора. В итоге рабочие колеса таких центробежных компрессоров имеют улучшенные аэродинамические параметры.

Формулировка задачи и ее решение

Рассмотрим напряженно-деформированное состояние S-образных лопаток центробежных компрессоров. На рис.2 приведена геометрия и система координат трапециевидной S-образной лопатки. К расчету такой лопатки можно подойти, разделив ее на две сопряженные друг с другом цилиндрические панели. Задача сведется к расчету этих панелей на нагрузку, обусловленную центробежными силами инерции собственных масс панелей, с учетом условий их взаимного сопряжения [4].

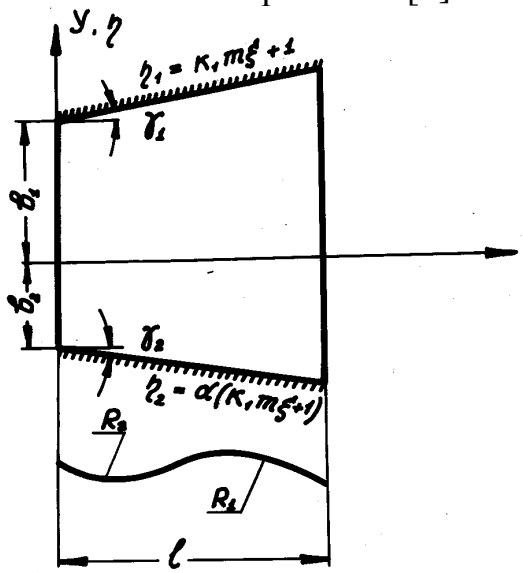


Рис.2. Геометрия и система координат трапециевидной S-образной лопатки.

Напряженное состояние панели описывается линейными уравнениями теории пологих оболочек Власова-Доннела [5, 6], которые в системе безразмерных координат $\xi = x/l$ и $\eta = y/b_1$ запишутся следующим образом:

$$\left.\begin{aligned}
&\frac{\partial^2\bar{u}}{\partial\xi^2}+\frac{1-\nu}{2}m^2\frac{d^2\bar{u}}{\partial\eta^2}+\frac{1+\nu}{2}m\frac{d^2\nu}{\partial\xi\partial\eta}+\frac{l}{R}\frac{\partial\bar{w}}{\partial\xi}=-\frac{(1-\nu^2)l^2p}{Eh^2};\\
&\frac{1+\nu}{2}m\frac{\partial^2\bar{u}}{\partial\xi\partial\eta}+m^2\frac{\partial^2\bar{v}}{\partial\eta^2}+\frac{1-\nu}{2}\frac{\partial^2\bar{v}}{\partial\xi^2}+\frac{\nu ml}{R}\frac{\partial\bar{w}}{\partial\eta}=0;\\
&12\frac{l^3}{Rh^2}\frac{\partial\bar{u}}{\partial\xi}+12\frac{\nu ml^3}{Rh^2}\frac{\partial\bar{v}}{\partial\eta}+\nabla_m^4\bar{w}+12\frac{l^4}{R^2h^2}\bar{w}=12\frac{(1-\nu^2)ql^4}{Eh^4}.
\end{aligned}\right\} \qquad (1)$$

Здесь $\bar{u}=u/h$; $\bar{v}=v/h$; $\bar{w}=w/h$ – безразмерные функции перемещений; $m=l/b_1$ – геометрический параметр лопатки; q и p – нормальная и тангенциальная составляющие центробежной нагрузки:

$$q = (\gamma/g)\omega^2 h R_2 \cos\beta_2 ;$$
$$p = (\gamma/g)\omega^2 h(R_2 \sin\beta_2 - \xi l), \qquad (2)$$

где β_2 – угол выхода потока.

Граничные условия на краях $\eta_1 = k_1 m\xi + 1$ и $\eta_2 = \alpha(k_1 m\xi + 1)$, прилегающих к дискам, соответствуют условиям жесткого защемления:

$$\overline{w} = \frac{\partial \overline{w}}{\partial n} = \overline{u} = \overline{v} = 0. \qquad (3)$$

Здесь $k_1 = tg\gamma_1$; $\alpha = -b_2/b_1$ – геометрические параметры лопатки.

Следует отметить, что граничные условия (3) несколько идеализированы. В действительности, из-за различия радиальных перемещений основного и покрывающего дисков край лопатки, прилегающий к покрывному диску, смещается на некоторую величину $\Delta(\xi, \eta)$. Однако для рассматриваемого класса центробежных компрессоров с лопатками средней ширины формулировка граничных условий (3.35) вполне допустима, погрешность при этом составляет около 10% [7].

Граничные условия по входной (ξ = 1) и выходной (ξ = 0) кромкам лопатки соответствуют условиям свободного края (рис.2). В этом случае имеем:

$$N_{11} = N_{12} = M_{11} = Q_1^0 = 0,$$

или в функциях перемещений:

$$\left.\begin{aligned}
&\frac{\partial \overline{u}}{\partial \xi} + \nu m \frac{\partial \overline{v}}{\partial \eta} - \frac{\nu l}{R}\overline{w} = 0;\\
&m\frac{\partial \overline{u}}{\partial \eta} + \frac{\partial \overline{v}}{\partial \xi} = 0;\\
&\frac{\partial^2 \overline{w}}{\partial \xi^2} + \nu m^2 \frac{\partial^2 \overline{w}}{\partial \eta^2} = 0;\\
&\frac{\partial^3 \overline{w}}{\partial \xi^3} + (2-\nu) m^2 \frac{\partial^3 \overline{w}}{\partial \xi \partial \eta^2} = 0.
\end{aligned}\right\} \qquad (4)$$

Условия сопряжения

Перейдем к условиям сопряжения цилиндрических панелей I и II между собой [8, 9]. На общей прямолинейной кромке $\xi = \xi_0$ для панелей I и II должны иметь место равенства (рис.3 и рис.4):

$$\left.\begin{aligned}
&N_{11}^1 = N_{11}^2;\\
&N_{12}^1 = N_{12}^2;\\
&Q_1^1 = Q_1^2;\\
&M_{11}^1 = M_{11}^2.
\end{aligned}\right\} \qquad (5)$$

$$\left.\begin{aligned} &u^1 = u^2; \\ &v^1 = v^2; \\ &w^1 = w^2; \\ &\frac{\partial(w^1)}{\partial\xi} = \frac{\partial(w^2)}{\partial\xi}. \end{aligned}\right\} \qquad (6)$$

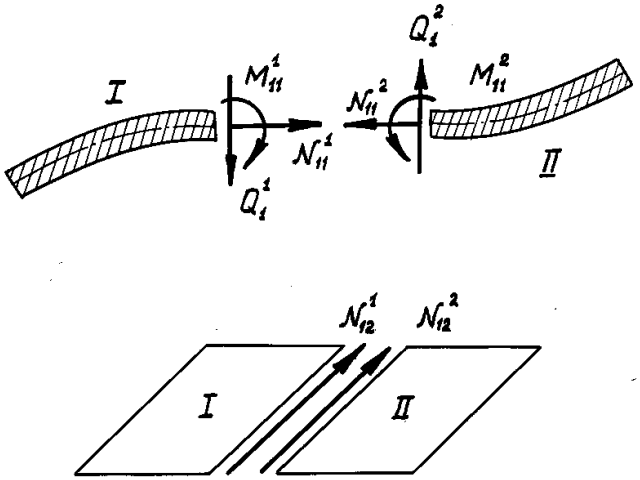


Рис.3. К выводу условий сопряжения (силовые факторы в панелях).

Подставляя в условия упругого сопряжения оболочек (5) и (6) вместо усилий и моментов их выражения через перемещения, а также полагая для панели I $R = -R_2$ и для панели II $R = R_1$, получим следующую группу условий сопряжения:

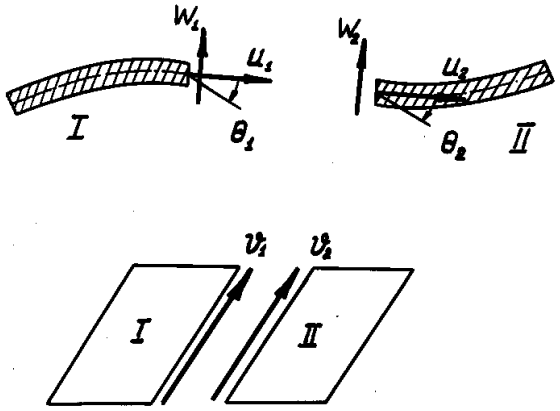


Рис.4. К выводу условий сопряжения (перемещения в панелях).

$$\left.\begin{aligned}
&\frac{\partial u_1}{\partial \xi}+\nu m\frac{\partial v_1}{\partial \eta}-\frac{\nu l}{R_2}w_1=\frac{\partial u_2}{\partial \xi}+\nu m\frac{\partial v_2}{\partial \eta}+\frac{\nu l}{R_1}w_2;\\
&m\frac{\partial \overline{u}_1}{\partial \eta}+\frac{\partial \overline{v}_1}{\partial \xi}=m\frac{\partial \overline{u}_2}{\partial \eta}+\frac{\partial \overline{v}_2}{\partial \xi};\\
&\frac{\partial^2 \overline{w}_1}{\partial \xi^2}+\nu m^2\frac{\partial^2 \overline{w}_1}{\partial \eta^2}=\frac{\partial^2 \overline{w}_2}{\partial \xi^2}+\nu m^2\frac{\partial^2 \overline{w}_2}{\partial \eta^2};\\
&\frac{\partial^3 \overline{w}_1}{\partial \xi^3}+(2-\nu)m^2\frac{\partial^3 \overline{w}_1}{\partial \xi\partial \eta^2}=\frac{\partial^3 \overline{w}_2}{\partial \xi^3}+(2-\nu)m^2\frac{\partial^3 \overline{w}_2}{\partial \xi\partial \eta^2};\\
&\overline{u}_1=\overline{u}_2;\ \overline{v}_1=\overline{v}_2;\ \overline{w}_1=\overline{w}_2;\ \ \frac{\partial \overline{w}_1}{\partial \xi}=\frac{\partial \overline{w}_2}{\partial \xi}.
\end{aligned}\right\} \qquad (7)$$

Решение двумерной краевой задачи

К решению краевой задачи для системы эллиптических уравнений (1) применим аналитический подход, основанный на сочетании метода интегральных соотношений Дородницына [10, 11] и модифицированного метода последовательных приближений, разработанного профессором В.А.Пухлий и опубликованного им в академической печати [12, 13]. В дальнейшем метод был распространен на решение начальных и начально-краевых задач математической физики [12, 13]. Вопросы сходимости метода рассматривались в работах [12, 15]. Отметим, что ранее данный подход использовался в работе авторов [16] применительно к расчету НДС рабочих лопаток диагональных турбомашин.

В соответствии с методом интегральных соотношений исходную систему уравнение (1) представим в дивергентном виде:

$$\frac{\partial \overline{X}}{\partial \xi}-\frac{\partial \overline{Y}}{\partial \eta}+\overline{L}=0, \qquad (8)$$

где

$$\overline{X}=\{X_i\}=\{\overline{u},\overline{v},\overline{W},Z_1,Z_2,Z_3,Z_4,Z_5\};$$

$$\overline{Y}=B_0\overline{X}+B_1\frac{\partial \overline{X}}{\partial \eta}+B_2\frac{\partial^2 \overline{X}}{\partial \eta^2}+B_3\frac{\partial^3 \overline{X}}{\partial \eta^3};\quad \overline{L}=B\overline{X}+\overline{b}.$$

Через функции Z_1-Z_5 обозначены производные:

$$Z_1=\frac{\partial \overline{u}}{\partial \xi};\qquad Z_2=\frac{\partial \overline{v}}{\partial \xi};\qquad Z_3=\frac{\partial \overline{W}}{\partial \xi};\quad Z_4=\frac{\partial Z_3}{\partial \xi};\quad Z_5=\frac{\partial Z_4}{\partial \xi}. \qquad (9)$$

При этом элементы матриц $B_r=\{b_{mn}^S\}$ и $B=\{b_{mn}\}$ (S = 0, 1, 2, 3; m, n = 1, 2,…8) принимают такие значения:

$$b_{28}^0=12\frac{\nu m l^3}{Rh^2};\ b_{35}^0=\frac{2\nu m l}{(1-\nu)R};\qquad b_{45}^0=\frac{1+\nu}{1-\nu}m;$$

$$b_{54}^0 = \frac{1+\nu}{2}m; \qquad b_{14}^1 = \frac{1-\nu}{2}m; \qquad b_{25}^1 = \frac{2m^2}{1-\nu};$$

$$b_{78}^1 = 2m^2; \qquad b_{38}^3 = m^4; \qquad b_{38} = 12\frac{l^4}{h^2R^2}; \tag{10}$$

$$b_{48} = 12\frac{l^3}{Rh^2}; \qquad b_{64} = \frac{l}{R}; \qquad b_{41} = b_{52} = b_{63} = b_{76} = b_{87} = -1.$$

Остальные элементы равны нулю. Компоненты вектора $\bar{b}$ будут:

$$b_4 = \frac{(1-\nu^2)l^2 p}{Eh^2}; \quad b_8 = -12\frac{(1-\nu^2)ql^4}{Eh^4};$$

$$b_1 = b_2 = b_3 = b_5 = b_6 = b_7 = 0. \tag{11}$$

В соответствии с методом интегральных соотношений решение системы (8) ищем в следующем виде:

$$\bar{X}_i(\xi,\eta) = \sum_{j=1}^{n} X_{ij}(\xi)P_j(\xi,\eta), \quad i = 1,2,...,8, \tag{12}$$

где в качестве системы аппроксимирующих функций $P_j(\xi,\eta)$ выбраны ортогональные полиномы Якоби [17, 18], построены для косых краев лопатки.

$$P_j(\xi,\eta) = P_1(\xi,\eta)\sum_{j=1}^{n}\left[\eta - \frac{(1+\alpha)r}{2}\right]^{j-1}; \tag{13}$$

$$P_1(\xi,\eta) = \eta^4 - 2(1+\alpha)r\eta^3 + (1+4\alpha+\alpha^2)r^2\eta^2 - 2\alpha(1+\alpha)r^3\eta + \alpha^2 r^4,$$

$$r = 1 + km\xi.$$

Остановимся на свойствах полиномов $P_j(\xi,\eta)$. Полиномы $P_j(\xi,\eta)$ на отрезке [r, αr] удовлетворяют условиям ортогональности:

$$(P_i, P_k) = \int_r^{\alpha r} P_i P_k d\eta = 0 \quad \text{при } i \neq k. \tag{14}$$

Они образуют систему линейно-независимых функций и удовлетворяют граничным условиям (3). Построенные полиномы имеют еще одно важное свойство: их первые и вторые производные также ортогональны. Для доказательства рассмотрим величину

$$\cos(P_i, P_j) = \frac{(P_i, P_j)}{\|P_i\|\|P_j\|},$$

при этом полиномы P_i и P_j рассматриваются как обобщенные векторы в гильбертовом пространстве L_2 [19].

При конкретных значениях для полиномов (13) получаем:

$$\cos(P_1, P_2) = 0; \quad cos(P_{1.2}, P_{22}) = 0; \quad cos(P_{1,22}, P_{2,22}) = 0,$$

что соответствует углам, равным 90º.

Применение модифицированного метода последовательных приближений к интегрированию систем обыкновенных дифференциальных уравнений

Применяя процедуру метода интегральных соотношений к исходной системе дифференциальных уравнений в частных производных (8), получим систему обыкновенных дифференциальных уравнений порядка 8n с переменными коэффициентами, которую представим в нормальной форме Коши:

$$\frac{dX_m}{d\xi} = \sum_{\nu=1}^{m^*} A_{m,\nu} X_\nu + f_m \qquad (m = 1, 2, \ldots, m^*) \qquad (15)$$

Здесь $A_{m,\nu}$ – переменный коэффициент;

К решению системы уравнений (15) применяются затем модифицированный метод последовательных приближений, разработанный профессором В.А.Пухлий и опубликованный им в академической печати [12-15]. Метод широко использовался при решении ряда практических задач, например, при исследовании НДС рабочих лопаток диагональных турбомашин [16], а также при исследовании НДС крыловидных лопаток центробежных насосов [10].

Здесь для ускорения сходимости решения используется метод телескопического сдвига степенного ряда Ланцоша [17]. Идея метода заключается в том, что имеющийся в нашем распоряжении ряд Мак-Лорена телескопически сдвигается в гораздо более короткий ряд, не теряя в точности. Для этого используется возможность представления любого степенного ряда через смещенные полиномы Чебышева на интервале [0, 1].

В соответствии с методом и в целях ускорения сходимости полученного решения переменные коэффициенты $A_{m,\nu}$ и свободные члены f_m представлены через смещенные полиномы Чебышева $T_k^*(\xi)$:

$$A_{\nu,m} = \sum_{r=0}^{q} a_{\nu,m,r} d_r^{-1} \sum_{k=0}^{r} a_k T_k^*(\xi),$$

$$f_m = \sum_{r=0}^{q} f_{m,r} (d_r \cdot r!)^{-1} \sum_{k=0}^{r} a_k T_k^*(\xi). \qquad (16)$$

Здесь q – степень интерполяционного полинома; a_k – коэффициенты разложения ξ^2 в ряд по полиномам Чебышева. В выражении (16) $d_r = 1$ для r = 0 и $d_r = 1^{2r-1}$ для остальных r.

Общее решение системы уравнений (15) имеет вид:

$$X_m = \sum_{\mu=1}^{s} C_\mu \left[d_0^{-1} a_0 T_0^*(\xi) + \sum_{n=1}^{\infty} X_{m,\mu,n} \right] + \sum_{j=0}^{q} t_{m,j,0} \left[d_{j+1} (j+1)! \right]^{-1} \sum_{k=0}^{j+1} a_k T_k^*(\xi) + \sum_{n=2}^{\infty} X_{m,n}, \quad (17)$$

где $t_{m,j,0} = f_{m,r}$ при j = r; μ – номер фундаментальной функции; C_μ – постоянные интегрирования.

В решении (17) будет δ = 1, если m = μ и δ = 0 для остальных μ. Первое приближение $X_{m,\mu,1}$ получается из подстановки нулевого приближения: $d_0^{-1}a_0T_0^*(\xi)\delta$ в правую часть однородной системы $\frac{dX_m}{d\xi} = \sum_{\nu=1}^{s} B_{\nu,m}X_\nu$.

Последующие приближения осуществляются по рекуррентным формулам:

$$X_{m,\mu,n} = \sum_{j=1}^{\beta} t_{m,\mu,n,j}\left[d_{n+j-1}(n+j-1)!\right]^{-1}\sum_{k=0}^{n+j-1} a_k T_k^*(\xi),$$

$$X_{m,n} = \sum_{j=1}^{\beta} t_{m,n,j}\left[d_{n+j-1}(n+j-1)!\right]^{n+j-1}\sum_{k=0}^{} a_k T_k^*(\xi), \qquad (18)$$

где β = n (q + 3) – 2.

Системы фундаментальных функций (18) являются равномерно сходящимися рядами, при этом коэффициенты $t_{m,\mu,n,j}$ и $t_{m,n,j}$ определяются через коэффициенты предыдущего приближения по рекуррентным формулам:

$$t_{m,\mu,n,j} = \sum_{\nu=1}^{s}\sum_{r=0}^{q} b_{\nu,m,r}t_{\nu,\mu,n-1,j-r}(n+j-1)^{-1}\prod_{\gamma=0}^{r}(n+j-1-\gamma);$$

$$t_{m,\mu,n,j} = \sum_{\nu=1}^{s}\sum_{r=0}^{q} b_{\nu,m,r}t_{\nu,\mu,n-1,j-r}(n+j-1)^{-1}\prod_{\gamma=0}^{r}(n+j-1-\gamma).$$

Постоянные C_μ, входящие в общее решение (17), находятся из условий сопряжения панелей между собой (7).

В дальнейшем для каждой панели S-образной лопатки решается система уравнений (1) при граничных условиях (3) и (4) и условиях сопряжения панелей между собой (7).

Безразмерные функции напряжений для каждой панели лопатки определяются выражениями:

$$\overline{\sigma}_\xi = \frac{l}{h}\left[\frac{\partial\overline{u}}{\partial\xi} + \nu\left(m\frac{\partial\overline{v}}{\partial\eta} + \frac{l}{R}\overline{w}\right)\right] - \frac{1}{2}\left(\frac{\partial^2\overline{w}}{\partial\xi^2} + \nu m^2\frac{\partial^2\overline{w}}{\partial\eta^2}\right);$$

$$\overline{\sigma}_\eta = \frac{l}{h}\left[m\frac{\partial\overline{v}}{\partial\eta} + \frac{l}{R}\overline{w} + \nu\frac{\partial\overline{u}}{\partial\xi}\right] - \frac{1}{2}\left(m^2\frac{\partial^2\overline{w}}{\partial\eta^2} + \nu\frac{\partial^2\overline{w}}{\partial\xi^2}\right);$$

$$\overline{\sigma}_{\xi\eta} = \frac{1}{2}\frac{l}{h}\left(m\frac{\partial\overline{u}}{\partial\eta} + \frac{\partial\overline{v}}{\partial\xi}\right) + \frac{(1+\nu)m}{2}\frac{\partial^2\overline{w}}{\partial\xi\partial\eta}.$$

Пример расчета. В соответствии с изложенным алгоритмом была составлена программа численной реализации разработанного аналитического решения на ЭВМ. Исходные данные для расчета: для колеса: R_k = 40 см, число лопаток z = 8, n = 25 c^{-1}(1500 об/мин); для лопатки l = 30 см, m = 1, α = 0, γ_1 = 10º, $R_1 = R_2 = 44$ см, h = 0,3 см, материал лопатки Сталь-20.

На рис.5 приведены эпюры распределения безразмерных напряжений $\bar{\sigma}_\eta$ в основных сечениях лопатки (сплошные линии). Здесь же представлены результаты тензометрирования (кружочки), при этом расхождение результатов расчета с данными тензометрирования не превышает 15%.

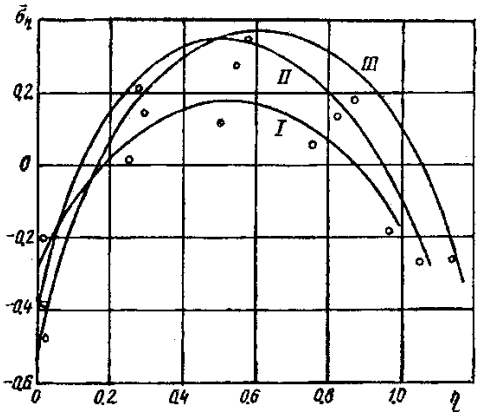


Рис.5. Эпюры распределения безразмерных напряжений $\bar{\sigma}_\eta$ в основных сечениях S-образной лопатки: I – выходная кромка лопатки; II – средняя часть лопатки; III – входная кромка лопатки; ◦ - результаты тензометрирования лопатки.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

[1] Селезнев К.П. и др. О форме межлопаточных каналов стационарных компрессоров. – Энергомашинтсроение, 1969, №5, с.23-27.

[2] Галеркин Ю.Б., Селезнев К.П. и др. Опыт проектирования колес центробежных компрессоров по заданному распределению скоростей. – Химические и нефтяное машиностроение, 1973, №4, с.8-12.

[3] Пухлій В.О. Вентилятор млинарський. Патент України №43966А. – Київ: Укрпатент, Бюл.№1, 2002.

[4] Новожилов В.В. Теория тонких оболочек. – 2-е изд., испр. и доп. – Л.: Судостроение. 1962. – 431 с.

[5] Власов В.З. Общая теория оболочек и ее приложения в технике. – М.-Л.: Гостехиздат, 1949. – 784 с.

[6] Donnel L.H. Stability of thin walled tubes under torsion. – NACA< Rep., 1933, №479. – 24 p.

[7] Пухлий В.А. Некоторые вопросы аэродинамики, прочности и термоупругости рабочих колес радиальных турбомашин. - Материалы 3-го советско-японского симпозиума: Кондиционирование воздуха, Осака, 1975. – М.: Изд-во ЦНИИПромзданий, 1976, с.31-39.

[8] Пухлий В.А. К расчету сопряженных оболочек переменной жесткости. – Прикладная механика, 1989, том 25, №11, с.31-37.

[9] Пухлий В.А., Шалашилин В.И. Об одной задаче для сопряженных оболочек вращения переменной жесткости. – Известия АН СССР. Механика твердого тела, 1989, №4, с.146-152.

[10] Дородницын А.А. Об одном методе численного решения некоторых нелинейных задач аэрогидродинамики. – В кн.: Труды 3-го Всес. матем. съезда, том III. – М.: Изд-во АН СССР, 1958, с.447-543.
[11] Дородницын А.А. Об одном методе решения уравнений ламинарного пограничного слоя. – Журн. прикл. матем. и техн. физики, 1960, №3, с.111-118.
[12] Пухлий В.А. Метод аналитического решения двумерных краевых задач для систем эллиптических уравнений. – Журн. вычисл. матемт. и матем. физики, 1978, том 18, №5, с.1275-1282.
[13] Пухлий В.А. Об одном подходе к решению краевых задач математической физики. – Дифференциальные уравнения, 1979, том 15, №11, с.2039-2043.
[14] Пухлий В.А. Решение начально-краевых задач математической физики модифицированным методом последовательных приближений. – Обозрение прикладной и промышленной математики, 2017, том 24, вып.1, с.37-48.
[15] Пухлий В.А. Об ускорении сходимости в модифицированном методе последовательных приближений.– Обозрение прикладной и промышленной математики, 2016, том 23, вып.4, с.381-383.
[16] Пухлий В.А., Журавлев А.А. Статика рабочих лопаток диагональных турбомашин. – Труды 5-й МНТК «Современное машиностроение: Наука и образование» - Санкт-Петербург: Изд-во С.-П. политехнического университета, 2016, с.521-529.
[17] Ланцош К. Практические методы прикладного анализа. – М.: Физматгиз, 1961. – 524 с.
[18] Luke Y.L. Mathematical functions and their approximation. – New-York: Academic Press. Inc., 1975. – 608 p.
[19] Курант Р., Гильберт Д. Методы математической физики. Том 1. – М.: Гостехиздат, 1953.
[20] Пухлий В.А., Мирошниченко С.Т., Журавлев А.А., Померанская А.К. Прочность крыловидных рабочих лопаток центробежных насосов. – Теория механизмов и машин (ТММ), 2019, том 17, №1(14), с.

V.A.Pukhliy[1], S.T.Miroshnichenko[1], O.G. Lepeha[1], A. A. Zhuravlev[1], A.K.Pomeranskaya [2]

TO CALCULATION OF STRESS-STRAIN STATE OF BLADES HIGHLY EFFECTIVE DRIVING WHEELS OF CENTRIFUGAL COMPRESSORS

[1]Sevastopol State University, Russia;
[2]Enterprise Aeroteks, Russia.

Abstract

The class of centrifugal compressors with the highly effective S-shaped working shovels developed by prof. K.P.Seleznevym on chair compressors mechanical engineering of the Leningrad polytechnical institute is considered. The decision of a two-dimensional regional problem is based on application of a method of integrated parities Dorodnitsyn`s and the modified method consecutive approaches, the developed prof. V.A.Pukhliy and published by it in the academic press. The equations of the interfaced covers among themselves leave. The calculation example is resulted.

Key words: centrifugal compressors, S-shaped blades, the durability, the modified method consecutive approaches

REFERENCES

[1] Seleznev K.P., etc. About the form channels of stationary compressors. – Energy Mechanical Engineering, 1969, №5, p.23-27.
[2] Galerkin J.B., Seleznev K.P., etc. Experience of designing of wheels of centrifugal compressors on the set distribution of speeds. - Chemical and oil mechanical engineering, 1973, №4, p.8-12.
[3] Пухлій V.O. Ventiljator млинарський. Patent України №43966A. - Київ: Укрпатент, Бюл. № 1, 2002.
[4] Novozhilov V.V. Theory of thin shells. - Л: Shipbuilding. 1962.- 431 p.
[5] Vlasov V. Z. The general theory of covers and its application in the technician.- M.: Gostehizdat, 1949. - 784 p.
[6] Donnel L.H. Stability of thin walled tubes under torsion. – NACA, Rep., 1933, №479. - 24 p.
[7] Pukhliy V. A. Some questions of aerodynamics, durability and thermoelasticity of driving wheels of radial turbomachines. - Materials of 3rd Soviet-Japanese symposium: the Air conditioning, Osaka, 1975. - M: Publishing house TsNiIpromzdany, 1976, p.31-39.
[8] Pukhliy V. A. To calculation of the interfaced covers of variable rigidity. - The applied mechanics, 1989, volume 25, №11, p.31-37.
[9] Pukhliy V. A, Shalashilin V. I. About one problem for the interfaced covers of rotation of variable rigidity. - News AH the USSR. Mechanics of a firm body, 1989, №4, p.146-152.
[10] Dorodnitsyn A.A. About one method of the numerical decision of some nonlinear problems of aerohydrodynamics. - in book.: Works of 3rd All Russia Mathem. Congress, III. - M: Publishing house AN of the USSR, 1958, p.447-543.

[11] Дородницын А.А. About one method of the decision of the equations of a laminar interface. - J. appl. mathem. and techn. Physicists, 1960, №3, p.111-118.
[12] Pukhliy V. A. A method of the analytical decision of two-dimensional regional problems for systems of the elliptic equations. - J. comput. mathem. and mathem. physicists, 1978, volume 18, №5, p.1275-1282.
[13] Pukhliy V. A. About one approach to the decision of regional problems of mathematical physics. - The differential equations, 1979, volume 15, №11, p.2039-2043.
[14] Pukhliy V. A. The decision of nachalno-regional problems of mathematical physics the modified method consecutive approaches. - The Review of applied and industrial mathematics, 2017, volume 24, вып.1, p.37-48.
[15] Pukhliy V. A. About convergence acceleration in the modified method consecutive approaches. - The Review of applied and industrial mathematics, 2016, volume 23, rel.4, p.381-383.
[16] Pukhliy V. A, Zhuravlyov A.A. Statics of working shovels of diagonal turbomachines. - Works of 5th МНТК «Modern mechanical engineering: Science and education» - St.-Petersburg: Publishing house of the S.-item of polytechnical university, 2016, p.521-529.
[17] Lanczos C. Prakticheskie methods of the applied analysis. - M: Fizmathgiz, 1961. - 524 p.
[18] Luke Y.L. Mathematical functions and their approximation. - New-York: Academic Press. Inc., 1975. - 608 p.
[19] Courant R. Hilbert D. Metody of the mathematical physics. Volume 1. - M: Гостехиздат, 1953.
[20] Pukhliy V. A, Miroshnichenko S.T., Zhuravlev A.A., Pomeranskaya A.K. Durability wing working shovels of centrifugal pumps. - Theory of mechanisms and cars (TMM), 2019, volume 17, №1(14), p.

ISSN 2223-0807
Современное машиностроение: Наука и образование :
материалы 8-й международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н.Евграфова и А.А. Поповича.- СПб.: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2019.

DOI DOI 10.1872/MMF-2019-21
УДК 621.01

Ю. А. Семенов[1], Н.С.Семенова[2]

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ОШИБОК МАШИНЫ С УПРУГИМИ ЗВЕНЬЯМИ

[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

Актуальной задачей создания машин является проблема снижения динамических ошибок, вызванных упругими колебаниями исполнительных механизмов в установившемся и переходных режимах работы. Особенно большое значение эта проблема приобретает при создании новых высокопроизводительных машин и, прежде всего, промышленных роботов, позиционирующих платформ и т.д. Разомкнутость кинематической структуры исполнительных механизмов роботов приводит к значительному снижению жёсткости конструкции и большим динамическим нагрузкам, вызывающим интенсивные колебательные движения рабочих органов в неустановившихся режимах. При этом динамические ошибки, вызванные свободными колебаниями, в несколько раз превышают статические погрешности позиционирования исполнительных механизмов. В этой связи традиционные методы снижения динамических ошибок на основе маховиков, уравновешивающих и демпфирующих устройств, динамических гасителей колебаний и других пассивных средств не всегда оказываются эффективными и приемлемыми.

Более широкими функциональными возможностями в этом плане обладают системы управления с обратными связями.

Ключевые слова: внутренняя виброактивность, система с закрепленным концом, деформационные ошибки, частотное уравнение, формы колебаний.

Введение

В современных машинах зубчатые передачи остаются основным способом передачи мощности. Это вызвано их малыми габаритами, хорошо разработанной технологией изготовления, возможностью достаточно точно обеспечить требуемое передаточное отношение. Однако известно, что зубчатые передачи являются источником внутренней виброактивности машинного агрегата. Колебания, вызываемые ими, могут приводить как к размыканию сопрягающихся профилей зубьев, так и к перекладке боковых зазоров между зубьями колес. Эти явления происходят даже при передаче постоянного момента сил сопротивления, и в этом случае зубчатая передача является источником интенсивных колебаний. Экспериментально показано [1], что нарушение контакта сопрягающихся профилей зубьев приводит к резкому увеличению уровней шума и вибраций, излучаемых машиной; динамические нагрузки, возникающие в приводе, могут при этом в несколько раз превосходить нагрузки от момента сил сопротивления, приложенных к рабочему органу машины и определенных из прочностного расчета передачи. В некоторых случаях в машинном агрегате могут возникать устойчивые субгармонические режимы, в ходе которых процесс зацепления носит ударный характер.

Можно выделить несколько причин внутренней виброактивности зубчатой передачи: кинематическая погрешность передачи, в которой наиболее существенными являются гармоники оборотных и зубцовых частот; зависимость жесткости зацепления от его фазы; наличие зоны кромочного контакта, что вызвано деформацией зубьев под нагрузкой и погрешностью основного шага колес; переменность по направлению силы трения в зацеплении [2 – 7].

Построение расчетной модели

Оценим амплитуды динамических ошибок машинного агрегата, обусловленные податливостью его звеньев. Для этого рассмотрим динамическую модель машинного агрегата, представленную на рис. 1. Здесь ротор двигателя 0 приводит во вращение зубчатые колеса 1 и 2 одноступенчатого редуктора и исполнительное звено 3. Элементы,

считающиеся упругими, отмечены на рисунке; c_{01}, c_{12}, c_{23} – их жесткости; b_{01}, b_{12}, b_{23} – коэффициенты сопротивления; J_0, J_1, J_2, J_3 – моменты инерции звеньев относительно их собственных осей вращения; M_0 и M_c – движущий момент и момент сил сопротивления. При этом не будем учитывать изгибные податливости валов и податливости опор.

Рассматриваемая система имеет четыре степени свободы; в качестве обобщенных координат можно выбрать абсолютные углы поворота ротора двигателя q_0, зубчатых колес $q_1 - q_2$ и исполнительного звена q_3. Более удобно привести эти координаты к оси ротора двигателя, введя новые обобщенные координаты:

$$\varphi_0 = q_0; \varphi_1 = q_1; \varphi_2 = i_{12} q_2; \varphi_3 = i_{12} q_3, \tag{1}$$

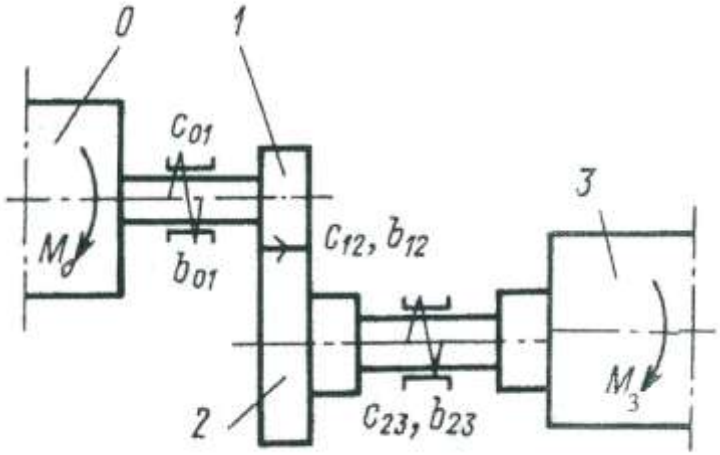


Рис. 1

где i_{12} – передаточное отношение зубчатой передачи. При этом деформации валов и деформации зубчатых передач, приведенные к ведущим колесам, определяются следующим образом:

$$\theta_{01} = \varphi_1 - \varphi_0; \theta_{12} = r_{b2} q_2 - r_{b1} q_1 = r_{b1}(\varphi_2 - \varphi_1); \theta_{23} = i_{12}^{-1}(\varphi_3 - \varphi_2), \tag{2}$$

где r_{b1}, r_{b2} – радиусы основных окружностей.

Для составления уравнений Лагранжа второго рода определим кинетическую и потенциальную энергии, а также диссипативную функцию.

Кинетическая энергия системы

$$T = \frac{1}{2}\sum_{s=0}^{3} J_s \dot{q}_s^2 = \frac{1}{2}\sum_{s=0}^{3} J_s \left(\frac{\dot{\varphi}_s}{i_{0,s}}\right)^2 = \frac{1}{2}\sum_{s=0}^{3} J_{s*} \dot{\varphi}_s^2, \tag{3}$$

где

$$J_{0*} = J_0; J_{1*} = J_1; J_{2*} = i_{12}^{-2} J_2; J_{3*} = i_{12}^{-2} J_3 \tag{4}$$

– моменты инерции звеньев передаточного механизма, приведенные к оси вращения ротора двигателя.

Потенциальная энергия

$$\Pi = \frac{1}{2}\sum_{s=1}^{3} c_{s-1,s}\theta_{s-1,s}^2 = \frac{1}{2}\sum_{s=1}^{3} c_{s*}(\varphi_s - \varphi_{s-1})^2, \qquad (5)$$

где

$$c_{1*} = c_{01}; c_{2*} = r_{b1}^2 c_{12}; c_{3*} = i_{12}^{-2} c_{23}. \qquad (6)$$

Диссипативная функция

$$\Phi = \frac{1}{2}\sum_{s=1}^{3} b_{s-1,s}\dot{\theta}_{s-1,s}^2 = \frac{1}{2}\sum_{s=1}^{3} b_{s*}(\dot{\varphi}_s - \dot{\varphi}_{s-1})^2, \qquad (7)$$

где

$$b_{1*} = b_{01}; b_{2*} = r_{b1}^2 b_{12}; b_{3*} = i_{12}^{-2} b_{23}. \qquad (8)$$

Внешними силами, действующими в механической системе, являются движущий момент M_0, приложенный к ротору двигателя, и момент сопротивления M_c, приложенный к исполнительному звену. Составим выражение для элементарной работы внешних сил на возможном перемещении системы:

$$\delta W = M_0 \delta q_0 + M_c \delta q_3. \qquad (9)$$

Отсюда найдем обобщенную силу сопротивления, соответствующую обобщенной координате φ_3: $M_3 = i_{05}^{-1} M_c$.

Составляя уравнения Лагранжа в форме

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_s}\right) - \frac{\partial T}{\partial \varphi_s} = -\frac{\partial \Pi}{\partial \varphi_s} - \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{\varphi}_s} + M_s, \qquad (10)$$

получаем ($s = 0,1,2,\ldots,3$):

$$J_s\ddot{\varphi}_s + b_s(\dot{\varphi}_s - \dot{\varphi}_{s-1}) - b_{s+1}(\dot{\varphi}_{s+1} - \dot{\varphi}_s) + c_s(\varphi_s - \varphi_{s-1}) - c_{s+1}(\varphi_{s+1} - \varphi_s) = M_s. \qquad (11)$$

Здесь для упрощения записи опущены звездочки в обозначениях приведенных параметров системы и учтено $c_0 = b_0 = c_4 = b_4 = 0$, $M_1 = M_2 = 0$.

Полученные дифференциальные уравнения (11) описывают движения в передаточном механизме, как в системе абсолютно твердых тел, соединенных последовательно между собой безынерционными упруго-диссипативными элементами. Если при этом учесть, что каждое из твердых тел обладает одной степенью свободы, то такая одномерная модель называется цепной системой. На рис. 2 показана четырехмассная колебательная система, соответствующая системе дифференциальных уравнений (11).

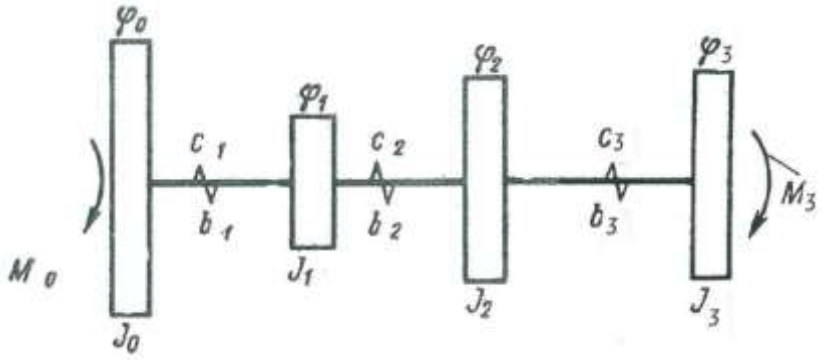


Рис. 2

Если к этим уравнениям добавить уравнение характеристики двигателя, то получится система уравнений для определения $\varphi_0 - \varphi_3$ и движущего момента M_0.

Приведем еще одну форму записи уравнений движения механической системы, полезную, когда закон движения ротора двигателя известен. В этом случае оказывается удобным из уравнений движения (11) выделить уравнение, соответствующее $s = 0$:

$$J_0\ddot{\varphi}_0 - b_1(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_0) - c_1(\varphi_1 - \varphi_0) = M_0$$

и перейти к деформационным координатам, характеризующим смещение масс относительно ротора двигателя,

$$\theta_s = \varphi_s - \varphi_0(t). \qquad (12)$$

Тогда уравнения движения системы запишутся в виде

$$\left.\begin{aligned} J_s\ddot{\theta}_s + b_s(\dot{\theta}_s - \dot{\theta}_{s-1}) - b_{s+1}(\dot{\theta}_{s+1} - \dot{\theta}_s) + c_s(\theta_s - \theta_{s-1}) - \\ - c_{s+1}(\theta_{s+1} - \theta_s) = M_s - J_s\ddot{\varphi}_0(t),\ s = 1,2,3, \\ J_0\ddot{\varphi}_0 - b_1\dot{\theta}_1 - c_1\theta_1 = M_0. \end{aligned}\right\} \qquad (13)$$

Здесь учтено $\theta_0 = \dot{\theta}_0 = 0,\ c_4 = b_4 = 0,\ \ M_1 = M_2 = 0.$

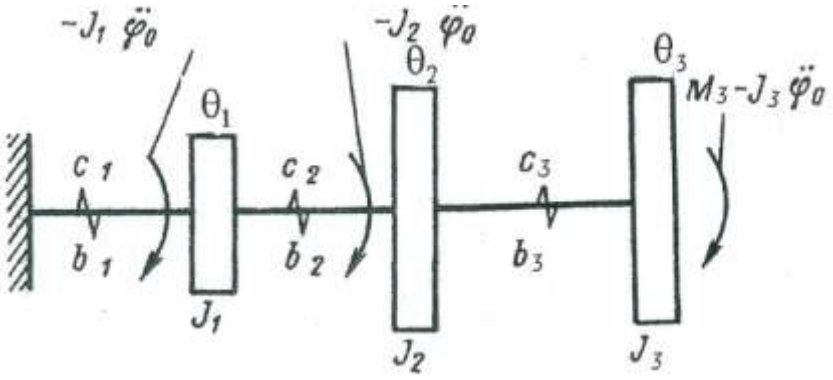


Рис. 3

На рис. 3 показана цепная колебательная система, для которой уравнения вынужденных колебаний, вызванных приложенными активными и переносными силами инерции $-J_s\ddot{\varphi}_0(t)$, совпадают с

уравнениями (13). В дальнейшем система, показанная на рис. 2, будет называться свободной, а система, показанная на рис. 3, – системой с закрепленным левым концом $[8-16]$.

Определение динамических ошибок в установившемся режиме

Перепишем уравнения движения (13) в матричном виде:

$$\begin{gathered} J\ddot{\theta} + B\dot{\theta} + C\theta = M - J\ddot{\varphi}_0 \cdot 1, \\ J_0\ddot{\varphi}_0 - b_1\dot{\theta}_1 - c_1\theta_1 = M_0, \end{gathered} \tag{14}$$

где $\theta = (\theta_1, \theta_2, \theta_3)^T$ – трехмерная столбцовая матрица, матрица обобщенных сил $M = (0, 0, M_3)^T$, $1 = (1,...,1)^T$ – единичный столбец, трехмерные симметричные матрицы инерционных, диссипативных и упругих параметров системы:

$$J = \begin{pmatrix} J_1 & 0 & 0 \\ 0 & J_2 & 0 \\ 0 & 0 & J_3 \end{pmatrix}; B = \begin{pmatrix} b_1 + b_2 & -b_2 & 0 \\ -b_2 & b_2 + b_3 & -b_3 \\ 0 & -b_3 & b_3 \end{pmatrix}; C = \begin{pmatrix} c_1 + c_2 & -c_2 & 0 \\ -c_2 & c_2 + c_3 & -c_3 \\ 0 & -c_3 & c_3 \end{pmatrix}.$$

Перейдем от обобщенных координат механической системы к главным координатам с помощью линейного преобразования:

$$\theta = \sum_{m=1}^{3} h_m z_m. \tag{15}$$

Поскольку столбцы h_m, являющиеся собственными формами, линейно независимы, то соотношение (15) устанавливает между обобщенными координатами θ_m и главными координатами z_m взаимно однозначное соответствие.

Подставив (15) в первое матричное уравнение системы (14), получим

$$J\sum_{m=1}^{3} h_m \ddot{z}_m + B\sum_{m=1}^{3} h_m \dot{z}_m + C\sum_{m=1}^{3} h_m z_m = M - J\ddot{\varphi}_0 \cdot 1 \ .$$

Умножим это уравнение последовательно на собственные формы h_s:

$$\sum_{m=1}^{3} (Jh_m)^T h_s \ddot{z}_m + \sum_{m=1}^{3} (Bh_m)^T h_s \dot{z}_m + \sum_{m=1}^{3} (Ch_m)^T h_s z_m = M^T h_s - (J \cdot 1) h_s \ddot{\varphi}_0 . \tag{16}$$

В силу ортогональности собственных форм

$$(Jh_m)^T h_s = 0; \quad (Ch_m)^T h_s = 0 \qquad \text{при} \quad s \neq m,$$

приведем уравнение (16) к следующему виду:

$$\alpha_m \ddot{z}_m + \sum_{m=1}^{3} \beta_{ms} \dot{z}_s + \gamma_m z_m = Z_m - g_m \ddot{\varphi}_0 \quad (m = 1,2,3), \tag{17}$$

где $Z_m = M^T h_m, \quad g_m = (J \cdot 1)^T h_m = \sum_{r=1}^{3} J_r h_{mr}, \quad \beta_{ms} = (Bh_m)^T h_s.$

Коэффициент $\alpha_m = (Jh_m)^T h_m$ называется модальным коэффициентом инерции (от английского *mode* – форма колебаний), а скаляр $\gamma_m = (Ch_m)^T h_m$ называется модальной жесткостью – жесткостью, приведенной к m-й форме колебаний.

Полное разделение переменных в уравнении (17) происходит, если коэффициенты сопротивления равны нулю или пропорциональны соответствующим жесткостям ($b_m = \lambda c_m$), или массам. Тогда уравнения (17) принимают вид

$$\alpha_m \ddot{z}_m + \beta_m \dot{z}_m + \gamma_m z_m = Z_m - g_m \ddot{\varphi}_0 \quad (m = 1,2,3). \qquad (18)$$

Перепишем уравнения (18) в операторном виде ($d()/dt \to p()$):

$$(\alpha_m p^2 + \beta_m p + \gamma_m) z_m = Z_m - g_m \ddot{\varphi}_0 \quad (m = 1,2,3). \qquad (19)$$

Отсюда найдем

$$z_m = (\alpha_m p^2 + \beta_m p + \gamma_m)^{-1} Z_m - (\alpha_m p^2 + \beta_m p + \gamma_m)^{-1} g_m \ddot{\varphi}_0. \qquad (20)$$

Перейдем теперь от главных координат к исходным координатам. Получим для $s = 1,2,3$:

$$\theta_s = \sum_{m=1}^{3} h_{ms} z_m = \sum_{m=1}^{3} h_{ms} (\alpha_m p^2 + \beta_m p + \gamma_m)^{-1} Z_m -$$

$$- \sum_{m=1}^{3} h_{ms} (\alpha_m p^2 + \beta_m p + \gamma_m)^{-1} g_m \ddot{\varphi}_0 = \sum_{r=1}^{3} e_{sr}(p) M_r - \sigma_s(p) \ddot{\varphi}_0, \qquad (21)$$

где оператор динамической податливости, связывающий внешний момент с деформационной ошибкой:

$$e_{sr}(p) = \sum_{m=1}^{3} \frac{h_{ms} h_{mr}}{\alpha_m p^2 + \beta_m p + \gamma_m}, \qquad (22)$$

передаточная функция, связывающая кинематическое воздействие с деформационной ошибкой:

$$\sigma_s(p) = \sum_{m=1}^{3} \frac{h_{ms} g_m}{\alpha_m p^2 + \beta_m p + \gamma_m}. \qquad (23)$$

Предположим, что ротор двигателя машины вращается равномерно ($\dot{\varphi}_0 = \text{const}$), а к последней массе цепной системы приложен момент сил сопротивления $M_3 = -M_{30} + M_{31} \sin \nu t$. При этом будем считать, что коэффициент позиционного сопротивления $b_s = \psi c_s / 2\pi\nu$ ($\psi = 0{,}2 - 0{,}6$ – коэффициент поглощения).

Тогда в соответствии с (21)–(22) деформационная ошибка в системе с закрепленным концом при $\dot{\varphi}_0 = \text{const}$ может быть представлена в виде ($s = 1,2,3$):

$$\theta_s = \Delta_s + \tilde{\theta}_s = -M_{30} |e_{s3}(j0)| + M_{31} |e_{s3}(j\nu)| \sin[\nu t + \arg e_{s3}(j\nu)] =$$

$$= -M_{30}\sum_{m=1}^{3}\frac{h_{ms}h_{m3}}{\gamma_m} + M_{31}\sum_{m=1}^{3}\frac{h_{ms}h_{m3}}{\gamma_m\sqrt{\left[1-\left(\frac{\nu}{k_m}\right)^2\right]^2+\left(\frac{\psi}{2\pi}\right)^2}}\sin(\nu t+\xi_m). \qquad (24)$$

Здесь учтено $\mathrm{tg}\xi_m = \dfrac{\psi/2\pi}{(\nu/k_m)^2-1}$, $\gamma_m = k_m^2\alpha_m$.

При определении деформационных ошибок необходимо учесть следующие обстоятельства. При $\nu = 0$ деформационная ошибка определяется первой суммой в (24), представляющей собой статическую ошибку

$$\Delta_s = -M_{30}\sum_{m=1}^{3}h_{ms}h_{m3}/\gamma_m.$$

Если $\nu < k_1$, то во второй сумме (24) наиболее существенным оказывается первое слагаемое. Иными словами, при низкочастотном воздействии необходимо учитывать динамическую ошибку по первой форме колебаний.

При $\nu = k_\ell$, т.е при совпадении частоты возмущения с одной из собственных частот системы, в знаменателе динамической ошибки появляется малый множитель $\psi/2\pi =$ 0,03–0,1. В данном случае гармоническое воздействие способно возбудить колебания большой амплитуды, т.е. резонансные колебания. Эти колебания наиболее резко проявляются в системе с идеальным двигателем. Из (24) следует, что большим по модулю оказывается только ℓ-е слагаемое; остальными слагаемыми можно пренебречь. Тогда динамическая ошибка

$$\tilde{\theta}_s^{\text{рез}} \approx h_{\ell s}\frac{2\pi h_{\ell 3}M_{31}}{\gamma_\ell\psi}\cos k_\ell t \qquad (s=1,2,3). \qquad (25)$$

Определим отклонения законов движения $\varphi_s(t)$ от программных, т.е. найдем динамические ошибки в машинном агрегате, показанном на рис. 1, при следующих приведенных параметрах системы (см. рис. 3): $c_1 = 8\cdot10^5\ Н\cdot м$; $c_2 = 1.44\cdot10^6\ Н\cdot м$; $c_3 = 1.2\cdot10^6\ Н\cdot м$; $J_0 = 0.6\ кг\cdot м^2$; $J_1 = 2.9\cdot10^{-3}\ кг\cdot м^2$; $J_2 = 1.5\cdot10^{-2}\ кг\cdot м^2$; $J_3 = 2.7\ кг\cdot м^2$; $M_{30} = 10\,Н\cdot м$; $M_{31} = 50\,Н\cdot м$;

Составим частотное уравнение системы

$$\begin{vmatrix} c_1+c_2-J_1k^2 & -c_2 & 0 \\ -c_2 & c_2+c_3-J_2k^2 & -c_3 \\ 0 & -c_3 & c_3-J_3k^2 \end{vmatrix} =$$

$= 0.00011745k^6 - 111443k^4 + 1.041333 \cdot 10^{13} k^2 - 1.3834 \cdot 10^{18} = 0,$

отсюда найдем собственные частоты: $k_1 = 364\, c^{-1}$; $k_2 = 10243\, c^{-1}$; $k_3 = 29048\, c^{-1}$ и собственные формы колебаний:

$h_1 = (1,1,1)^T$; $h_2 = (1.5553,\ 1.3442,\ -0.1437)^T$;

$h_3 = (2.219,\ -0.0057,\ 0.00007)^T$.

Модальные жесткости:

$$\gamma_1 = (Ch_1)^T h_1 = 8 \cdot 10^5\ H \cdot м;\ \gamma_2 = (Ch_2)^T h_2 = 4.656289 \cdot 10^6\ H \cdot м;$$

$$\gamma_3 = (Ch_3)^T h_3 = 1.106678 \cdot 10^6\ H \cdot м.$$

Статические ошибки в главных координатах $z_{m0} = -M_{30} h_{m3} / \gamma_m$, а именно, $z_{10} = -0.27 \cdot 10^{-4}$, $z_{20} = 0.12 \cdot 10^{-7}$, $z_{30} = -0.68 \cdot 10^{-10}$. Динамические ошибки в главных координатах ($m = 1,2,3$):

$$\tilde{z}_1 = \frac{M_{31} h_{13}}{\gamma_1 \sqrt{\left[1 - \left(\frac{\nu}{k_1}\right)^2\right]^2 + \left(\frac{\psi}{2\pi}\right)^2}} \sin(\nu t + \xi_1) = 0.137 \cdot 10^{-2} \sin(350t - 0.681),$$

$$\tilde{z}_2 = \frac{M_{31} h_{23}}{\gamma_2 \sqrt{\left[1 - \left(\frac{\nu}{k_2}\right)^2\right]^2 + \left(\frac{\psi}{2\pi}\right)^2}} \sin(\nu t + \xi_2) = 0.613 \cdot 10^{-7} \sin(350t - 0.063),$$

$$\tilde{z}_3 = \frac{M_{31} h_{33}}{\gamma_3 \sqrt{\left[1 - \left(\frac{\nu}{k_3}\right)^2\right]^2 + \left(\frac{\psi}{2\pi}\right)^2}} \sin(\nu t + \xi_3) = 0.342 \cdot 10^{-10} \sin(350t - 0.063).$$

Тогда статические и динамические ошибки

$$\theta_{10} = h_{11} z_{10} + h_{21} z_{20} + h_{31} z_{30}, \qquad \tilde{\theta}_1 = h_{11} \tilde{z}_1 + h_{21} \tilde{z}_2 + h_{31} \tilde{z}_3,$$

$$\theta_{20} = h_{12} z_{10} + h_{22} z_{20} + h_{32} z_{30}, \qquad \tilde{\theta}_2 = h_{12} \tilde{z}_1 + h_{22} \tilde{z}_2 + h_{32} \tilde{z}_3,$$

$$\theta_{30} = h_{13} z_{10} + h_{23} z_{20} + h_{33} z_{30}. \qquad \tilde{\theta}_3 = h_{13} \tilde{z}_1 + h_{23} \tilde{z}_2 + h_{33} \tilde{z}_3.$$

Крутящий момент в зубчатой передаче (рис. 4)

$$M_{12} = c_2(\theta_{20} - \theta_{10}) + c_2(\tilde{\theta}_2 - \tilde{\theta}_1)$$

меняет свой знак при равномерном вращении ротора двигателя. При этом в зубчатой передаче произойдет перекладка боковых зазоров, приводящая к размыканию сопрягающих профилей.

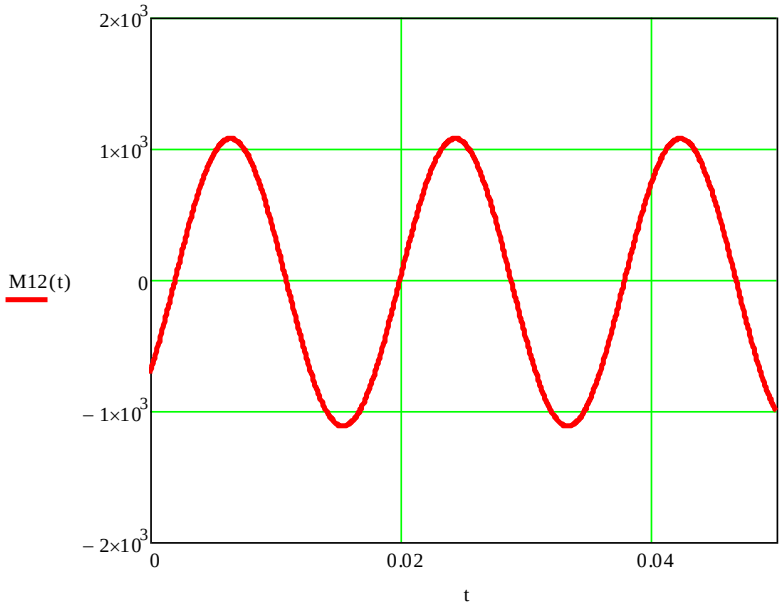


Рис. 4

Определение динамических ошибок в переходном режиме

Определение деформационных ошибок при переходных процессах имеет большее значение для динамического анализа машин с программным управлением (для станков, роботов-манипуляторов, многоподвижных платформ и т.п.), в которых переходные процессы занимают значительную часть рабочего времени.

Для некоторого упрощения задачи предположим, что в переходных процессах внешние моменты равны нулю. Дополнительный учет этих моментов не вызывает затруднений, так как система уравнений движения является линейной.

Из (21) при $M_r = 0\,(r = 1,2,3)$ получаем ($s = 1,2,3$):

$$\theta_s = -\sigma_s(p)\ddot{\varphi}_0 = -\sum_{m=1}^{n} \frac{g_m h_{ms}}{\alpha_m p^2 + \beta_m p + \gamma_m}\ddot{\varphi}_0 = -\sum_{m=1}^{n} \frac{\rho_s^{(m)}}{\tau_m^2 p^2 + 2\zeta_m \tau_m p + 1}\ddot{\varphi}_0, \quad (26)$$

где

$$g_m = (J \cdot 1)^T h_m = \sum_{r=1}^{3} J_r h_{mr}; \quad \rho_s^{(m)} = g_m h_{ms} / \gamma_m .$$

Для нахождения динамической ошибки воспользуемся интегралом Дюамеля:

$$\theta_s(t) = -\sum_{m=1}^{n} \frac{\rho_s^{(m)} k_m}{\sqrt{1-\zeta_m^2}} \int_0^t e^{-\zeta_m k_m (t-\xi)} \sin[(\sqrt{1-\zeta_m^2}\, k_m (t-\xi)]\varepsilon(\xi) d\xi \quad (s = 1,2,3). \quad \textbf{(27)}$$

Очевидно, что $\theta_s(t)$ представляют собой затухающие свободные и сопровождающие колебания, возникающие в системе после окончания действия возмущений, вызванных программным ускоренным движением.

Эти колебания, продолжающиеся после окончания процесса позиционирования, являются крайне нежелательными, поскольку приводят к колебаниям рабочих органов машины, препятствующим нормальному протеканию рабочих процессов.

В сумме (27) наиболее существенным оказывается первое слагаемое. Объясняется это двумя причинами. Во-первых, коэффициенты $\rho_s^{(m)}$ быстро убывают с ростом m. Во-вторых, продолжительность переходного процесса обычно в несколько раз превосходит наибольший из периодов свободных колебаний системы, т.е. T_1. По изложенным соображениям в выражении (27) наиболее существенным оказывается первое слагаемое $(m=1)$, соответствующее затухающим колебаниям по первой форме колебаний:

$$\theta_s(t) \approx -\frac{\rho_s^{(1)} k_1}{\sqrt{1-\zeta_1^2}} \int_0^t e^{-\zeta_1 k_1 (t-\xi)} \sin[(\sqrt{1-\zeta_1^2}\, k_1 (t-\xi)]\varepsilon(\xi) d\xi \quad (s=1,2,..3). \quad (28)$$

Пользуясь интегралом Дюамеля, определим динамическую ошибку зубчатой шестерни $\theta_2(t)$ в трехмассной системе с заделкой (см. рис. 3) при равноускоренном разбеге и торможении:

$$\varepsilon(t) = \varepsilon_0 \eta(t) - 2\varepsilon_0 \eta(t-t_{\text{р}}) + \varepsilon_0 \eta(t-t_{\text{т}}),$$

где $\varepsilon_0 = 10\, c^{-2}$ – амплитуда ускорения, $\eta(t)$ – единичная функция, $t_{\text{р}} = 3c$ – время разбега, $t_{\text{т}} = 2t_{\text{р}}$ – время торможения в рассматриваемой системе.

$h_{22} = -1$. В рассматриваемой системе

$g_1 = J_1 h_{11} + J_2 h_{12} + J_3 h_{13} = 6.017\ кг \cdot м^2;$

$g_2 = J_1 h_{21} + J_2 h_{22} + J_3 h_{23} = 0.0076\ кг \cdot м^2;$

$g_3 = J_1 h_{31} + J_2 h_{32} + J_3 h_{33} = 0.948 \cdot 10^{-6}\ кг \cdot м^2;\ \rho_2^{(1)} = \dfrac{g_1 h_{12}}{\gamma_1} = 0.169 \cdot 10^{-4}\ c^2;$

$\rho_2^{(2)} = \dfrac{g_1 h_{22}}{\gamma_2} = 0.229 \cdot 10^{-8}\ c^2;\ \rho_3^{(2)} = \dfrac{g_3 h_{32}}{\gamma_3} = -0.126 \cdot 10^{-10}\ c^2,\ n_1 = 1.$

Динамическая ошибка в переходном процессе

$$\theta_2(t) \approx -\rho_1^{(2)} k_1 I_1(t),$$

где

$$I_1(t) = \begin{cases} \varepsilon_0 k_1^{-1}(e^{-n_1 t}\cos k_1 t - 1) & \text{при} \quad 0 \le t \le t_{\text{р}}, \\ \varepsilon_0 k_1^{-1}\left[1 + e^{-n_1 t}\cos k_1 t - 2e^{-n_1 (t-t_{\text{р}})}\cos k_1 (t-t_{\text{р}})\right] & \text{при} \quad t_{\text{р}} \le t \le t_{\text{т}}, \\ \varepsilon_0 k_1^{-1}\left[e^{-n_1 t}\cos k_1 t - 2e^{-n_1 (t-t_{\text{р}})}\cos k_1 (t-t_{\text{р}}) + e^{-n_1 (t-t_{\text{т}})}\cos k_1 (t-t_{\text{т}})\right] & \text{при} \quad t \ge t_{\text{т}}. \end{cases}$$

Вычисления по формуле (28) показывают, что амплитуды динамических ошибок при заданной конечной угловой скорости (в случае разбега и торможения) или при заданном угле поворота (в случае позиционирования) оказываются обратно пропорциональными времени переходного процесса и квадрату первой собственной частоты. Поэтому уменьшение ошибок при переходных процессах может быть достигнуто либо уменьшением масс, либо увеличением жесткости передаточного механизма и времени переходного процесса. График зависимости $\theta_2(t)$ показан на рис. 5.

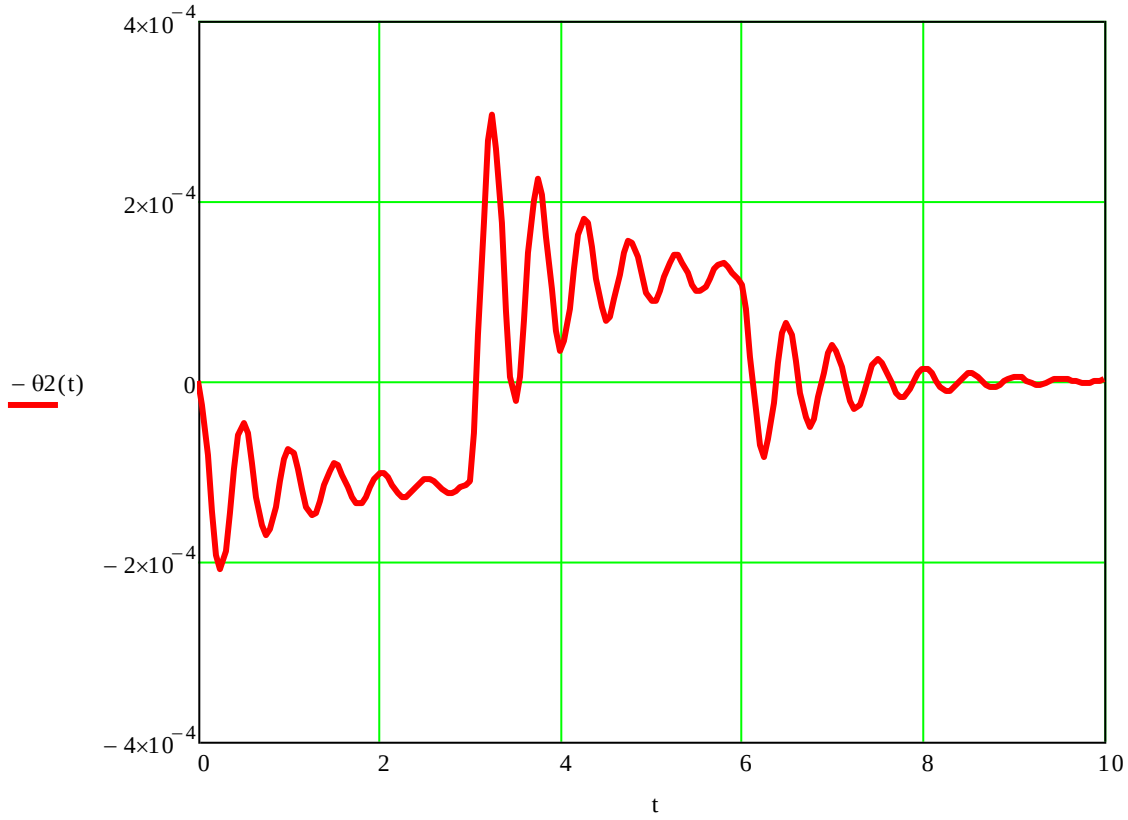


Рис. 5

В реальных машинах возможности этих способов оказываются ограниченными. Увеличение жесткости передаточных механизмов обычно сопровождается увеличением движущих масс, и поэтому не приводит к значительному увеличению первой собственной частоты. Существенный рост времени переходного процесса приводит к снижению производительности машины, что является нежелательным. Поэтому уменьшение динамических ошибок в современных машинах является сложной технической задачей.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

[1] Коловский М.З. (1989) Динамика машин-Л.: Машиностроение, 263 с.

[2] Вульфсон И. И. Динамика цикловых машин.– СПб.: Политехника. 2013. – 425 с.

[3] I.Vulfson. Dynamics of cyclic machines. Series: Foundations of Engineering Mechanics. Springer Verlag, 2015, 390 p.

[4] Вейц В.Л. Динамика машинных агрегатов. Л.: Машиностроение, 1969. 370 с .

[5] Механика машин / И.И.Вульфсон, М.З. Коловский, Ю.А.Семенов, А.В.Слоущ и др.под ред. Г.А.Смирнова / М.: Высшая школа, 1996.511 с.

[6] Семенов Ю.А. Механика. Теория механических колебаний:. СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2008. 412 с.

[7] 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.

[8] Uicker J.J., Pennock G.R., Shigley J.E. Theory of Machines and Mechanisms. Oxford University Press, 2010. 832 p.

[9] Dresig, H., Holzweißig, F.: Dynamics of Machinery. Springer- Verlag, Berlin-Heidelberg, 2010, 554 p.

[10] Семенов Ю.А. Динамика машин.Часть 1.СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2010. 318 с.

[11] Семенов Ю.А. Динамика машин.Часть 2.СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2012. 252 с.

[12] Евграфов А.Н., Коловский М.З., Петров Г.Н.Теория механизмов и машин: Учебник. СПб.: Изд-во СПбГПУ, 2015. - 248 с.

[13] Beitelschmitd M., Dresig H. Machinendynamic. – Aufgaben und Beispiele. – Berlin, Heidelberg: Springer, 2015. – 407 S.

[14] Harris, C. M., Crede, C. E.: Shock and Vibration Handbook, 6. Edition – New York: McGraw-Hill Book Company, 2010.

[15] Семенов Ю.А., Семенова Н.С. Теория механизмов и машин в примерах и задачах. Часть 1 : учеб. пособие. СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2015. – 284 с.

[16] Dresig, H.: Schwingungen mechanischer Antriebssysteme. – 2. Aufl. – Berlin; Heidelberg: Springer-Verlag, 2005.

Yu.A.Semenov, N.S.Semenova

DETERMINATION OF DYNAMIC ERRORS MACHINES WITH ELASTIC LINKS

Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, Russia

Abstract

The actual task of creating machines is the problem of reducing dynamic errors caused by elastic oscillations of the actuators in steady state and transient operating modes. This problem is especially important when creating new high-performance machines and, above all, industrial robots, positioning platforms, etc. The openness of the kinematic structure of the actuators of robots leads to a significant reduction in the rigidity of the structure and large dynamic loads causing intense oscillatory movements of the working bodies in unsteady modes. At the same time, dynamic errors caused by free oscillations are several times higher than static errors of actuators positioning. In this regard, traditional methods of reducing dynamic errors based on flywheels, balancing and damping devices, dynamic oscillation dampers and other passive means are not always effective and acceptable. More extensive functionality in this regard has control systems with feedback.

Keywords: internal vibroactivity, fixed end system, deformation errors, frequency equation, vibration modes.

References

[1] Kolovsky M.Z. (1989) The Dynamics of Machines-L.: Mechanical Engineering, 263 p.
[2] I. Wulfson. Dynamics of cyclic machines. - SPb .: Polytechnic. 2013. - 425 s.
[3] I.Wulfson. Dynamics of cyclic machines. Series: Foundations of Engineering Mechanics. Springer Verlag, 2015, 390 p.
[4] Weitz V.L. Dynamics of machine units. L .: Mechanical Engineering, 1969. 370 p.
[5] Machine mechanics / I.I. Wolfson, M.Z. Kolovsky, Yu.A.Semenov, A.V. Slouch and others. GASmirnova / M .: Higher School, 1996.511 p.
[6] Semenov Yu.A. Mechanics. The theory of mechanical vibrations :. SPb .: Publishing house Polytechnic. University, 2008. 412 p.
[7] 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.

[8] Wicker J.J., Pennock G.R., Shigley J.E. Theory of Machines and Mechanisms. Oxford University Press, 2010. 832 p.
[9] Dresig, H., Holzweißig, F .: Dynamics of Machinery. Springer- Verlag, Berlin-Heidelberg, 2010, 554 r.
[10] Semenov Yu.A. Dynamics of machines. Part 1.SPb .: Publishing house Polytechnic. University, 2010. 318 p.
[11] Semenov Yu.A. Dynamics of machines. Part 2.SPb.: Publishing House Polytechnic. University, 2012. 252 p.
[12] Evgrafov, A.N., Kolovsky, M.Z., Petrov, GN.Theory of Mechanisms and Machines: A Textbook. SPb .: Publishing house of SPbSPU, 2015. - 248 p.
[13] Beitelschmitd M., Dresig H. Machinendynamic. - Aufgaben und Beispiele. - Berlin, Heidelberg: Springer, 2015. - 407 S.
[14] Harris, C.M., Crede, C.E .: Shock and Vibration Handbook, 6. Edition — New York: McGraw-Hill Book Company, 2010.
[15] Semenov Yu.A., Semenova N.S. Theory of mechanisms and machines in examples and problems. Part 1: studies. allowance. SPb .: Publishing house Polytechnic. University, 2015. - 284 p.
[16] Dresig, H .: Schwingungen mechanischer Antriebssysteme. - 2. Aufl. - Berlin; Heidelberg: Springer-Verlag, 2005.

ISSN 2223–0807
Современное машиностроение: Наука и образование :
материалы 8–й Международной научно–практической конференции / Под ред. А.Н.Евграфова и А.А. Поповича.– СПб.: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2019.

DOI DOI 10.1872/MMF-2019-22
УДК 621.833.6

Л.П. Сенчурин

КИНЕМАТИКА ПЛАНЕТАРНОЙ ПЕРЕДАЧИ С ЗУБЧАТЫМИ КОЛЕСАМИ, ОСИ КОТОРЫХ МЕНЯЮТ ВЗАИМНОЕ ПОЛОЖЕНИЕ В ПРОЦЕССЕ РАБОТЫ

Леонид Порфирьевич Сенчурин,
Санкт–Петербургский государственный морской технический университет
Россия, Санкт–Петербург
Тел.: (812)753-56-90, E–mail: senchurin@live.ru

Аннотация

В статье рассматривается кинематика планетарной передачи *2K–V* по классификации В.Н. Кудрявцева. Особенностью передачи является изменение взаимного расположения осей зубчатых колес в процессе работы. Аналитическими методами: методом обращенного движения и с помощью анализа сложного движения механизма, – получена формула передаточного отношения передачи *2K–V*.

Ключевые слова: планетарная передача, обращенный механизм, циклоидальный сателлит, корончатое колесо, механизм параллельных кривошипов.

Кинематическая схема *2K–V* является одной из трёх схем (*K-H-V, 2KH, 2K–V*) [1, 2], широко применяемых в планетарно-цевочных передачах [3-9]. В этой группе планетарных механизмов передача типа *2K–V* обладает рядом преимуществ по рабочим характеристикам [5, 6] и находит все более широкое применение в приводах промышленных роботов, станков, следящих систем [5, 6, 9-11].

Схема передачи *2K-V* (рис. 1) в отличие от остальных содержит две планетарных ступени: эвольвентную *ag* и цевочную *bf*. Солнечная шестерня *a*, установленная на входном валу, зацепляется с сателлитами *g* первой (быстроходной) ступени; сателлиты установлены на валах с эксцентриковыми кривошипами *e*; вращение кривошипов заставляет

циклоидальный сателлит *f* второй (тихоходной) ступени обкатываться по корончатому цевочному колесу *b* и приводит во вращение водило *h* с выходным валом *v*.

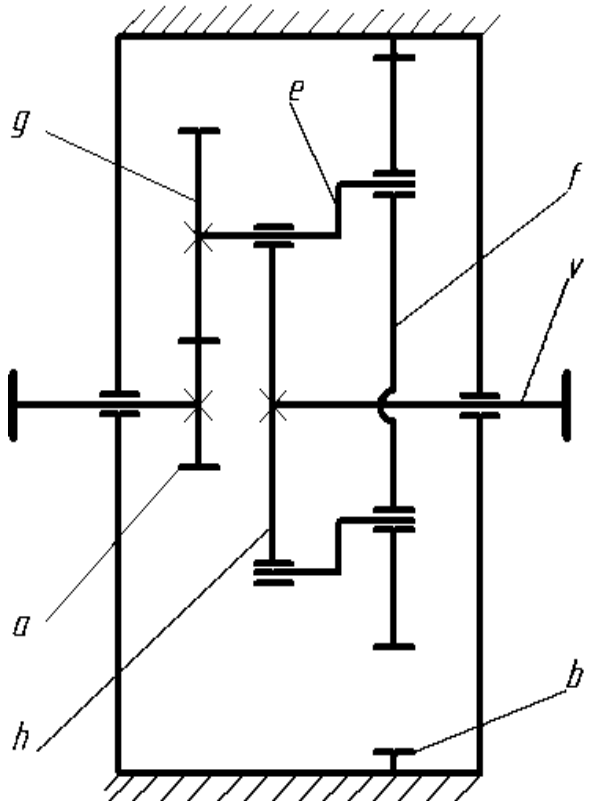


Рис. 1. Кинематическая схема передачи 2K-V

Таким образом, передача *2K-V* по виду относится к комбинированным (зубчато-рычажным) механизмам [12]: зубчатый механизм с наличием механизма параллельных кривошипов радиуса *e* (см. рис. 1). Эта особенность приводит к изменению взаимного расположения осей зубчатых колес в процессе их движения [1] и отличает эту схему от *K-H-V* и *2KH*.

В ряде работ [1, 3, 5-8] приведен кинематический анализ планетарно-цевочных механизмов, но формула передаточного отношения передачи *2K-V* в одном из источников отличается от остальных.

В связи с этим исследуем кинематику данной передачи и найдем передаточное отношение в случае ведущего колеса *a*, ведомого водила *h* при неподвижном корончатом колесе *b*.

Используем метод обращения движения [13].

Кинематическая схема обращённого механизма, полученного из передачи *2K–V* при неподвижном водиле *h*, дана на рис. 2. Звенья механизма имеют скорости:

$$\omega_a^h = \omega_a^b - \omega_h^b \ , \ \omega_g^h = \omega_g^b - \omega_h^b \ , \ \omega_b^h = \omega_b^b - \omega_h^b = -\omega_h^b \ .$$

Тогда передаточное отношения обращённого механизма

$$i_{ab}^h = \frac{\omega_a^h}{\omega_b^h} = 1 - i_{ah}^b \ ,$$

и передаточное отношение от колеса *a* к водилу *h* при неподвижном корончатом колесе *b*

$$i_{ah}^b = \frac{\omega_a^b}{\omega_h^b} = 1 - i_{ab}^h \ . \qquad (1)$$

Исследуем схему обращенного механизма. Кривошипы *e* вращаются с угловой скоростью ω_g^h сателлитов *g* (см. рис. 1). Точки *A*, C_f и *B* механизма параллельных кривошипов при переходе сателлита из положения *f* в положение *f* ' совершают вращательное движение по дугам окружностей *AA'*, C_fC_f' и *BB'*. Точка полюса зацепления *P* при совместном движении колёс *f* и *b* переходит в положение *P'*. При этом положение линий *AB* и *A'B'* сателлита *f* в двух его положениях *f* и *f* ' остаётся взаимно параллельным (см. рис. 2). Следовательно, угловое перемещение сателлита отсутствует (т.е. ω_f^h = 0) и он совершает плоское поступательное движение.

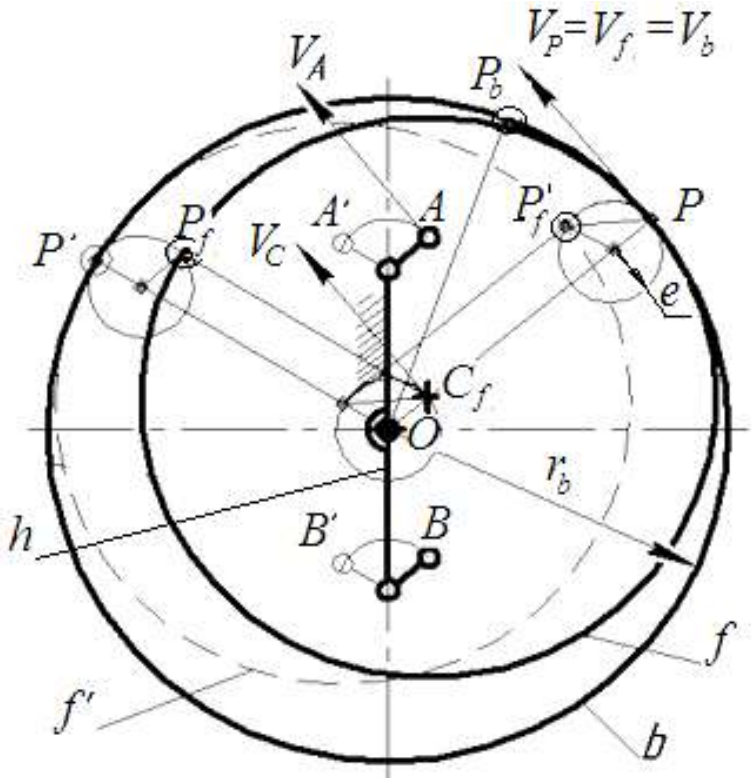


Рис. 2. Обращённый механизм

Точка полюса *P*, принадлежащая одновременно сателлиту *f* и корончатому колесу *b*, имеет линейную скорость V_P, которая при поступательном движении сателлита, равна скоростям точек *A*, *B* кривошипов и центра C_f сателлита (см. рис. 2).

Точка *P*, принадлежащая сателлиту *f*, перемещается по дуге окружности радиуса *e* из положения *P* в положение P_f'. При этом она проходит угловой путь, равный углу поворота кривошипа при переходе его из положения *A* в положение *A′*, который соответствует углу поворота φ_g^h сателлита *g*.

Точка *P* корончатого колеса *b* в этом случае перемещается из *P* в положение P_b, и колесо *b* совершает поворот вокруг своего центра *O* на угол φ_b^h (угол POP_b на рис. 2). При повороте кривошипов на угол φ_g^h, соответствующий углу поворота сателлита *g* (переход полюса из *P* в *P′*), колесо *b* поворачивается в том же направлении на гораздо меньший угол φ_b^h. Колесо *b* вращается вокруг своего центра *O* с угловой скоростью

$$\omega_b^h = \frac{V_P}{r_b}.$$

Скорость точки *P* определяется скоростью точки P_f сателлита *f*, которая равна V_C. Тогда

$$V_P = \omega_g^h \cdot e.$$

Дуговой путь PP_b, пройденный точкой *P* колеса *b*, равен дуговому пути PP_f', пройденному точкой *P* сателлита *f*, а именно:

$$PP_f' = \omega_g^h \cdot t \cdot e,$$

$$PP_b = \omega_b^h \cdot t \cdot r_b = \frac{V_P}{r_b} \cdot t \cdot r_b = \frac{\omega_g^h \cdot e}{r_b} \cdot t \cdot r_b = \omega_g^h \cdot e \cdot t.$$

Тогда угол поворота POP_b колеса *b* (см. рис. 2)

$$\varphi_b^h = \varphi_g^h \cdot \frac{e}{r_b}.$$

Передаточное отношение от кривошипа *e* к корончатому колесу *b* в обращённом механизме

$$i_{eb}^h = i_{gb}^h = \frac{\varphi_g^h}{\varphi_b^h} = \frac{r_b}{e} = \frac{r_b}{r_b - r_f} = \frac{z_b}{z_b - z_f} \quad .$$

Передача двухступенчатая, следовательно $i_{ab}^h = i_{ag}^h \cdot i_{eb}^h$.

После подстановки получаем формулу передаточного отношения обращённого механизма:

$$i_{ab}^{h} = \frac{\omega_a^h}{\omega_g^h} \cdot \frac{\omega_e^h}{\omega_b^h} = -\frac{z_g}{z_a} \cdot \frac{z_b}{z_b - z_f} \quad . \tag{2}$$

С другой стороны звенья *h*, *e*, *f* являются механизмом параллельных кривошипов. Для него имеем:

$$\omega_e^f = \omega_e^b - \omega_f^b, \quad \omega_e^h = \omega_e^b - \omega_h^b.$$

При остановленном водиле *h* сателлит *f* не вращается и $\omega_e^f = \omega_e^h$, поэтому $\omega_f^b = \omega_h^b$.

Следовательно, в механизме 2*K*-*V* при неподвижном корончатом колесе *b* скорости вращения водила *h* и циклоидального сателлита *f* одинаковы и равны скорости выходного вала *v* механизма.

При остановленном водиле *h*, когда угловая скорость сателлита *f* механизма параллельных кривошипов так же равна нулю, скорости звеньев *e* и *b* имеют вид:

$$\omega_e^f = \omega_e^b - \omega_f^b, \qquad \omega_b^f = \omega_b^b - \omega_f^b = -\omega_f^b.$$

Сравним передаточные отношения i_{eb}^h и i_{eb}^f с учётом $\omega_f^b = \omega_h^b$:

$$\begin{gathered} i_{eb}^h = \frac{\omega_e^h}{\omega_b^h} = \frac{\omega_g^h}{\omega_b^h} = \frac{\omega_g^b - \omega_h^b}{-\omega_h^b} = 1 - \frac{\omega_g^b}{\omega_h^b}, \\ i_{eb}^f = \frac{\omega_e^f}{\omega_b^f} = \frac{\omega_e^b - \omega_f^b}{-\omega_f^b} = 1 - \frac{\omega_e^b}{\omega_f^b} = 1 - \frac{\omega_e^b}{\omega_h^b} = 1 - \frac{\omega_g^b}{\omega_h^b} = i_{eb}^h. \end{gathered} \tag{3}$$

Из (3) видно, что передаточные отношения i_{eb}^h и i_{eb}^f (при неподвижном *h* и отсутствии вращения сателлита *f*) равны. Тогда передаточное отношение обращённого механизма

$$i_{ab}^h = i_{ag}^h \cdot i_{eb}^h = \frac{i_{ag}^h}{i_{be}^f} = \frac{i_{ag}^h}{1 - i_{bf}^e} = \frac{-\frac{z_g}{z_a}}{1 - \frac{z_f}{z_b}} = -\frac{z_g}{z_a} \cdot \frac{z_b}{z_b - z_f}. \tag{4}$$

Формула (4) совпала с (2).

После подстановки в формулу (1) выражения (4) имеем для редуктора схемы 2*K*-*V* передаточное отношение от входного колеса *a* на выходной вал *h*-*v* при неподвижном цевочном колесе *b* в виде:

$$i_{ah}^b = 1 - i_{ab}^h = 1 + \frac{z_g \cdot z_b}{z_a \cdot (z_b - z_f)}. \tag{5}$$

Получим формулу передаточного отношения (5) на основе анализа сложного движения механизма [14].

Рассмотрим абсолютные, переносные и относительные скорости движения кинематических пар *A* и *B*, принадлежащих одновременно сдвоенным кривошипам *e* и циклоидальному сателлиту *f*.

Скорости движения характерных точек звеньев механизма при неподвижном колесе *b* даны на рис. 3. Абсолютная скорость точки контакта зубьев колёс *a* и *g* в полюсе зацепления P_1

$$V_{P1}^{(a)} = \omega_a^b \cdot r_a .$$

Для колеса *g* абсолютная скорость полюса складывается из переносной скорости

$$V_{P1}^{(e)} = V_{Og} = \omega_h^b \cdot (r_a + r_g)$$

центра сателлита, определяемой скоростью вращения водила ω_h^b, и относительной скорости

$$V_{P1}^{(r)} = \omega_g^b \cdot e$$

вследствие вращения сателлита со скоростью ω_g^b. Получаем уравнение, связывающее скорости вращения трёх звеньев (см. рис. 3):

$$\omega_a^b \cdot r_a = \omega_h^b \cdot (r_a + r_g) + \omega_g^b \cdot r_g . \qquad (6)$$

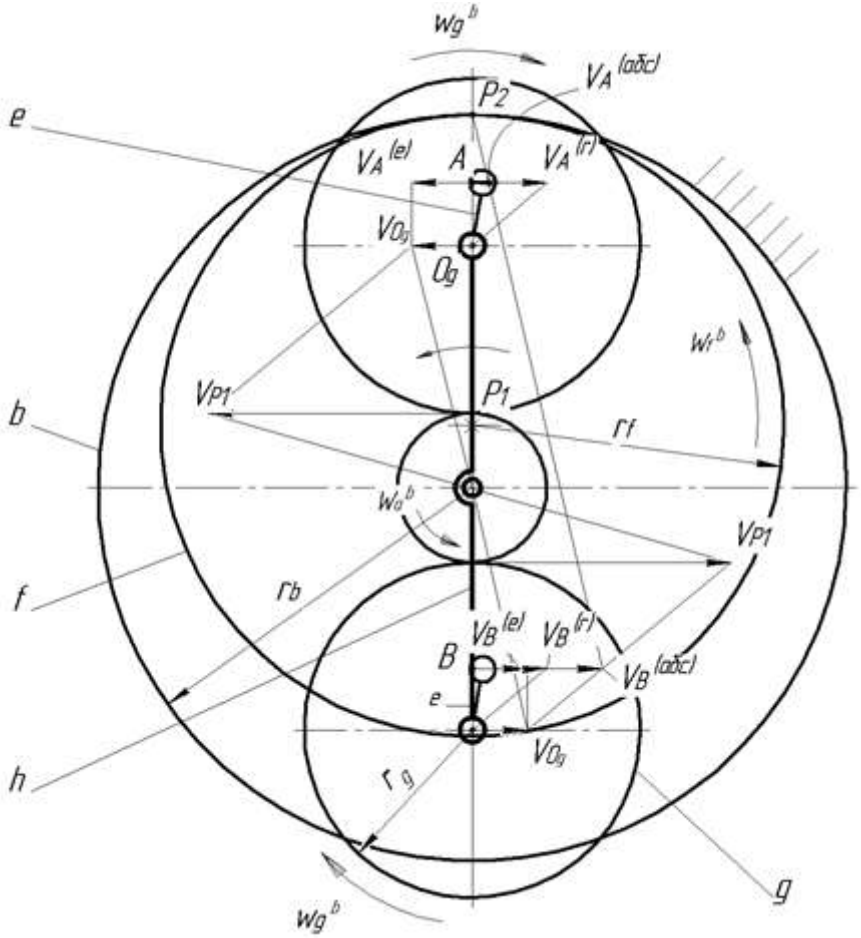


Рис. 3. Скорости точек звеньев механизма

Циклоидальный сателлит f вращается относительно полюса P_2 с угловой скоростью ω_f^b.

Абсолютная скорость $V_A^{(a)}$ точки A сателлита, совершающей плоско параллельное движения, определяется переносной $V_A^{(e)} = \omega_h^b \cdot (r_a + r_g)$ и относительной $V_A^{(r)} = \omega_e^b \cdot e$, скоростями движения точки A кривошипа e. Скорости вращения кривошипа и жёстко связанного с ним сателлита g одинаковы.

Получаем второе уравнение для трёх угловых скоростей звеньев:

$$\omega_f^b \cdot r_A = -\omega_h^b \cdot (r_a + r_g) + \omega_g^b \cdot e. \qquad (7)$$

Абсолютная скорость вращения точки B сателлита является суммой скоростей (см. рис. 3)

$$V_B^{(a)} = V_B^{(e)} + V_B^{(r)},$$

или

$$\omega_f^b \cdot r_B = \omega_h^b \cdot (r_a + r_g) + \omega_g^b \cdot e. \qquad (8)$$

Из решения системы уравнений (6) – (8) получаем формулы угловых скоростей сателлитов g и f и водила h при неподвижном корончатом колесе b в виде:

$$\omega_g^b = \omega_a^b \cdot \frac{r_a \cdot (r_A + r_B)}{((r_A + r_B) \cdot r_g + (r_B - r_A) \cdot e)},$$

$$\omega_h^b = \omega_a^b \cdot \frac{r_a \cdot (r_a + r_g) \cdot e}{r_f \cdot r_g + (r_a + r_g) \cdot e}, \quad \omega_f^b = \omega_h^b.$$

И в числах зубьев колёс:

$$\omega_g^b = \omega_a^b \cdot \frac{z_a \cdot z_f}{z_g \cdot z_f + (z_a + z_g) \cdot (z_b - z_f)},$$

$$\omega_h^b = \omega_a^b \cdot \frac{z_a \cdot (z_b - z_f)}{z_g \cdot z_f + (z_a + z_g) \cdot (z_b - z_f)}.$$

Передаточное отношение при неподвижном цевочном колесе

$$i_{ah}^b = \frac{\omega_a^b}{\omega_h^b} = \frac{z_a \cdot (z_b - z_f)}{z_g \cdot z_f + (z_a + z_g) \cdot (z_b - z_f)} = 1 + \frac{z_g \cdot z_f}{z_a \cdot (z_b - z_f)}$$

имеет тот же вид, что и в выражении (5).

Выведенная двумя методами формула (см. (5)) передаточного отношения передачи 2*K*-*V* в случае ведущего колеса a, ведомого водила h при неподвижном корончатом колесе b совпадает с формулами в [1, 3, 8]. В статье [7] эта же формула получена графоаналитическим методом.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

[1] Кудрявцев В.Н. Планетарные передачи. − М-Л.: Машиностроение, 1966. – 308 с.

[2] Камнев Г.Ф., Марков В.Г. Планетарные передачи судовых механизмов. Часть 1: Учебное пособие; ЛКИ. − Л.: Изд-во ЛКИ, 1970. − 126 с.

[3] Киреев С.О., Ковалёв В.Н., Степанов В.П. Кинематика двухступенчатого планетарного механизма типа *2K-V* с цевочным зацеплением. // Изв. ВУЗов. Машиностроение, 1989. – №5. − С. 46-51.

[4] Киреев С.О. Ковалёв В.Н. Структура, кинематика и геометрия планетарных передач с внецентроидным цевочным зацеплением. – Новочеркасск: НГТУ, 1995. – 98 с.

[5] Фомин М.В. Планетарно-цевочные передачи: учеб. пособие; МГТУ им. Н. Э. Баумана. − М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2009. − 64 с.

[6] Киреев С.О. Планетарные передачи с внецентроидным внутренним цевочным зацеплением в машиностроении (обзор). // Вестник ДГТУ, 2011. Т. 11. − № 7(58). – С. 1051-1058.

[7] Иванов А.С., Фомин М.В., Ермолаев М.М., Куралина Н.Н., Муркин С.В. Кинематический анализ планетарно-цевочных механизмов. //Вестник машиностроения. − 2012. − №8. − С. 23-25.

[8] B. Borislavov, I. Borisov, V. Panchev. Design of a Planetary-Cyclo-Drive Speed Reducer. Sweden: Linnaeus University. 2012. 90 p.

[9] Иванов А.С., Ермолаев М.М., Крикунов Д.Э., Мирошник А.А., Руднев С.К., Чиркин А.В. Конструктивные исполнения планетарно-цевочных редукторов для высокоточных следящих приводов. // Вестник машиностроения. – 2013 г. - №3. – С. 9-11.

[10] Nabtesko. Каталог. http://www.drivemeh.ru/produkciya/nabtesco/ nabtesco-katalogi.php.

[11] Sumitomo. Каталог. http://www.sumitomodrive.ru/ upload/private/ information _items_property_1114.pdf.

[12] Левитский Н.И. Теория механизмов и машин: учеб. пособие для вузов. – М.: Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1990. – 592 с.

[13] 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.

[14] Лойцянский Л.Г., Лурье А.Н. Курс теоретической механики. – М.: ГИТТЛ, 1955. – Т.2. – 379 с.

THE KINEMATICS OF THE PLANETARY DRIVE WITH GEARS WHICH AXES CHANGE THE RELATIVE POSITION DURING OPERATION

St. Petersburg State Marine Technical University, Russia

Abstract

The article deals with the kinematics of planetary transmission *2K-V* according to the classification of V.N. Kudryavtseva. A feature of the transmission is to change the relative position of the axes of the gears during operation. The formula of the gear ratio of *2K-V* transmission is obtained by analytical methods: by the method of motion reversal and by analyzing the complex motion of the mechanism.

Key words: planetary transmission, facing the mechanism, cycloidal planet gear, ring gear, the parallel crank mechanism

REFERENCES

[1] Kudryavtsev, V. N. The planetary transmission. M-L.: Mechanical Engineering, 1966. 308 p. (rus.)
[2] Kamnev G. F., Markov V. G. Planetary transmissions of ship mechanisms. Part 1: textbook; LKI. L.: publishing house of the LCI, 1970. 126 p. (rus.)
[3] Kireev S. O., Kovalev V. N., Stepanov V. P. Kinematics of a two-stage planetary mechanism of type 2K-V with pinion engagement. WPI. higher educational. Mechanical engineering, 1989. №5. P. 46-51. (rus.)
[4] Kireev S. A. Kovalev, V. N. Structure, kinematics and geometry of planetary gears with cycloid gearing netsentron. Novocherkassk: NSTU, 1995. 98 p. (rus.)
[5] Fomin V. M. Planetary-cycloid transmission: proc. allowance; MSTU them. N. E. Bauman. M.: Izd-vo MGTU im. N. E. Bauman, 2009. 64 p. (rus.)
[6] Kireev S. O. the Planetary gear with internal netsentron cycloid gearing in engineering (review). // Vestnik DSTU, 2011. Vol. 11, № 7 (58). P. 1051-1058. (rus.)
[7] Ivanov A. S., Fomin M. V., Ermolaev M. M., Coralina N. N., Murkin, S. V., Kinematic analysis of planetary-cycloid mechanisms. Bulletin of mechanical engineering. 2012, №8. P. 23-25. (rus.)
[8] B. Borislavov, I. Borisov, V. Panchev. Design of a Planetary-Cyclo-Drive Speed Reducer. Sweden: Linnaeus University. 2012. 90 p.
[9] Ivanov A. S., Ermolaev M. M., Krikunov D. E., Miroshnik A. A., Rudnev S. K., Chirkin A.V. Design versions of planetary-pinion reducers for high-

precision servo drives. Bulletin of mechanical engineering. 2013, №3. P.9-11. (rus.)
[10] Nabtesko. Catalogue. http://www.drivemeh.ru/produkciya/nabtesco/nabtesco-katalogi.php.
[11] Sumitomo. Catalogue. http://www.sumitomodrive.ru/upload/private/information _items_property_1114.pdf.
[12] Leviticus N. So. Theory of Mechanisms and Machines: studies. the manual for high schools. M.: Science. GL. ed. Fiz. Mat. lit., 1990. 592 p. (rus.)
[13] 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.)
[14] Loytzyansky L. G., Lurie A. N. Course of theoretical mechanics. M.: GITTL, 1955. Vol. 2. 379 p. (rus.)

ISSN 2223-0807
Современное машиностроение: Наука и образование :
материалы 8-й Международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н.Евграфова и А.А. Поповича.- СПб.: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2019.

DOI 10.1872/MMF-2019-23
УДК 621.833.6

Л. П. Сенчурин[1], С.В.Черенкова[2], М.А.Иванова[3]

КОМПЬЮТЕРНАЯ АНИМАЦИЯ СХЕМЫ ЦЕВОЧНО-ЦИКЛОИДАЛЬНОГО ДИФФЕРЕНЦИАЛА

[1]Леонид Порфирьевич Сенчурин,
Санкт–Петербургский государственный морской технический университет
Россия, Санкт–Петербург
Тел.: (812)753-56-90, E–mail: senchurin@live.ru.

[2] Светлана Валентиновна Черенкова,
Санкт-Петербургский государственный морской технический университет
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812) 753-56-90, E-mail: svchpar@list.ru.

[3]Марина Александровна Иванова,
Санкт-Петербургский государственный морской технический университет
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812)753-56-90, E-mail: wosea@mail.ru

Аннотация

Построена математическая модель работы цевочно-циклоидальной дифференциальной передачи *K-H-V*, зубья колес которой спрофилированы по эквидистанте эпи- и гипотрохоиды. Разработана методика расчета геометрии и кинематики основных звеньев дифференциала для двух вариантов передачи *K-H-V*: с расположением на эксцентриковом валу либо сателлитов, либо корончатого колеса. Создана компьютерная программа и выполнена анимация кинематических схем, иллюстрирующая движение основных звеньев дифференциала.

Ключевые слова: дифференциал, компьютерная анимация, эпициклоида, гипоциклоида, цевочное колесо, эксцентриковый вал, водило, корончатое колесо, механизм параллельных кривошипов

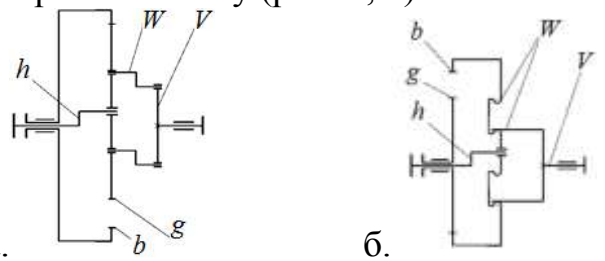
В последние годы широкое распространение получают планетарно-цевочные передачи, которые по сравнению с эвольвентными зубчатыми имеют ряд преимуществ, связанных в основном с многопарностью зацепления [1, 2]. По информации основного японского производителя планетарно-цевочных редукторов – корпорации Sumitomo-Cyclo, применимость таких передач достигла 30% в США и 60% в Японии и Южной Корее [3]. Эти механизмы используют в робототехнике, станкостроении, химическом машиностроении, в конструкциях грузоподъёмных машин, цепных конвейеров, радиолокаторов, экскаваторов и бурового оборудования [4].

Для анализа движения и проектирования основных звеньев планетарно-цевочного дифференциала, особенно циклоидального сателлита, перекатывающегося по роликам-цевкам, весьма полезной может быть анимация [5, 6]. Для создания анимации в программе MATHCAD [7] получим формулы, описывающие геометрию и кинематику звеньев дифференциальной передачи типа *K-H-V* [8].

В цевочно-циклоидальных передачах для получения профиля зуба используются циклические кривые, которые образуются как траектории точек, связанных с окружностью, перекатываемой без скольжения по другой окружности [9]. Если подвижная (образующая) окружность катится снаружи неподвижной (направляющей), то траектория связанной с ней точки *M* – обыкновенная эпициклоида. Если сопряженная точка *M* находится вне образующей окружности, то опишется удлиненная эпициклоида (эпитрохоида). Если же образующая окружность катится внутри неподвижной, то такая точка даёт траекторию, называемую обыкновенной гипоциклоидой [10]. В реальных зубчатых парах вместо сопряжённой точки *M* используется окружность, называемая цевкой, и для получения профиля сателлита эпи- и гипоциклоиды заменяются сопрягаемой с цевкой кривой, эквидистантной к циклоидам [9].

Рассмотрим два варианта передачи *K-H-V* (рис. 1):

- сателлит *g*, расположенный на эксцентриковом валу *h* (эксцентриситет равен *e*), имеет зубья с профилем в виде эквидистант эпитрохоид, цевочное колесо *b* выступает в качестве корончатого (рис. 1, а),
- сателлит *g* содержит циклоидальные зубья, цевочное колесо *b* расположено на эксцентриковом валу (рис. 1, б).



а. б.

Рис. 1. Кинематические схемы дифференциала *K-H-V*

Соотношением скоростей вращения ведущих валов *h* и *b* (см. рис. 1, а) или *h* и *g* (см. рис. 1, б) можно варьировать. Вращение на выходной вал *V* передаётся от сателлита или от цевочного колеса с помощью механизма *W* параллельных кривошипов (МПК)[8].

При построении эпициклоиды для случая, когда производящая центроида *b* перекатывается по неподвижной направляющей *g* (рис. 2), метод обращенного движения [9] даёт следующие углы поворота колес *g* и *b* относительно водила *h* (O_gO_b на рис. 2) [12-14]:

$$\varphi_g^h = \varphi_g^g - \varphi_h^g = -\varphi_h^g; \quad \varphi_b^h = \varphi_b^g - \varphi_h^g .$$

Абсолютный угол поворота производящего колеса *b* в неподвижной системе координат относительно колеса *g* $\varphi_b^g = \varphi_b^h + \varphi_h^g = \varphi_b^h - \varphi_g^h$.

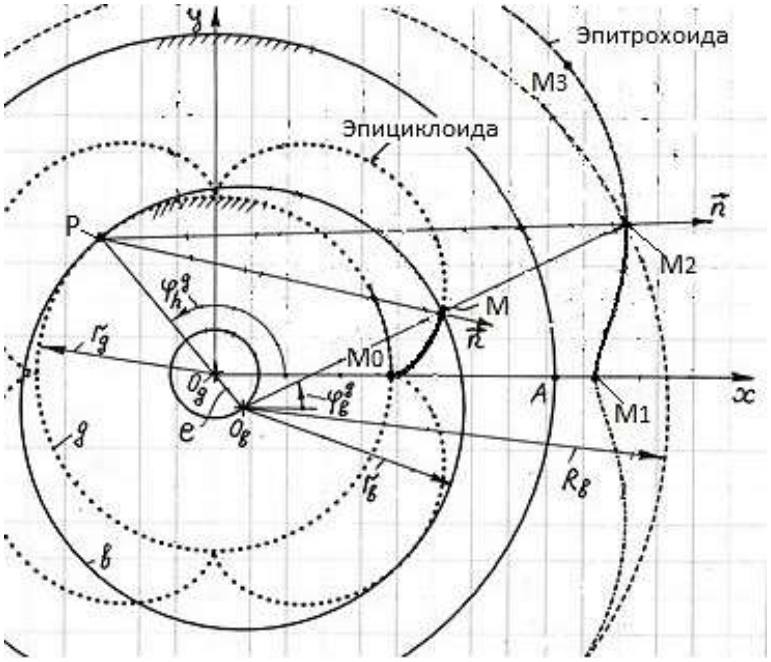


Рис. 2. Построение эпитрохоиды

Дуги M_0P и MP одинаковы при обкатывании колеса *b* по колесу *g*. С учётом знаков углов поворота колёс и водила *h* имеем

$$\varphi_b^h = -\varphi_h^g \cdot \frac{r_g}{r_b}, \quad \varphi_b^g = \varphi_b^h + \varphi_h^g = \varphi_b^h - \varphi_g^h = -\varphi_h^g \frac{r_g}{r_b} + \varphi_h^g = \varphi_h^g \cdot (1 - \frac{r_g}{r_b}).$$

Параметрические уравнения (координаты точки M_2 на рис. 2) удлинённой эпициклоиды радиуса $R_b = \lambda_b r_b$ могут быть записаны в виде:

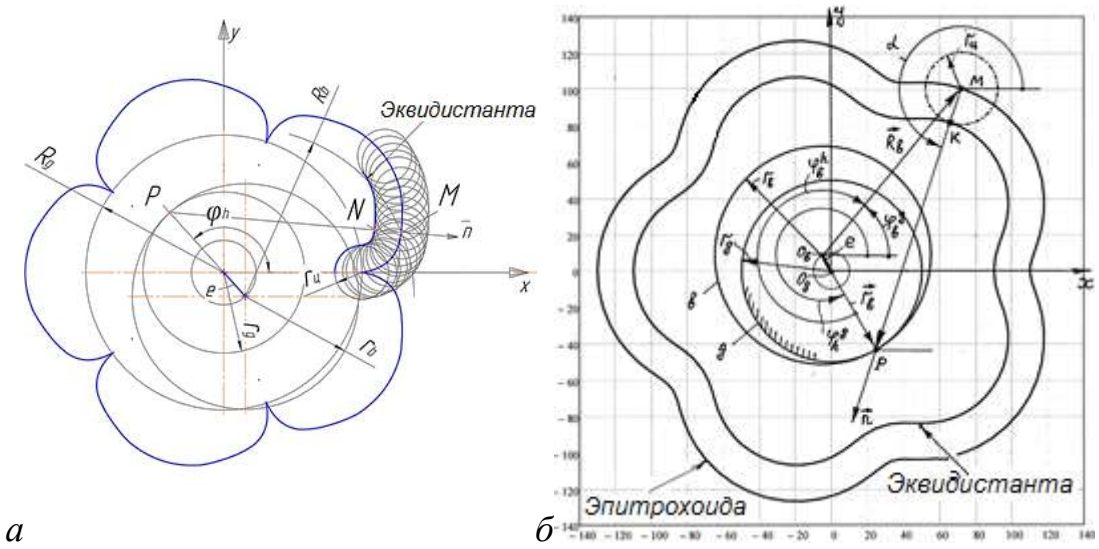
$$x = -e\cos\varphi_h^g + \lambda_b r_b \cos\left(\varphi_h^g \frac{e}{r_b}\right), \; y = -e\sin\varphi_h^g + \lambda_b r_b \sin\left(\varphi_h^g \frac{e}{r_b}\right), \qquad (1)$$

где $e = r_b - r_g$, r_b, r_g – радиусы центроид; $\lambda_b = O_bM_2 / r_b = R_b / r_b$ – коэффициент удлинения эпициклоиды; φ_h^g – угол поворота линии центров центроид *b* и *g*, определяющий положение полюса зацепления *P*.

Профиль зубьев сателлита – это эквидистанта эпитрохоиды, которая является огибающей семейства окружностей радиуса цевки $r_ц$ с центрами, лежащими на эпитрохоиде (рис. 3).

Уравнения семейства цевочных окружностей, зависящие от параметра φ_h, имеют вид [15]

$$(x_{ekv} - x)^2 - (y_{ekv} - y)^2 - r_ц^2 = 0. \qquad (2)$$



а *б*

Рис. 3. К построению эквидистанты эпитрохоиды

Для определения огибающей семейства кривых продифференцируем уравнение (2) по параметру φ_h, имея в виду зависимость от него координат *x* и *y* центра *M* окружности каждой цевки радиуса $r_ц$ (см. рис. 3, а),

$$(x_{ekv} - x) \cdot x'_{\phi h} + (y_{ekv} - y) \cdot y'_{\phi h} = 0, \qquad (3)$$

Решая совместно (2) и (3) для координат внутренней эквидистанты, являющейся профилем сателлита, имеем

$$x_{ekv} = x - \frac{r_ц \cdot y'_{\phi h}}{\sqrt{(x'_{\phi h})^2 + (y'_{\phi h})^2}}, \quad y_{ekv} = y + \frac{r_ц \cdot x'_{\phi h}}{\sqrt{(x'_{\phi h})^2 + (y'_{\phi h})^2}}. \qquad (4)$$

Уравнения эквидистанты эпитрохоиды, полученные по методу построения огибающей семейства кривых, см. также в [12, 16].

Эквидистанту эпитрохоиды можно построить и без привлечения дифференциальной геометрии. Уравнение эквидистанты эпитрохоиды определяется координатами точки контакта *K* цевки с эквидистантой (см. рис. 3, б). Точка контакта *K* лежит на нормали $\vec{n}$ к эпитрохоиде, и её положение на цевке определяется угловой координатой α.

Преобразование проекций на координатные оси $O_g x$ и $O_g y$ векторного уравнения $\vec{R}_b + \overrightarrow{MN} = \vec{r}_b$

$$R_b \cdot \cos\varphi_b^g + MP \cdot \cos\alpha = r_b \cdot \cos\varphi_h^g, \quad R_b \cdot \sin\varphi_b^g + MP \cdot \sin\alpha = r_b \cdot \sin\varphi_h^g,$$

приводит к следующим формулам для неизвестных MP и α:

$$MP = r_b \cdot \sqrt{1+\lambda_b^2 - 2\lambda_b \cdot \cos(\varphi_h^g \frac{r_g}{r_b})}\,,$$

$$\cos\alpha = \frac{\cos\varphi_h^g - \lambda_b \cdot \cos\varphi_b^g}{\sqrt{1+\lambda_b^2 - 2\cdot\cos(\varphi_h^g \frac{r_g}{r_b})}},\quad \sin\alpha = \frac{\sin\varphi_h^g - \lambda_b \cdot \sin\varphi_b^g}{\sqrt{1+\lambda_b^2 - 2\cdot\cos(\varphi_h^g \frac{r_g}{r_b})}}.$$

Уравнения координат точки K (они же параметрические уравнения эквидистанты):

$$x_K = x + r_ц \cdot \cos\alpha\,,\quad y_K = y + r_ц \cdot \sin\alpha\,. \qquad (5)$$

Здесь x и y – координаты текущей точки M эпитрохоиды, определяемой параметром φ_h^g, см. уравнения (1).

Уравнения эквидистанты (4) или (5) описывают профиль сателлита с центром в точке O_g неподвижной системы координат (см. рис. 3). Окружности цевок радиуса $r_ц$ обкатываются по профилю сателлита. При этом центр O_b цевочного колеса движется по окружности радиуса водила h, равному эксцентриситету e, а цевки располагаются на окружности радиуса R_b.

Для получения уравнений профиля сателлита g, расположенного на эксцентриковом валу (см. рис. 1, а) необходимо сдвинуть профиль эквидистанты на величину e из центра O_1 в центр O_g (рис. 4).

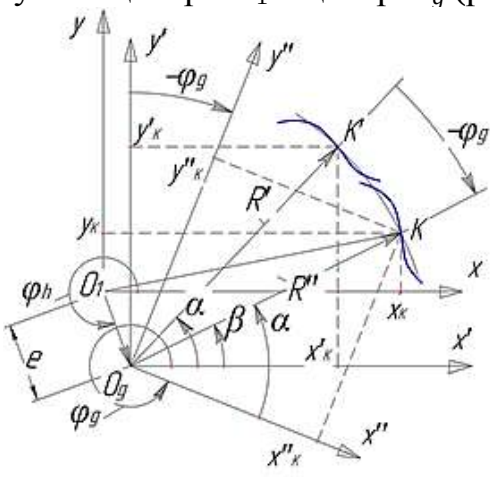


Рис. 4. Сдвиг и поворот сателлита g

Точка O_1 неподвижной системы координат xO_1y является центром неподвижной центроиды, эпитрохоиды и эквидистанты. Подвижную систему координат $x'O_g y'$ свяжем с вращающимся сателлитом g, тогда точка K' – это текущая точка на профиле сателлита, соответствующая повороту водила на угол φ_h. При повороте сателлита на угол ($-\varphi_g$) точка K'

переместится в положение K с координатами в неподвижной системе координат [17]:

$$x_K = e\cdot\cos\varphi_h + x'_K\cdot\cos\varphi_g - y'_K\cdot\sin\varphi_g,\ y_K = e\cdot\sin\varphi_h + x'_K\cdot\sin\varphi_g + y'_K\cdot\cos\varphi_g. \quad (6)$$

Координаты центров цевок, расположенных на окружности радиуса R_b цевочного колеса в неподвижной системе координат

$$X_{\text{Ц}i} = R_b\cdot\cos\left[\varphi_{b1} + \frac{2\pi}{z_g+1}\cdot(i-1)\right],\quad Y_{\text{Ц}i} = R_b\cdot\sin\left[\varphi_{b1} + \frac{2\pi}{z_g+1}\cdot(i-1)\right],$$

где φ_{b1} – исходное угловое положение цевочного колеса при отсчёте по первой цевке; $i = 1,2,3,...,(z_g+1)$ – число цевок.

Координаты окружности i - ой цевки радиуса $r_ц$

$$x_{\text{ц}i} = X_{\text{Ц}i} + r_{\text{ц}}\cdot\cos\varphi,\qquad y_{\text{ц}i} = Y_{\text{Ц}i} + r_{\text{ц}}\cdot\sin\varphi,$$

где φ – угловая координата точки на окружности цевки при положительном отсчёте от оси x.

Уравнения окружностей i - ой цевки при повороте цевочного колеса b дифференциала на угол φ_{b1}:

$$x_{\text{ц}i} = x_{\text{ц}0i}\cdot\cos\varphi_{b1} - y_{\text{ц}0i}\cdot\sin\varphi_{b1},\ y_{\text{ц}i} = x_{\text{ц}0i}\cdot\sin\varphi_{b1} + y_{\text{ц}0i}\cdot\cos\varphi_{b1}.$$

Здесь $x_{\text{ц}0\text{i}}$, $y_{\text{ц}0\text{i}}$ – координаты окружностей цевок в неподвижной системе координат xO_1y :

$$x_{\text{ц}0i} = \lambda_b\cdot r_b\cdot\cos\beta_i + r_{\text{ц}}\cdot\cos\varphi,\ \ y_{\text{ц}0i} = \lambda_b\cdot r_b\cdot\sin\beta_i + r_{\text{ц}}\cdot\sin\varphi,$$

где $\lambda_b\cdot r_b = R_b$ – окружность расположения центров цевок (см. рис. 3); $\beta_i = \frac{2\pi}{z_g+1}\cdot(i-1)$ – угловая координата центра i-ой цевки, определяемая номером цевки и угловым шагом цевок; φ – угловая координата точки на окружности цевки в системе координат относительно текущей цевки.

При повороте водила h на угол φ_h и цевочного колеса на угол φ_{b1} сателлит, для сохранения контакта с цевками, должен повернуться на согласованный угол φ_g, определяемый формулой связи скоростей вращения трёх внешних звеньев дифференциала [18]. Таким образом:

$$\varphi_g = \frac{\varphi_b\cdot(z_g+1) - \varphi_h}{z_g}. \quad (7)$$

Вращение от сателлита на выходной вал V обеспечивает МПК (см. рис. 1). Уравнения окружностей отверстий на сателлите под пальцы МПК в неподвижной системе координат xO_1y при повороте водила на угол φ_h, цевочного колеса на угол φ_{b1}, сателлита на угол φ_g и сдвиге сателлита на эксцентриситет e (рис. 5) имеют вид

$$x_{otv} = x_o\cdot\cos\varphi_g - y_o\cdot\sin\varphi_g + e\cdot\cos\varphi_h,\ y_{otv} = y_o\cdot\cos\varphi_g + x_o\cdot\sin\varphi_g + e\cdot\sin\varphi_h.$$

Здесь x_o, y_o – координаты отверстий в системе координат $x'O_g$ y' при нулевом положении сателлита ($\varphi_g = 0$):

$$x_o = R_{o1} \cdot \cos\theta_n + r_{otv} \cdot \cos\varphi, \qquad y_o = R_{o1} \cdot \sin\theta_n + r_{otv} \cdot \sin\varphi,$$

$$\theta_n = \frac{2\pi \cdot (n-1)}{N}$$

– угловая координата центра отверстия под n-ый палец МПК в подвижной системе координат сателлита; R_{o1}, $r_{otv} = r_p + e$ – соответственно, радиус окружности расположения центров отверстий на сателлите под пальцы и радиус отверстия под палец (радиус пальца равен r_p); n – номер пальца; N – общее число пальцев МПК; φ – угловая координата точки на окружности отверстия под палец.

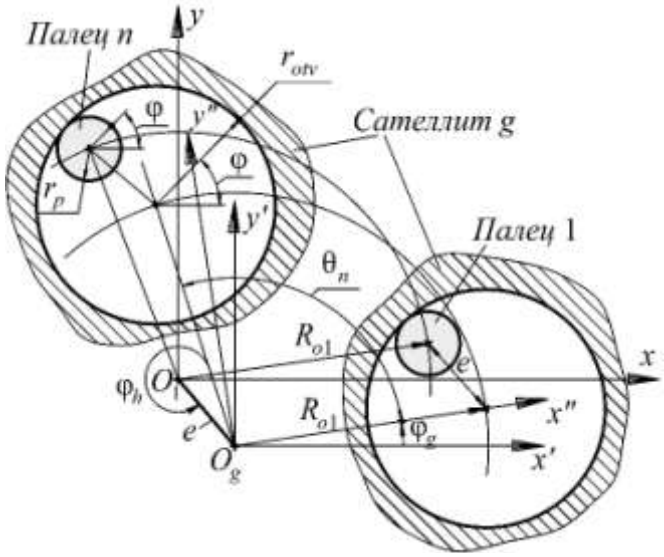


Рис. 5. Положение первого и n-ого пальцев МПК и отверстий в сателлите под пальцы

Координаты точек окружности пальцев МПК, вращающихся вместе с сателлитом вокруг неподвижной оси O_1 передачи при повороте на угол φ_g в неподвижной системе координат xO_1y

$$x_{okrp} = x_p \cdot \cos\varphi_g - y_p \cdot \sin\varphi_g, \qquad y_{okrp} = y_p \cdot \cos\varphi_g + x_p \cdot \sin\varphi_g,$$

где координаты окружностей пальцев в подвижной системе координат сателлита

$$x_p = R_{o1} \cdot \cos\theta_n + r_p \cdot \cos\varphi, \qquad y_p = R_{o1} \cdot \sin\theta_n + r_p \cdot \sin\varphi.$$

Окружности отверстий в неподвижной системе координат xO_1y (см. рис. 5):

$$x_{otv} = R_{o1} \cdot \cos(\theta_n + \varphi_g) + r_{otv} \cdot \cos\varphi + e \cdot \cos\varphi_h,$$

$$y_{otv} = R_{o1} \cdot \sin(\theta_n + \varphi_g) + r_{otv} \cdot \sin\varphi + e \cdot \sin\varphi_h.$$

Окружности пальцев:

$$x_{okrp} = R_{o1} \cdot \cos(\theta_n + \varphi_g) + r_p \cdot \cos\varphi, \; y_{okrp} = R_{o1} \cdot \sin(\theta_n + \varphi_g) + r_p \cdot \sin\varphi.$$

Для определения скорости вращения цевки $\omega_{ц}$ необходимо найти линейные скорости в точке контакта *K* сателлита *g* с цевкой, увлекаемой во вращение вокруг центра O_b цевочным колесом *b* (рис. 6). При известных угловых скоростях вращения водила ω_h, цевочного колеса ω_b и сателлита ω_g и условии равенства нормальных составляющих скорости сателлита V_{Kg}^n и переносной скорости V_{Kb}^n цевки в контакте, картина линейных скоростей представлена на рис. 6.

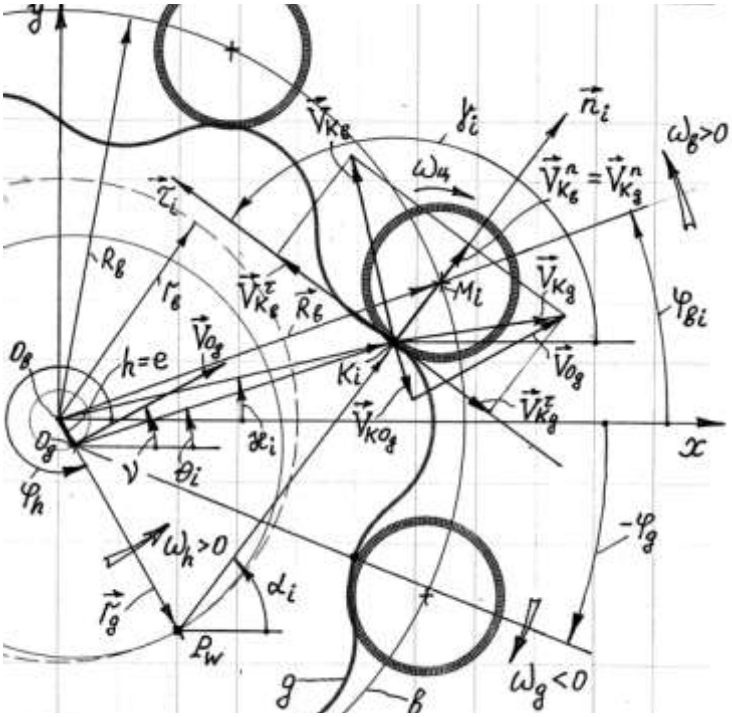


Рис. 6. Скорости в точке контакта сателлита с цевкой

Угловое положение α_i нормали $\vec{n}_i$ в точке *K* контакта *i*-ой цевки определяется по координатам полюса P_w и центра M_i цевки по формуле

$$\alpha_i = \operatorname{arctg}\left(\frac{Y_{Цi} - y_{Pw}}{X_{Цi} - x_{Pw}}\right).$$

Либо, для исключения возможного деления на ноль, из векторного уравнения $\vec{r}_b + \overrightarrow{P_w M_i} = \vec{R}_b$ получаем формулы для угла нормали в точке контакта цевки с сателлитом в виде

$$\cos\alpha_i = \frac{R_b \cdot \cos\varphi_{bi} - r_b \cdot \cos\varphi_h}{P_w M_i} = \frac{\lambda_b \cdot \cos\varphi_{bi} - r_b \cdot \cos\varphi_h}{\sqrt{1 + \lambda_b^2 - 2\lambda_b \cdot \cos(\varphi_h - \varphi_{bi})}},$$

$$\sin\alpha_i = \frac{R_b \cdot \sin\varphi_{bi} - r_b \cdot \sin\varphi_h}{P_w M_i} = \frac{\lambda_b \cdot \sin\varphi_{bi} - r_b \cdot \sin\varphi_h}{\sqrt{1 + \lambda_b^2 - 2\lambda_b \cdot \cos(\varphi_h - \varphi_{bi})}}.$$

Координаты точки контакта сателлита 1 с *i*-ой цевкой

$$X_{K1} = X_{\text{Ц}i} - r_{\text{ц}} \cdot \cos\alpha_i, \quad Y_{K1} = Y_{\text{Ц}i} - r_{\text{ц}} \cdot \sin\alpha_i. \tag{8}$$

Длины радиус-векторов *PM, O_gK, O_bK* (см. рис. 6):

$$P_wM_i = \sqrt{r_b^2 + R_b^2 - 2r_b \cdot R_b \cdot \cos(2\pi - \varphi_h + \varphi_{bi})},$$

$$O_gK_i = \sqrt{r_g^2 + (P_wK_i)^2 - 2r_g \cdot (P_wK_i) \cdot \cos(\varphi_h - \alpha_i - \pi)}, \tag{9}$$

$$O_bK_i = \sqrt{r_b^2 + (P_wK_i)^2 - 2r_b \cdot (P_wK_i) \cdot \cos(\varphi_h - \alpha_i - \pi)}.$$

Угловое положение вектора $\vec{V}_{Og}$ скорости центра O_g сателлита

$$\nu = \varphi_h + 0{,}5\pi.$$

Угловое положение орта $\vec{\tau}$ касательной в точке K_i контакта *i*-ой цевки

$$\gamma_i = \alpha_i - 0{,}5\pi.$$

Угловое положение радиус-векторов O_bK и O_gK ,соответственно:

$$\kappa_i = \arccos\left(\frac{r_b \cdot \cos\varphi_h + P_wK_i \cdot \cos\alpha_i}{O_bK_i}\right), \quad \theta_i = \arccos\left(\frac{r_g \cdot \cos\varphi_h + P_wK_i \cdot \cos\alpha_i}{O_gK_i}\right).$$

Скорости точки *K* контакта сателлита с цевкой: переносная скорость вследствие вращения цевочного колеса *b* $V_{Kb} = \omega_b \cdot O_bK$, скорость относительно центра сателлита $V_{KO_g} = \omega_g \cdot O_gK$, скорость центра *M* цевки, равная линейной скорости вращения цевочного колеса *b*, $V_M = \omega_b \cdot R_b$ и скорость вращения центра O_g сателлита относительно неподвижной оси O_b передачи $V_{Og} = \omega_h \cdot e$.

Угловое положение векторов скорости V_{KOg} и V_{KOb} относительно положительной оси с ортом $\vec{\tau}$ соответственно

$$\alpha V_{KOg} = \alpha_i - \theta_i, \quad \alpha V_{KOb} = \alpha_i - \kappa_i.$$

Тогда касательные и нормальные проекции этих скоростей

$$V^{\tau}_{KOg} = V_{KOg} \cdot \cos(\alpha V_{KOg}), \quad V^{n}_{KOg} = V_{KOg} \cdot \sin(\alpha V_{KOg}), \tag{11}$$

$$V^{\tau}_{KOb} = V_{KOb} \cdot \cos(\alpha V_{KOb}), \quad V^{n}_{KOb} = V_{KOb} \cdot \sin(\alpha V_{KOb}). \tag{12}$$

Проекции скорости центра сателлита

$$V^{\tau}_{Og} = |V_{Og}| \cdot \text{sign}(\omega_h) \cdot \cos(\alpha V_{Og}), \quad V^{n}_{Og} = |V_{Og}| \cdot \text{sign}(\omega_h) \cdot \sin(\alpha V_{Og}),$$

где $\alpha V_{Og} = \alpha_i + 0{,}5\pi - \nu, \quad \nu = \varphi_h + 0{,}5\pi.$

Проекции абсолютной скорости точки *K* сателлита

$$V^{\tau}_{Kg} = V^{\tau}_{Og} + V^{\tau}_{KOg}, \quad V^{n}_{Kg} = V^{n}_{Og} + V^{n}_{KOg}. \tag{13}$$

При вращении водила, сателлита и цевочного колеса, в зависимости от угла поворота водила и номера рассматриваемой цевки, все анализируемые радиус-векторы периодически пребывают в каждой четверти круга. Если отсчёт положительных углов поворота всех радиус-векторов, вне зависимости от четверти круга, в котором они расположены,

выполняется от положительной полуоси x против часовой стрелки, то формулы (11), (12) имеют универсальный характер и не требуют логических программных процедур при машинном расчёте скоростей в дифференциале с целью анимации.

Если нормальная скорость точки контакта имеет отрицательное значение (направлена в сторону, противоположную орту нормали $\vec{n}$), то силовой контакт отсутствует, данная цевка не нагружена и не вращается.

Угловая скорость вращения цевки определяется касательной скоростью V_{KM}^{τ} точки контакта K относительно центра цевки M

$$V_{KM}^{\tau} = V_{Kg}^{\tau} - V_{M}^{\tau}. \qquad (14)$$

Здесь V_{Kg}^{τ} – абсолютная скорость точки контакта при условии отсутствия скольжения вследствие возможности вращения цевки, V_{M}^{τ} – переносная скорость точки контакта.

Условие исключения незагруженных в данный момент цевок при анализе их углов поворота в машинном расчёте имеет вид: если $V_{Kg}^{n} \le 0$, то принимать $V_{KM}^{\tau} = 0$ и $\omega_{\text{ц}} = 0$. При условии согласования знака линейной скорости с положительным вращением цевки против часовой стрелки, угловая скорость вращения цевки определяется по формуле

$$\omega_{\text{ц}} = -V_{KiMi}^{\tau} / r_{\text{ц}}, \qquad (15)$$

скорость $\omega_{\text{ц}}$ есть функция от угла поворота водила, номера цевки и параметра $\kappa=\omega_b/\omega_h$, т.е. $\omega_{\text{ц}} = \omega_{\text{ц}}(\varphi_h, i, \kappa)$.

Угол поворота $\varphi_{\text{ц}}$ i–ой цевки можно определить следующим образом. Если принять диапазон изменения угла поворота водила φ_h от нуля до некоторого принимаемого φ_{hmax} с шагом $\Delta\varphi_h$, то временной интервал равен $T = \varphi_{h\max} / \omega_h$ при шаге времени $\Delta t = \Delta\varphi_h / \omega_h$. Текущее значение времени t_h для текущего угла поворота водила φ_{h}: $t_h = \varphi_h / \omega_h$. Угол поворота водила $\varphi_h = \omega_h \cdot t_h$. Диапазон изменения времени t: от нуля до T при шаге Δt. Тогда угол поворота вращающейся с переменной скоростью цевки при данном угле поворота водила φ_h за время t_h есть определённый интеграл вида

$$\varphi_{\text{ц}}(t, i, \kappa) = \int_0^{t_h} \omega_{\text{ц}} \varphi_h(t, i, \kappa) \cdot dt. \qquad (16)$$

Углы поворота цевок являются функциями от времени t, номера цевки i и соотношения углов поворота цевочного колеса и водила – параметра κ.

Координаты реперной точки на окружности цевки, определяющие её угол поворота по интегральной сумме (16) при условии отсчёта от положительной полуоси x

$$x_{\text{фц1}}(K,\varphi_h,i) = X_{\text{ц}}(K,\varphi_h,i) + r_{\text{ц}} \cdot \cos(\varphi_{\text{ц}}(i,K,\varphi_h)),$$
$$y_{\text{фц1}}(K,\varphi_h,i) = Y_{\text{ц}}(K,\varphi_h,i) + r_{\text{ц}} \cdot \sin(\varphi_{\text{ц}}(i,K,\varphi_h)).$$

На рис. 7, а дана геометрия рассматриваемой передачи с обозначением углов поворота цевок. От сателлита g (ведомого звена) момент на выходной вал передаётся МПК. Пальцы МПК и отверстия в сателлите под них расположены на окружности радиуса R_{o1}, цевки – на корончатом (цевочном) колесе b по окружности радиуса R_{b}, сателлит – на эксцентрике в подвижном центре O_{g}.

Результаты решения в программе Mathcad представлены на рис. 7, б, где показано взаимное расположение трёх основных звеньев дифференциала: водила h, цевочного колеса b и сателлита g с МПК выходного вала. При угле поворота водила φ_h = 240° и угле поворота цевочного колеса φ_b = 45° сателлит поворачивается на угол φ_g = 20,6°. Положительный угол поворота цевочного колеса отсчитывается против часовой стрелки по первой (выделенной по цвету и толщине линии) цевке, а на сателлите отмечена реперная точка в виде квадрата, которая показывает, что сателлит также повернулся в положительную сторону. Начало осей координат расположено в точке (0;0), лежащей на неподвижной оси симметрии механизма системы координат xO_by.

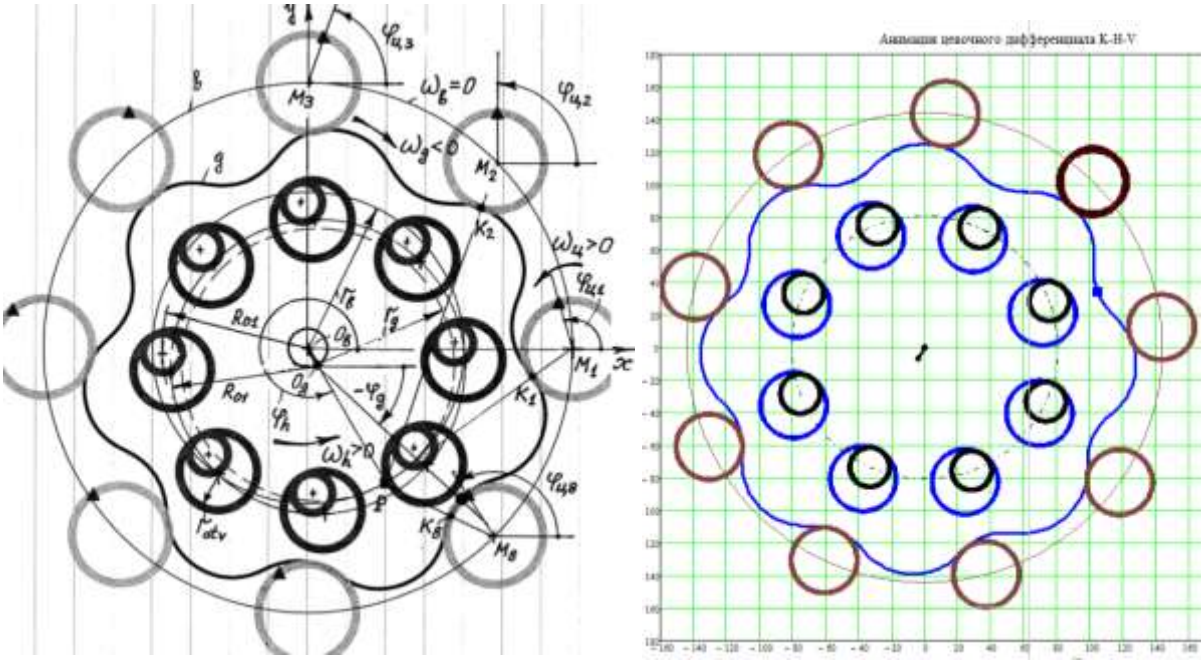


Рис. 7. *а*. Передача с сателлитом на эксцентрике; *б*. Результаты расчётов

В передачах по схеме *K-H-V*, с целью разгружения валов от радиальной силы, устанавливают не меньше двух сателлитов, смещённых в плоскости их вращения относительно друг друга на 180 градусов. На рис. 8 через O_{g1} и O_{g2} обозначены подвижные центры вращения сателлитов g_1 и

g_2, через O_b – неподвижный центр вращения цевочного колеса b, P_1 – полюс зацепления пары g_1-b, P_2 – полюс зацепления пары g_2-b. Контакт сателлитов в точках K_1 и K_2 с цевкой M происходит поочерёдно с периодом пол оборота. Произведен анализ геометрии и кинематики передачи с двумя сателлитами и создана анимация (см. рис. 8).

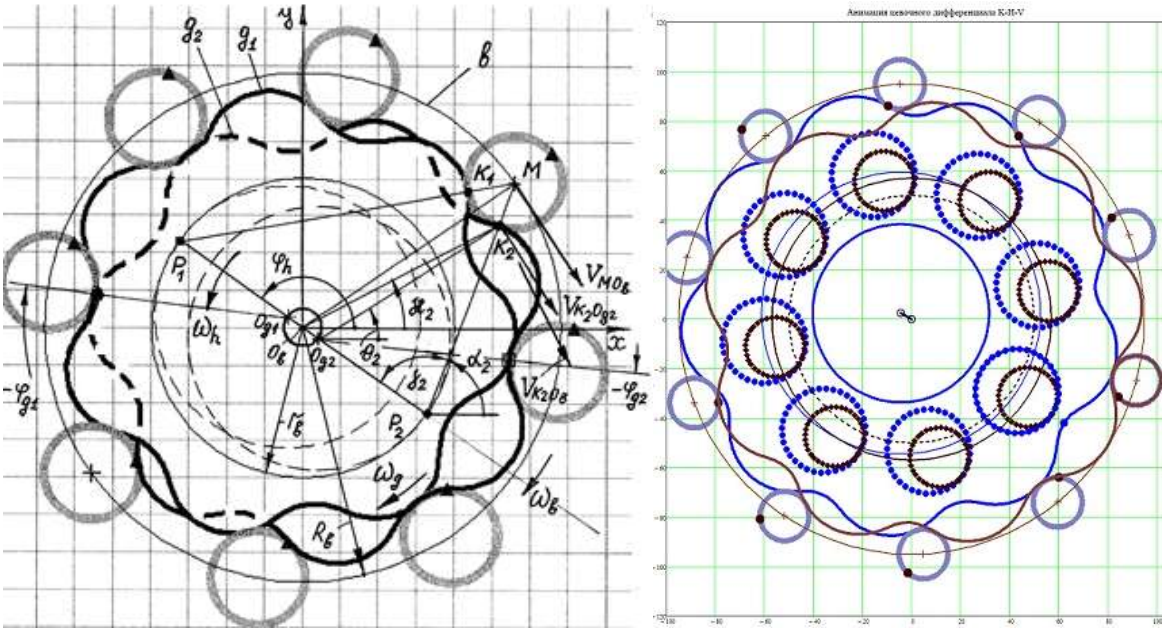


Рис. 8. Передача с двумя сателлитами на эксцентриках

С целью создания анимации планетарно-цевочной передачи с гипоциклоидальным сателлитом был выполнен также анализ геометрии и кинематики двух видов передач. Корончатое колесо в которых имеет профиль эквидистанты гипотрохоиды, а на эксцентрике размещён либо сателлит с цевками, либо корончатое колесо. Для этих двух схем передач выполнена анимация (рис. 9).

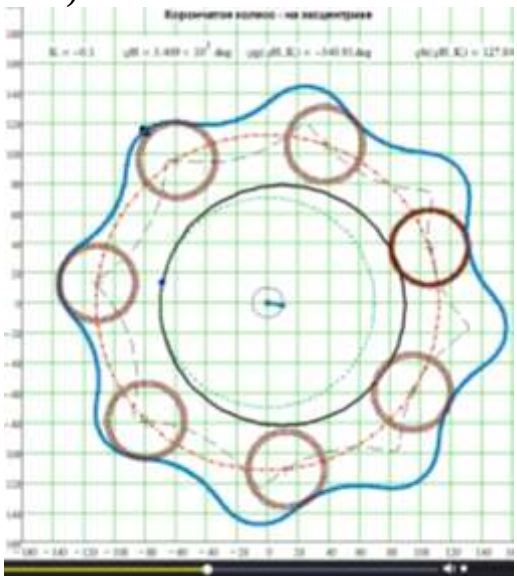


Рис. 9. Анимация гипоциклоидальной передачи (эпицикл на эксцентрике).

Таким образом, разработанная математическая модель позволяет, варьируя значениями: числом зубьев сателлита, эксцентриситетом, коэффициентом удлинения эпи- или гипоциклоиды, радиусом цевки – в MathCAD получать в масштабе компоновочную схему цевочно-циклоидального дифференциала *K-H-V* с последующей её анимацией. На анимации звенья передачи (водило, сателлиты, цевочное колесо, цевки) вращаются вокруг своих осей.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

[1] Киреев С.О. Планетарные передачи с внецентроидным внутренним цевочным зацеплением в машиностроении (обзор). // Вестник ДГТУ, 2011. Т. 11. – № 7(58). – С. 1051-1058.

[2] Чиркин А.В, Иванов А.С., Ермолаев М.М. Планетарно-цевочные передачи на основе эпициклоидального и гипоциклоидального зацеплений. Вестник машиностроения. – 2012 г.– №8.– С. 22-25.

[3] Киреев С.О., Сидоров П.Г., Синёв А.В. Планетарно-цевочные редукторы для судовых атомных энергетических установок. // Судостроение. – 2012.– №2.– С.43-46.

[4] Приводная механика. Nabtesco. http://www.drivemeh.ru/produkciya /nabtesco/nabtesco-opyt-primeneniya.php.

[5] Евграфов А.Н., Петров Г.Н. Компьютерная анимация кинематических схем в программах Excel и MathCAD. // Теория механизмов и машин, 2008.– Т. 6.– №1 (11).– С. 71 – 80.

[6] 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.

[7] Макаров Е.Г. Инженерные расчёты в Mathcad. Учебный курс. – СПб.: Питер, 2005.– 448 с.

[8] Кудрявцев В.Н. Планетарные передачи.− М-Л.: Машиностроение, 1966. – 308 с.

[9] Литвин Ф.Л. Теория зубчатых зацеплений. М.: Наука, 1968.– 584 с.

[10] Выгодский М.Я. Справочник по высшей математике.– М.: Наука, 1973.– 872 с.

[11] Теория механизмов и машин: учеб. пособие для студ. высш. учеб. заведений / М.З. Коловский, А.Н. Евграфов, Ю.А. Семенов, А.В. Слоущ. – М.: Издательский центр «Академия», 2006. – 560 с.

[12] Шанников В.М. Планетарные редукторы с внецентроидным зацеплением.– М.: Машгиз, 1948.– 175 с.

[13] Кудрявцев В.Н. Планетарные передачи с цевочным зацеплением // Труды Семинара по теории машин и механизмов. т.VIII, вып. 29. Изд. АН СССР, 1949.– С. 17-47.
[14] Юдин В.А. Основы теории планетарно-цевочного редуктора с внутренним внеполюсным зацеплением // Труды Семинара по теории машин и механизмов, т. IV, вып.13. Изд. АН СССР, 1948.– С. 42-77.
[15] Баранов Г.Г. Курс теории механизмов и машин.– М.: Машиностроение, 1967.– 508 с.
[16] Погорелов А.В. Дифференциальная геометрия.– М.: Наука, 1974. – 176 с.
[17] Корн Г., Корн Т. Справочник по математике (для научных работников и инженеров).– М.: Наука, 1978.– 832 с.
[18] Планетарные передачи. Справочник. Под ред. докторов техн. наук В.Н. Кудрявцева и Ю. Н. Кирдяшева.– Л.: Машиностроение (Ленингр.отд-ние), 1977.– 536 с.

L.P.Senchurin[1], S.V. Cherenkova [2], M.A. Ivanova[3]

COMPUTER ANIMATION OF SCHEME OF CYCLOIDAL DIFFERENTIAL DRIVE

St. Petersburg State Marine Technical University, Russia

Abstract

The mathematical model of the cycloidal differential drive, in which teeth profiles of the gears are the equidistant curve to the epitrochoid and hypotrochoid is presented. The method of calculation of the geometry and kinematics of the main links of differential drive for two options: on the eccentric shaft are satellites or ring gear is developed. The computer program is created and animation of the kinematic schemes illustrating movement of the main links of differential is executed.

Key words: differential, computer animation, epicycloid, hypocycloid, pins ring gear, eccentric shaft, carrier, ring gear, output shaft with pins

REFERENCES

[1] Kireyev S.O. The Planetary gear with internal netsentron cycloid gearing in engineering (review). Vestnik DSTU, 2011. Vol. 11, № 7 (58). P. 1051-1058. (rus.)

[2] Chirkin A. V., Ivanov A. S., Ermolaev M. M. Planetary-ceval gears on the basis of epicycloidal and hypocycloidal gearing. Bulletin of mechanical engineering. 2012 №8. P. 22-25. (rus.)
[3] Kireyev S.O., Sidorov P.G., Sinev A.V. Planetary-cycloid reducers for ship nuclear power installations. Sudostroyeniye. 2012. №2. P.43-46. (rus.)
[4] Drive mechanics. Nabtesco. http://www.drivemeh.ru/produkciya/ nabtesco/nabtesco-opyt-primeneniya.php.
[5] Evgrafov A.N. Petrov G.N. Computer animation of kinematic schemes in Excel and MathCAD programs. Theory of mechanisms and machines. 2008, v. 6, №1 (11), p. 71 – 80 (rus.)
[6] Evgrafov A.N., Petrov G.N. Computer modeling of mechanisms. Modern mechanical engineering: Science and education: materials of the 5th international. science.- prakt. conferences. Red. A.N. Evgrafov, A.A. Popovich. St-Petersburg, Publishing House of the Polytechnic University, 2016. P. 203-215 (rus.).
[7] Makarov E.G. Engineering calculations in Mathcad. Training course. – SPb.: Piter, 2005. 448 p. (rus.)
[8] Kudryavcev V.N. The planetary transmission. M-L.: Mechanical Engineering, 1966. 308 p. (rus.).
[9] Litvin F.L. Theory of gears meshing. M.: Nauka. 1968. 584 p. (rus.)
[10] Vygodskij M.YA. Handbook of higher mathematics. M.: Nauka, 1973. 872 p. (rus.)
[11] Theory of Mechanisms and Machines: textbook for students of higher educational institutions. Kolovsky M.Z., Evgrafov A.N., YU.A. Semenov, A.V. Sloushh. M.: Publishing center "Academy", 2006. 560 p. (rus.)
[12] Shannikov V.M. Planetary gear reducers with gear netsentron. M.: Mashgiz, 1948. 175 p. (rus.)
[13] Kudryavcev V.N. Planetary gears with pinion engagement. Proceedings of The seminar on the theory of machines and mechanisms. V. VIII, issue 29. Ed. AN SSSR, 1949. P. 17-47. (rus.)
[14] Yudin V.A. Fundamentals of the theory of planetary gear reducer with internal non-polar gearing. Proceedings of The seminar on the theory of machines and mechanisms. V. IV, issue 13. Ed. AN SSSR, 1948. P. 42-77. (rus.)
[15] Baranov G.G. Theory of mechanisms and machines course. M.: Mashinostroenie, 1967. 508 p. (rus.)
[16] Pogorelov A.V. Differential geometry. M.: Nauka, 1974. 176 p. (rus.)
[17] Korn G., Korn T. Handbook of mathematics (for scientists and engineers). M.: Nauka, 1978. 832 p. (rus.)
[18] Planetary gears. Handbook. Ed doctors technical. sciences V.N. Kudryavcev, YU. N. Kirdyashev. L.: Mashinostroenie (Leningr. section), 1977. 536 p. (rus.)

ISSN 2223-0807
Современное машиностроение: Наука и образование:
материалы 8-й Международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н. Евграфова и А.А. Поповича.- СПб.: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2019.

DOI 10.1872/MMF-2019-24
УДК 621.8

Н.А. Середа

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ ОПИСАНИЕ ГРАНИЦ ОБЛАСТИ СУЩЕСТВОВАНИЯ СЕМЕЙСТВА КРИВОШИПНО-КОРОМЫСЛОВЫХ МЕХАНИЗМОВ

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 отечественной и зарубежной литературы, посвященной методам синтеза плоских четырехзвенных механизмов, в частности кривошипно-коромысловых. Выполнено деление кривошипно-коромысловых механизмов на семейства, отличающиеся друг от друга положением механизма, в котором имеет место экстремум функции угла передачи, равный 90˚. Получена математическая модель семейства кривошипно-коромысловых механизмов, максимальное значение угла передачи которых наблюдается при угле поворота ведущего звена, составляющем с межосевым расстоянием угол в 30˚ (ККМ-30˚). Определены координаты точек пересечения математической модели семейства ККМ-30˚ с известными прямыми Н.И. Колчина. Построена область существования названного семейства. Используя интерполяционный многочлен Лагранжа, выполнено математическое описание границ области существования исследуемого семейства кривошипно-коромысловых механизмов.

Ключевые слова: синтез, кривошипно-коромысловый механизм, семейство механизмов, математическая модель, область существования семейства.

Введение

В отечественной литературе в области синтеза плоских четырехзвенных механизмов сформировались следующие направления:

1) определение геометрических параметров механизма, применяя графоаналитический метод синтеза [1, 2]. Исходными данными в этом случае являются: линейный или угловой ход выходного звена; коэффициент увеличения средней скорости выходного звена; два или три положения входного и выходного звеньев;

2) установление метрических параметров четырехзвенного механизма, используя метод синтеза, основанный на теории приближения функции [3, 4]. В качестве исходных данных при использовании названного метода принята функция, например закон движения выходного звена;

3) определение относительных длин звеньев кривошипно-коромыслового механизма, применяя область существования и расчетные формулы [5]. Упомянутые формулы позволяют обосновать выбор названных длин с учетом максимального и минимального значений угла передачи;

4) получение значений относительных длин звеньев кривошипно-коромысловых механизмов, применяя области существования таких механизмов. Рассматриваемые механизмы характеризуются тем, что максимум угла передачи в интервале кинематического цикла равен 90˚ и имеет место в определенных положениях механизма [7 – 9].

5) установление геометрических параметров многозвенных механизмов с применением метода [6], включающего три взаимосвязанных этапа: структурный и кинематический синтез, кинематический анализ схемы полученного механизма. Процедура определения геометрии многозвенного механизма проводится, как правило, с применением программных продуктов.

В зарубежной, в частности англоязычной, литературе отражена следующая информация, касающаяся синтеза плоских четырехзвенных механизмов.

Применяют методы «классического синтеза» механизмов, позволяющие получить механизм с наперед заданными параметрами, такими как: ход выходного звена, соотношение времени интервала рабочего и холостого ходов, ряд последовательных положений звеньев, воспроизведение определенных функций [11].

Известны методы оптимального синтеза названных механизмов, в которых в качестве целевой функции используют угол передачи, в том числе и минимальные его значения [10, 12, 14, 19, 25]. В работах [13, 23, 24] речь идет о методе многоцелевой оптимизации, основанном на технологии нелинейного целевого программирования. В частности, Haulin

E., Lakis A. и Vinet L. исследовали влияние количества положений выходного звена механизма на достижение оптимальных размеров [15].

В области синтеза плоских четырехзвенных механизмов применяются интеллектуальные методы оптимизации, такие как: генетические алгоритмы [17], табу-поиск [21, 22], а также искусственные нейронные сети [18]. Авторы Zhou H. и Cheung E. H. M. представили генетические алгоритмы для целевой функции, основанной на структурной ошибки в ориентации неподвижного звена [16], структурной ошибки длины ведомого звена [20].

В предлагаемой статье показано, что известная область существования кривошипно-коромысловых механизмов, предложенная Н.И. Колчиным, содержит границы области существования семейства названных механизмов с максимумом функции угла передачи. Выполнено математическое описание границ области существования семейства кривошипно-коромысловых механизмов, максимум угла передачи которого наблюдается при значении обобщенной координаты, равном 30˚.

Основная часть

В области существования кривошипно-коромысловых механизмов, предложенной Н.И. Колчиным и представляющей собой три прямые линии, расположенные в прямоугольной системе координат с осями λ_2 и λ_3, выделено семейство кривошипно-коромысловых механизмов с максимальным в интервале кинематического цикла углом передачи $\mu_{max} = 90^\circ$ (рисунок 1). Значение угла $\mu_{max} = 90^\circ$ наблюдается при угле поворота кривошипа, составляющем с межосевым расстоянием угол в 30˚. Такое семейство кривошипно-коромысловых механизмов было условно обозначено ККМ-30˚. Отметим, что упомянутые оси прямоугольной системы координат λ_2 и λ_3 – это относительные длины шатуна и коромысла соответственно. Принято, что λ_2 – ось абсцисс, λ_3 – ось ординат.

Математическая модель выделенного семейства ККМ-30˚ имеет вид:

$$\lambda_2^2 + \lambda_3^2 = \lambda_1 \cdot (\lambda_1 - \sqrt{3}) + 1, \quad (1)$$

где λ_1 – относительная длина кривошипа.

Совместное решение математической модели (1) с прямой Н.И. Колчина вида $1 + \lambda_1 = \lambda_2 + \lambda_3$ дает два квадратных уравнения относительно длин λ_2 и λ_3. Корни квадратных уравнений являются функцией относительной длины кривошипа λ_1. Показано [7], что относительную длину кривошипа семейства ККМ-30˚ можно изменять от 0

до 0,1896. Получены координаты точек пересечения дуг окружностей произвольного радиуса, соответствующих модели (1), с упомянутой прямой $1+\lambda_1=\lambda_2+\lambda_3$. По найденным координатам построены границы области существования семейства ККМ-30˚ – *abc*, *cd* и *ad* (см. рисунок 1).

Из рисунка 1 видно, что область существования семейства механизмов ККМ-30˚ расположена внутри прямых линий *ac*, *ae* и *cf*, образующих область существования кривошипно-коромысловых механизмов, предложенную Н.И. Колчиным.

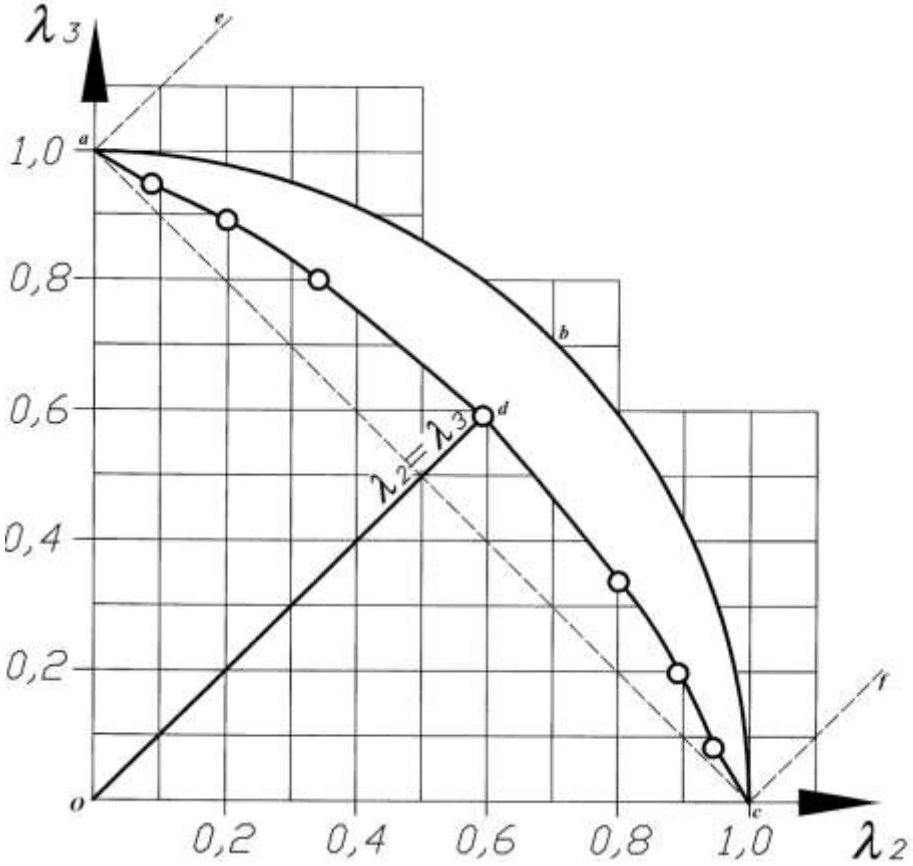


Рис. 1 – Область существования ККМ-30˚

Практический интерес представляет собой задача поиска зависимостей вида $\lambda_3=f(\lambda_2)$ или $\lambda_2=\phi(\lambda_3)$ для математического описания нижних границ *cd* и *ad* области существования ККМ-30˚. Решение поставленной задачи предполагает использование интерполяционного многочлена Лагранжа, который в принятых обозначениях имеет вид:

$$\lambda_3=f(\lambda_2)=\sum_{k=1}^{n}\frac{\lambda_{3k}\cdot\varphi(\lambda_2)}{\varphi'(\lambda_{2k})\cdot(\lambda_2-\lambda_{2k})}. \qquad (2)$$

Приведем в таблице 1 значения относительных длин λ_2 и λ_3.

Таблица 1 – Значения относительных длин λ_2 и λ_3

Случай А		Случай В	
Длина λ_2	Длина λ_3	Длина λ_2	Длина λ_3
0,9520	0,0980	0,0980	0,9520
0,8904	0,2096	0,2096	0,8904
0,8002	0,3498	0,3498	0,8002
0,5948	0,5948	0,5948	0,5948

Случай А соответствует повороту прямой *Oc* от 0 до 45° в направлении против хода часовой стрелки; случай В – повороту *Oa* от 90 до 45° по ходу часовой стрелки (см. рисунок 1).

Для случая А вспомогательный многочлен имеет вид:

$$\varphi(\lambda_2)=(\lambda_2-0{,}9520)\cdot(\lambda_2-0{,}8904)\cdot(\lambda_2-0{,}8002)\cdot(\lambda_2-0{,}5948). \quad (3)$$

Возьмем производную от (3):

$$\varphi'(\lambda_2)=(\lambda_2-0{,}8904)\cdot(\lambda_2-0{,}8002)\cdot(\lambda_2-0{,}5948)+$$
$$+(\lambda_2-0{,}9520)\cdot(\lambda_2-0{,}8002)\cdot(\lambda_2-0{,}5948)+$$
$$+(\lambda_2-0{,}9520)\cdot(\lambda_2-0{,}8904)\cdot(\lambda_2-0{,}5948)+$$
$$+(\lambda_2-0{,}9520)\cdot(\lambda_2-0{,}8904)\cdot(\lambda_2-0{,}8002)$$

Вычислим значения $\varphi'(\lambda_2)$ последовательно при заданных значениях длины λ_2 (случай А в таблице 1):

$$\varphi'(0{,}9520)=0{,}0033; \qquad \varphi'(0{,}8002)=0{,}0028;$$
$$\varphi'(0{,}8904)=-0{,}0016; \qquad \varphi'(0{,}5948)=-0{,}0217.$$

Применяя интерполяционный многочлен Лагранжа (2), имеем:

$$\lambda_3=f(\lambda_2)=\frac{0{,}0980}{0{,}0033}\cdot C+\frac{0{,}2096}{-0{,}0016}\cdot D+\frac{0{,}3498}{0{,}0028}\cdot E+\frac{0{,}5948}{-0{,}0217}\cdot F, \quad (4)$$

где $C=(\lambda_2-0{,}8904)\cdot(\lambda_2-0{,}8002)\cdot(\lambda_2-0{,}5948)$;

$D=(\lambda_2-0{,}9520)\cdot(\lambda_2-0{,}8002)\cdot(\lambda_2-0{,}5948)$;

$E=(\lambda_2-0{,}9520)\cdot(\lambda_2-0{,}8904)\cdot(\lambda_2-0{,}5948)$;

$F=(\lambda_2-0{,}9520)\cdot(\lambda_2-0{,}8904)\cdot(\lambda_2-0{,}8002)$.

Или $\lambda_3=f(\lambda_2)=29{,}6970\cdot C-131\cdot D+124{,}9286\cdot E-27{,}4101\cdot F$.

После преобразований выражения (4) получим

$$\lambda_3=f(\lambda_2)=-3{,}7845\cdot\lambda_2^3+7{,}5454\cdot\lambda_2^2-6{,}1491\cdot\lambda_2+2{,}3738. \quad (5)$$

Таким образом, при повороте прямой *Oc* от 0 до 45˚ в направлении против хода часовой стрелки кривая *cd* представляет собой полином третьей степени.

Рассмотрим случай В. Для этого случая вспомогательный многочлен имеет вид:

$$\varphi(\lambda_2) = (\lambda_2 - 0{,}0980)\cdot(\lambda_2 - 0{,}2096)\cdot(\lambda_2 - 0{,}3498)\cdot(\lambda_2 - 0{,}5948). \quad (6)$$

Выполняя действия, аналогичные случаю А, получим следующую функцию:

$$\lambda_3 = f(\lambda_2) = -0{,}4534\cdot\lambda_2^3 - 0{,}0437\cdot\lambda_2^2 - 0{,}5080\cdot\lambda_2 + 1{,}0026. \quad (7)$$

При повороте прямой *Oa* от 90 до 45˚ по ходу часовой стрелки кривая *ad* представляет собой полином третьей степени.

Математическое описание дуги окружности единичного радиуса *abc* имеет вид

$$\lambda_3 = f(\lambda_2) = \sqrt{1-\lambda_2^2}\,. \quad (8)$$

Применяя интерполяционный многочлен Лагранжа для дуги окружности единичного радиуса *abc*, можно получить две функции:

$$\lambda_3 = f(\lambda_2) = -0{,}3343\cdot\lambda_2^3 - 0{,}1919\cdot\lambda_2^2 - 0{,}0398\cdot\lambda_2 + 1{,}0035; \quad (9)$$

$$\lambda_3 = f(\lambda_2) = -2{,}5348\cdot\lambda_2^2 - 2{,}6672\cdot\lambda_2 + 0{,}0925. \quad (10)$$

Функция (9) хорошо описывает участок дуги окружности в интервале поворота прямой *Oa* от 90 до 45˚, выполненного по ходу часовой стрелки. Функция (10) – участок дуги в интервале поворота прямой *Ob* от 45 до 0˚.

Заключение

Таким образом, полиномы третьей степени вида (5), (7) и (9), а также функции (8) и (10) представляют собой математическое описание границ *cd, ad, ab* и *bc* области существования семейства кривошипно-коромысловых механизмов ККМ-30˚.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

[1] Марголин Ш. Ф. Теория механизмов и машин: теория, примеры, графические работы. – Минск: Вышэйшая школа, 1968. – 375 с.

[2] Артоболевский И.И. Синтез плоских механизмов / И.И. Артоболевский, Н.И. Левитский, С.А. Черкудинов. – М.: Государств. издательство физико-математич. литературы, 1959. – 1084 с.

[3] Левитская О.Н. Курс теории механизмов и машин / О.Н. Левитская, Н.И. Левитский. – М.: Высшая школа, 1985. – 279 с.

[4] Артоболевский С.И. Теория механизмов и машин. – М.: Высшая школа, 1968. – 366 с.

[5] Колчин Н.И. Механика машин: в 2-х т. – М-Л.: Машгиз, 1963. Т. 1. – 550 с.
[6] Пейсах Э.Е. Система проектирования плоских рычажных механизмов / Э.Е. Пейсах, В.А. Нестеров. – М.: Машиностроение, 1988. – 232 с.
[7] Середа Н.А. Семейство кривошипно-коромысловых механизмов с максимумом угла передачи при угле поворота кривошипа, равном 30˚ // Известия Самарского научного центра РАН. – Самара, Т. 18, № 1(2), 2016. – С. 292 – 295.
[8] Середа Н.А. Синтез семейства кривошипно-коромысловых механизмов с максимальным углом передачи при угле поворота кривошипа 60˚ // Вестник машиностроения. – 2018. – № 3. – С. 37 – 41.
[9] Середа Н.А. Анализ параметров кривошипно-коромысловых механизмов с максимумом функции угла передачи // Современное машиностроение. Наука и образование: материалы 7-й Междунар. науч.-практ. конф. СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2018. – С. 160 – 168.
[10] Roth B., Freundenstain F., Sandor G. Synthesis of a four bar link path generating mechanisms with transmission characteristics / Transactions of Seventh Conference on Mechanisms, Purdue University, Lafayette, Ind. (1962), pp. 44 – 48.
[11] Khare A.K., Dave R.K. Optimizing 4-bar crank-rocker mechanism / Mechanism and Machine Theory, 14 (1979), pp. 319 – 325.
[12] Rao L., Lakshminarayana K. Optimal designs of the RSSR crank-rocker mechanism. General time ratio / Mechanism and Machine Theory, Volume 19, Issues 4-5 (1984), p. 431.
[13] Krishnamurty S., Turcic D. Optimal synthesis of mechanisms using nonlinear goal programming techniques / Mechanism and Machine Theory, Volume 27, Issue 5 (1992), p. 599.
[14] Ming Lun, Yonghou Leu. Design of crank-rocker mechanisms with optimum transmission angle over working stroke / Mechanism and Machine Theory, Volume 31, Issue 4 (1996), pp. 501 – 511.
[15] Haulin E., Lakis A., Vinet L. Optimal synthesis of a planar four-link mechanism used in a hand prosthesis / Mechanism and Machine Theory, Volume 36, Issues 11-12 (2001), p. 1203.
[16] Zhou H., Cheung E. H. M. Optimal synthesis of crank-rocker linkages for path generation using the orientation structural error of the fixed link / Mechanism and Machine Theory, Volume 36, Issue 8 (2001), p. 973.
[17] Cabrera J., Simom A., Prado M. Optimal synthesis of mechanisms with genetic algorithms / Mechanism and Machine Theory, Volume 37, Issue 10 (2002), p. 1165.

[18] Vasiliu A., Yannou B. Dimensional synthesis of planar mechanisms using neural networks: application to path generator linkages / Mechanism and Machine Theory, Volume 36 (2001), pp. 299 – 310.
[19] Shrinivas S. Bali, Satish Chand. Transmission angle in mechanisms (Triangle in mech) / Mechanism and Machine Theory, 37 (2002), pp. 175 – 195.
[20] Zhou H., Cheung E. H. M. Analysis and optimal synthesis of adjustable linkages for path generation / Mechatronics, 12 (2002), pp. 949 – 961.
[21] Smaili A., Diab N. Optimum synthesis of mechanism using tabu-gradient search algorithms / J. Mech. Des., Volume 127, Issue 5 (2005), pp. 917 – 923.
[22] Smaili A., Diab N. Optimum synthesis of hybrid-task mechanisms using ant-gradient search method / Mechanism and Machine Theory, Volume 42 (2007), pp. 115 – 130.
[23] Chong Peng, Sodhi R.S. Optimal synthesis of adjustable mechanisms generating multi-phase approximate paths / Mechanism and Machine Theory, Volume 45 (2010), pp. 989 – 996.
[24] Chanekar P.V., Ghosal A. Optimal synthesis of adjustable planar four-bar crank-rocker type mechanisms for approximate multi-path generation / Mechanism and Machine Theory, 69 (2013), pp. 263 – 277.
[25] Meng W.Y., Liu X.G. Optimal synthesis of crank-rocker mechanism / International Conference on Communication Technology and Application, 60 (2014), pp. 669 – 676.

N.A.Sereda

THE FAMILY OF THE CRANK-ROCKER MECHANISMS: DESCRIPTION OF THE BOUNDARIES OF EXISTENCE OBLAST

Kaliningrad State Technical University, Russia.

Abstract

The analysis of domestic and foreign literature is carried out. This literature is devoted to the methods of synthesis of flat four-link mechanisms. For example, crank-rocker mechanisms. Crank-rocker mechanisms are combined into families. The families differ from each other by the characteristic position where the maximum of the transmission angle function takes place. A mathematical model of a family of crank-rocker mechanisms with a maximum transmission angle at a circumscribed coordinate equal to 30 is obtained. Set the coordinates of the points of intersection of the model with known direct N.I. Kolchin. The oblast of existence of the named family is constructed. The

Lagrange interpolation polynomial is used. The boundaries of the domain of existence of the investigated family of crank-rocker mechanisms are mathematically described.

Key words: synthesis, crank-rocker mechanism, family of mechanisms, mathematical model, domain of family existence.

REFERENCES

[1] Margolin Sh. F. Theory of mechanisms and machines: theory, examples, graphical works. – Minsk: Vycheichaia shkola, 1968. – 375 p. (rus.)
[2] Artobolevsky I.I. Synthesis of flat mechanisms / I.I. Artobolevsky, N.I. Levitsky, S.A. Cherkudinov. – M .: States. publishing house physical and mathematical. Literature, 1959. – 1084 p. (rus.)
[3] Levitskya O.N. The course of the theory of mechanisms and machines. O.N. Levitskaya, N.I. Levitisky. – Moskow, 1985. – 279 p. (rus.)
[4] Artobolevsky S.I. Theory of mechanisms and machines. – Moskow, 1968. – 366 p. (rus.)
[5] Kolchin N.I. Mechanics of machines: in two volumes. – Moskow-Leningrad: Mashgiz, 1963. T. 1. – 550 p. (rus.)
[6] Pesah E.E. The design system of flat lever mechanisms / E.E. Peysakh, V.A. Nesterov. – M .: Mashinostroenie, 1988. – 232 p.
[7] Sereda N.A. The family of crank-beam mechanisms with a maximum transmission angle at a crank angle of 30˚ // Proceedings of the Samara Scientific Center of the Russian Academy of Sciences. – Samara, Vol. 18, No. 1 (2), 2016. – P. 292 – 295.
[8] Sereda N.A. Synthesis of a family of crank-beam mechanisms with a maximum transmission angle at an angle of rotation of the crank 60˚ // Bulletin of mechanical engineering. – 2018. – № 3. – p. 37 - 41.
[9] Sereda N.A. Analysis of the parameters of the crank-beam mechanisms with the maximum function of the transmission angle // Modern engineering. Science and education: materials of the 7th Intern. scientific-practical conf. SPb .: Publishing house Polytechnic. University, 2018. - p. 160 - 168.
[10] Roth B., Freundenstain F., Sandor G. Synthesis of a four bar link path generating mechanisms with transmission characteristics / Transactions of Seventh Conference on Mechanisms, Purdue University, Lafayette, Ind. (1962), pp. 44 – 48.
[11] Khare A.K., Dave R.K. Optimizing 4-bar crank-rocker mechanism / Mechanism and Machine Theory, 14 (1979), pp. 319 – 325.

[12] Rao L., Lakshminarayana K. Optimal designs of the RSSR crank-rocker mechanism. General time ratio / Mechanism and Machine Theory, Volume 19, Issues 4-5 (1984), p. 431.
[13] Krishnamurty S., Turcic D. Optimal synthesis of mechanisms using nonlinear goal programming techniques / Mechanism and Machine Theory, Volume 27, Issue 5 (1992), p. 599.
[14] Ming Lun, Yonghou Leu. Design of crank-rocker mechanisms with optimum transmission angle over working stroke / Mechanism and Machine Theory, Volume 31, Issue 4 (1996), pp. 501 – 511.
[15] Haulin E., Lakis A., Vinet L. Optimal synthesis of a planar four-link mechanism used in a hand prosthesis / Mechanism and Machine Theory, Volume 36, Issues 11-12 (2001), p. 1203.
[16] Zhou H., Cheung E. H. M. Optimal synthesis of crank-rocker linkages for path generation using the orientation structural error of the fixed link / Mechanism and Machine Theory, Volume 36, Issue 8 (2001), p. 973.
[17] Cabrera J., Simom A., Prado M. Optimal synthesis of mechanisms with genetic algorithms / Mechanism and Machine Theory, Volume 37, Issue 10 (2002), p. 1165.
[18] Vasiliu A., Yannou B. Dimensional synthesis of planar mechanisms using neural networks: application to path generator linkages / Mechanism and Machine Theory, Volume 36 (2001), pp. 299 – 310.
[19] Shrinivas S. Bali, Satish Chand. Transmission angle in mechanisms (Triangle in mech) / Mechanism and Machine Theory, 37 (2002), pp. 175 – 195.
[20] Zhou H., Cheung E. H. M. Analysis and optimal synthesis of adjustable linkages for path generation / Mechatronics, 12 (2002), pp. 949 – 961.
[21] Smaili A., Diab N. Optimum synthesis of mechanism using tabu-gradient search algorithms / J. Mech. Des., Volume 127, Issue 5 (2005), pp. 917 – 923.
[22] Smaili A., Diab N. Optimum synthesis of hybrid-task mechanisms using ant-gradient search method / Mechanism and Machine Theory, Volume 42 (2007), pp. 115 – 130.
[23] Chong Peng, Sodhi R.S. Optimal synthesis of adjustable mechanisms generating multi-phase approximate paths / Mechanism and Machine Theory, Volume 45 (2010), pp. 989 – 996.
[24] Chanekar P.V., Ghosal A. Optimal synthesis of adjustable planar four-bar crank-rocker type mechanisms for approximate multi-path generation / Mechanism and Machine Theory, 69 (2013), pp. 263 – 277.
[25] Meng W.Y., Liu X.G. Optimal synthesis of crank-rocker mechanism / International Conference on Communication Technology and Application, 60 (2014), pp. 669 – 676.

ISSN 2223-0807
Современное машиностроение: Наука и образование :
материалы 8-й Международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н.Евграфова и А.А. Поповича.- СПб.: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2019.

DOI 10.1872/MMF-2019-25
УДК 621.833

Б.П. Тимофеев[1], Н.Т. Данг[2], М.Х. Чан[2]

МЕТОД МИНИМИЗАЦИИ КИНЕМАТИЧЕСКОЙ ПОГРЕШНОСТИ ПЕРЕДАЧ ПУТЕМ ОПТИМАЛЬНОЙ ВЫСТАВКИ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС ПРИ СЕЛЕКТИВНОЙ СБОРКЕ

[1]Борис Павлович Тимофеев,
Университет ИТМО
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (964)333-3070, E-mail: timofeev@mail.ifmo.ru.

[2]Нян Тхонг Данг,
Университет ИТМО
Россия, Москва
Тел.: (961)804-0086, E-mail: thongdragon.vn@mail.ru

[3]Минь Хуан Чан,
Университет ИТМО
Россия, Москва
Тел.: (905) 202-1074, E-mail: Tranminhhuank31@gmail.com

Аннотация

В статьи описан метод расчета кинематической погрешности цилиндрических зубчатых передач на основе ГОСТ 1643-81 и 9178-81. Предложена методика минимизации кинематической погрешности передач с кратными и некратными передаточными числами, при различных модулях зубьев и степенях точности. Параметры кинематической погрешности колес взяты равными максимальным допускаемым значениям из ГОСТ 1643-81 и 9178-81. Даны оценки кинематической погрешности и рекомендации для их минимизации при сборке передач.

Ключевые слова: минимизация, ГОСТ 9178-81, ГОСТ 1643-81, эффект выставки, начальные фазы, степень точности, составляющие гармоники.

Введение

В приборостроении, как и в машиностроении, точность зубчатой передачи во многом зависит не только от погрешностей изготовления ее

элементов, но и от процесса сборки колес в передачу. В некоторых случаях путем селективной сборки можно компенсировать кинематическую погрешность пары зубчатых колес, в результате получается передача с минимальной погрешностью [1-3].

В процессе сборки передач, особенно кинематических, зачастую пытаются опытным путём отыскать такое направление геометрических эксцентриситетов колёс, которое обеспечивало бы наибольшую легкость вращения. Такой подход не всегда приводит к наилучшему варианту сборки, кроме того, в многозвенных зубчатых механизмах он может оказаться весьма трудоемким [4-7].

В статье предлагается определять оптимальный вариант сборки колес с помощью математических моделей зубчатой передачи, вместе с тем, выявить особенности минимизации кинематической погрешности крупно- и мелкомодульных передач, в том числе ряда передач с кратными и ряда передач с некратными передаточными числами, и для зубчатых колес различных степеней точности.

При этом обеспечивается автоматически выставка эксцентриситетов в процессе сборки при условии, что зуб, с которого начинается положительная ветвь первой гармоники кинематической погрешности колеса, помечен в процессе измерения параметров точности.

Исходными данными для расчета является величины норм точности колес и передач, регламентированы в ГОСТ 9178-81 [8] и ГОСТ 1643-81 [9]. Параметры передачи варьируются в диапазонах следующим образом:

– Используются два ряда передаточных чисел. В первом ряду передаточное число $u = z_2/z_1 = 1; 2; \ldots ;10$ и всегда целое. Во втором $z_2' = z_2 + 1$ или $z_2'' = z_2 - 1$, где z_2 имеет те же значение, что и в первом ряду, а $z_1 = 18$ во всех случаях;

– Модуль передачи: мелкомодульные $m = 0{,}3; 0{,}5; 0{,}8$ мм; и крупномодульные $m = 1; 5; 10$ мм;

– Степень точности по ГОСТ 9178-81 и ГОСТ 1643-81: $k = 3 \div 8$.

Значения циклических составляющих кинематической погрешности взяты по указанным ГОСТам.

Вывод формул для расчета

Для обеспечения кинематической точности предусмотрены нормы, ограничивающие кинематическую погрешность передачи и кинематическую погрешность колеса.

Под кинематической погрешностью передачи понимается разность между действительным φ_3 и номинальным (расчетным) φ_2 углами поворота ведомого зубчатого колеса передачи, выраженную в линейных величинах длины дуги его делительной окружности (рис. 1.). Эта величина

контролируется допуском на наибольшую кинематическую погрешность передачи F'_{ior} – наибольшая алгебраическая разность значений кинематической погрешности передачи за полный цикл изменения относительного положения зубчатых колес [9].

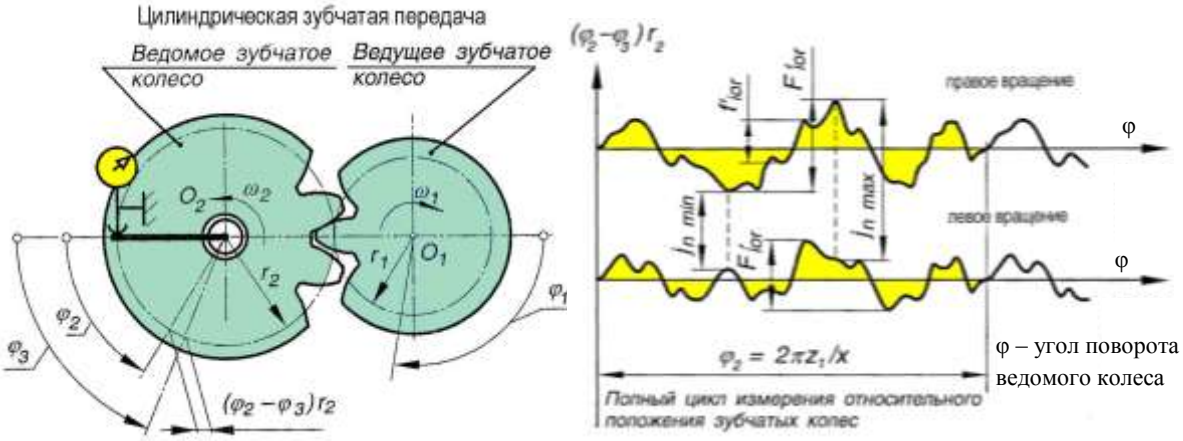


Рис. 1. Определение кинематических погрешностей передачи

Полный цикл совершается в пределах числа оборотов большего зубчатого колеса, рассчитывается по формуле:

$$\varphi_2 = 2\pi\frac{z_1}{x}, \quad (1)$$

где z_1 – число зубьев ведущего колеса; x – наибольший общий делитель чисел зубьев ведущего и ведомого зубчатых колес. Например, при $z_1 = 18$ и $z_3 = 45$ общий наибольший делитель x = 9, тогда:

$$\varphi_2 = 2\pi\frac{18}{9} = 4\pi$$

Наибольшая кинематическая погрешность передачи ограничена допуском F'_{io}. Его значения в стандарте не приведены и определяются как сумма допусков на кинематическую погрешность ее колес, т. е.:

$$F'_{i0} = F_{i1}{}' + F_{i2}{}' \quad (2)$$

где $F_i{}'$– допуск на кинематическую погрешность шестерни (i = 1) и колеса (i = 2).

В стандарте числовые значения F'_i не приведены, их подсчитывают по соотношению:

$$F_i{}' = F_{pi} + f_{fi}, \quad (3)$$

где F_{pi} – допуск на амплитуду первой гармоники накопленной погрешности шага определяется по табл. 5 [8] (Допуск на накопленную погрешность шага), f_{fi} –погрешность профиля определяется по табл. 6 [8], для передачи с модулем m = 1; 5; 10 мм допуски взяты из табл. 7 и 8 [9].

Поскольку частоты F_{pi} оборотные, а частоты f_{fi} примем равными частотам входа зубьев в зацеплении, т.е. многократно большими частот F_p, принимаем $F_i{}'$ как сумму постоянного слагаемого f_{fi} и функции F_{pi} от угла поворота φ_i.

Накопленная погрешность шага зубчатого колеса образуется в основном вследствие погрешности обката и монтажного эксцентриситета $e_м$ зубчатого колеса, который вызывает появление эксцентриситета основной окружности e [10]. Если накопленная погрешность шага колеса является следствием только эксцентриситета основной окружности (идеализированный случай), то:

$$F_p = \pm e\, sin(\varphi \pm \varepsilon) \qquad (4)$$

где φ – угол поворота зубчатого колеса; ε – фазовый угол.

На самом деле кинематическая погрешность передачи является сложным комплексом составляющих погрешностей (погрешности изготовления, монтажа, деформации под нагрузкой, погрешности различных элементов передачи…) (рис. 2). В рамках данной работы кинематическую погрешность колес F_i' аппроксимируем в виде некоторой циклической функции, амплитуды которой приняты равным допускаемым значениям из ГОСТа.

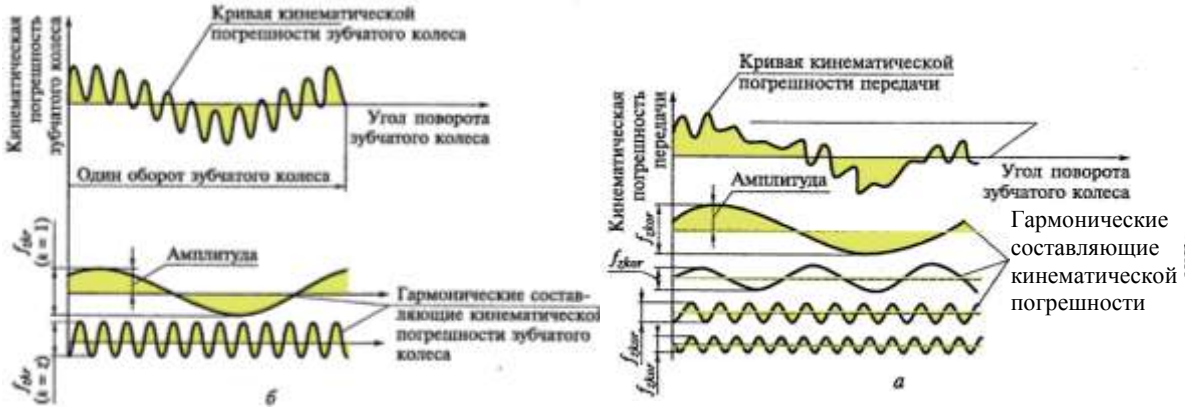


Рис. 2. Циклические погрешности зубчатой передачи (*а*) и зубчатого колеса (*б*).

Поскольку ставится ограниченная задача минимизировать кинематическую погрешность передачи за счёт выставки геометрических эксцентриситетов колёса в процессе сборки, будем полагать:

$$F_1' = \frac{F_{p1}}{2}\sin(\varphi_1 + \varepsilon_1) + f_{f1};\;\; F_2' = \frac{F_{p1}}{2}\sin\left(\frac{\varphi_1}{u} + \varepsilon_2\right) + f_{f2}, \qquad (5)$$

где $\varepsilon_1, \varepsilon_2$ – Начальные фазы первой гармоники циклической погрешности оборотной частоты шестерни и колеса [10].

Не теряя общности, положим $\varepsilon_2 = 0,\;\; \varepsilon = \varepsilon_1 - \varepsilon_2$. Тогда кинематическую погрешность передачи:

$$F_{i0}' = \frac{F_{p1}}{2}\sin(\varphi_1 + \varepsilon) + \frac{F_{p2}}{2}\sin\left(\frac{\varphi_1}{u}\right) + f_{f1} + f_{f2}, \qquad (6)$$

Подчеркиваем, что согласно (6) мы определяем только ту часть кинематической погрешности передачи, которую хотим минимизировать при сборке.

Методика расчета

Суть расчета заключается в определении разности начальных фаз ε колес, при котором суммарная кинематическая погрешность передачи достигает минимума, т.е. размах функции кинематической погрешности передачи минимален. Иными словами, решение задачи заключается в подборе соответственного номера зубьев шестерни и колеса для монтажа в зацепление так, чтобы размах суммарной F'_{i0} был наименьшим из всех возможных случаев монтажа, при условии, что кинематическая погрешность шестерни и колеса описываются гармонической функцией (3) а на колесе и шестерне имеется маркированный зуб – условное начало первой гармоники.

При выбранном $\varepsilon_2 = 0$, задача ставится таким образом: подобрать номер зуба шестерни для монтажа в зацепление с первым зубом колеса. Выбираем число зубьев шестерни: $z_1 = 18$. Тогда угловой шаг шестерни:

$$p = \frac{360°}{z_1} = \frac{360°}{18} = 20° \qquad (7)$$

Т.к. число зубьев может быть только целым, разность начальных фаз ε может принять только дискретные значения $\varepsilon = 20^0 \cdot n$, n = 0, 1, 2, ...18.

На практике такую задачу можно решать следующим образом. На колесе выбирается некий зуб как начало отсчета. Все зубья шестерни нумеруются, каждый зуб подразумевается как одна позиция для сборки. Затем для каждой позиции проверяется кинематическая погрешность за полный цикл изменения относительного положения зубчатых колес, т. е. ведомое колесо должно провернуться на такой угол, при котором первый зуб ведущего колеса вновь войдет в контакт с первым зубом ведомого колеса. При дальнейшем вращении колес характер вращения будет почти полностью повторяться [11-14]. Сравнение кинематической погрешности всех позиций позволяет подобрать позицию выставки колес с наименьшей погрешностью.

Если рассматриваемые передачи имеют некратные передаточные числа, то полный цикл относительного положения колес будет большим, и соответственно процесс определения кинематической погрешности за полный цикл вращения колес может оказаться трудоемким. В данной работе методика расчета основана на математическом моделировании передач, и с помощью численных методов программной оболочки MathCad можем легко определить величины кинематической погрешности передач любой сложности с высокой точностью. Таким образом, предлагаемая методика расчета начальных фаз ε позволяет заранее выбрать теоретически оптимальный вариант сборки зубчатых колес.

Результат исследования

Ниже представлены графики кинематической погрешности различных передач при изменении начальных фаз ε (рис. 3-6).

Демонстрируются результаты расчетов для следующих случаев:

- Передаточные числа: кратные $u = z_2 / z_1 = 1; 2; \ldots ;10$ и не кратные, где $z_2' = z_2 + 1$ или $z_2'' = z_2 - 1$, где z_2 имеет те же значение, что и в первом ряду, а $z_1 = 18$ во всех случаях;
- Модуль передачи: m = 0,5 мм и m = 5 мм;
- Число зубьев шестерни $z_1 = 18$, колеса $z_2 = u \cdot z_1$;
- Степень точности по ГОСТ 1643-81 и 9178-8: седьмая;
- Кинематическая погрешность передачи указана в мкм на делительной окружности колеса d_2;
- Начальные фазы ε – в градусах.

Графики F_{i0}' можно делить на 3 группы: для u = 1; 5; 9 (рис. 3), u = 2; 4; 6; 8; 10 (рис. 4), u = 3; 7 (рис.5). Графики в каждой группе похожи друг на друга, отличаясь лишь величиной F_{i0}', причем, графики также похожи при m = 0,5 мм и m = 5 мм.

На рис. 3 величина F_{i0}' на оси ординат указана для u = 1.

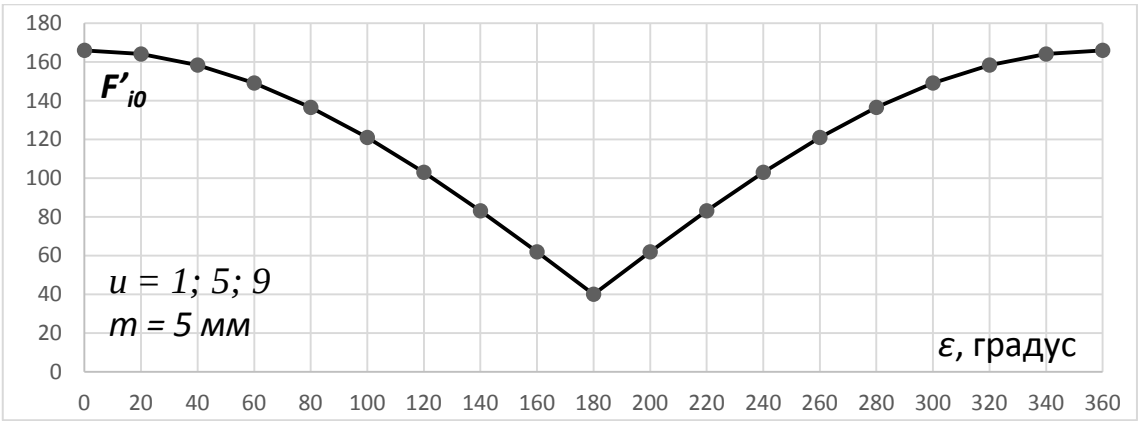


Рис. 3. Графики F_{i0}' для u = 1; 5; 9

На рис. 4 кинематическая погрешность на оси ординат указана для u = 2.

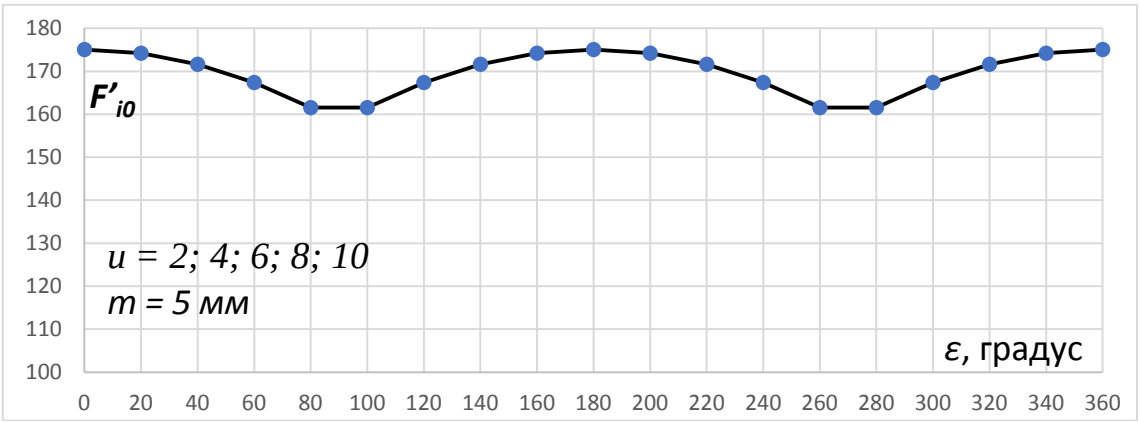


Рис. 4. Графики F_{i0}' для u = 2; 4; 6; 8; 10

На рис. 5 кинематическая погрешность на оси ординат указана для u = 3.

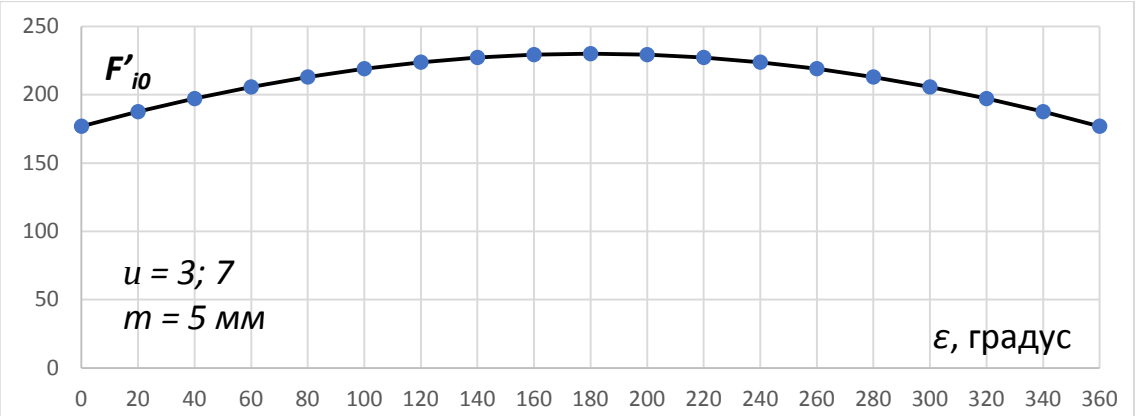


Рис. 5. Графики F'_{i0} для u = 3; 7

При некратных u (u = 0,94; 1,06…), нет различия максимальных F'_{i0} при изменении начальных фаз ε, графики F'_{i0} при различных начальных фаз ε являются лишь сдвигом друг от дуга на некоторый угол поворота колеса φ (рис. 6). При этом, на каждом участке полного цикла изменения относительного положения зубчатых колес T ($T/2$ или $T/3$, $T/4$…) наблюдаются четкие экстремумы F'_{i0} в зависимости от начальных фаз ε (похожи на случаи при кратных u). Таким образом, при некратных u все локальные минимумы F'_{i0} одинаковые для всех ε. Локального минимума нет, т.е. эффект выставки отсутствует.

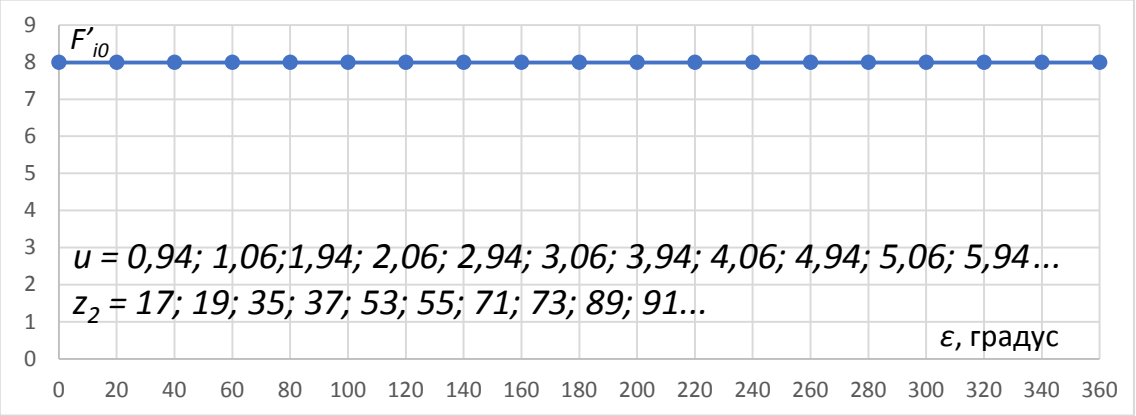


Рис. 6. График разностей наибольшего и наименьшего значений функции кинематической погрешности передачи за полный цикл изменения относительного положения зубчатых колес T, в зависимости от начальных фаз ε (для всех рассмотренных случаев $T = 18 \square 2\pi$)

Такое явления может быть объяснено тем, что при таких передаточных числах положения экстремумов гармоник погрешностей шестерни и колеса мало сдвигаются относительно друг друга, тем более полный цикл изменения относительного положения зубчатых колес T производится за большое число оборотов. В итоге суммирование гармоник приводит к нейтрализации зависимости от начальных фаз ε (рис. 7).

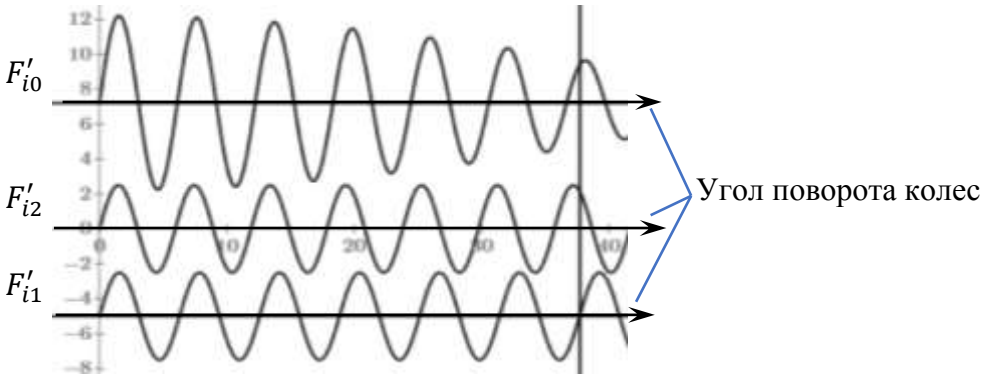


Рис. 7. Схема сложения гармоник погрешностей колес

Для оценки эффективности минимизации кинематической погрешности предлагаем определить величину «эффекта выставки», т.е.:

$$\eta_{\text{выс.}} = \frac{F'_{i0\,max} - F'_{i0\,min}}{F'_{i0}} \cdot 100\%, \qquad (8)$$

где значение F'_{i0} – кинематической погрешности согласно [8, 9], получено непосредственно сложением амплитуды циклических погрешностей:

$$F_{i0}{}' = F_{p1} + f_{f1} + F_{p2} + f_{f2}, \qquad (9)$$

Далее величины «эффекта выставки» приведены в табл. 1. в процентах.

Таблица 1

Перед-ое число ***u***		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
		Эффект выставки, %									
Модуль *m*		**0,5 мм**									
Степень точности, k	3	66,7%	5,2%	17,4%	2,2%	7,8%	1,1%	4,1%	0,6%	3,0%	0,5%
	4	66,7%	5,7%	17,9%	2,2%	7,8%	1,1%	4,4%	0,7%	3,0%	0,5%
	5	66,7%	5,5%	17,0%	2,2%	7,5%	1,1%	4,3%	0,7%	2,9%	0,5%
	6	69,6%	5,7%	17,6%	2,2%	7,7%	1,1%	4,4%	0,7%	3,0%	0,5%
	7	71,0%	5,9%	17,9%	2,2%	7,8%	1,2%	4,5%	0,7%	3,1%	0,5%
	8	74,4%	6,0%	18,7%	2,3%	8,0%	1,2%	4,6%	0,7%	3,2%	0,5%

Модуль *m*		**5 мм**									
Степень точности, k	3	66,7 %	6,0 %	20,9 %	2,5 %	9,5 %	1,3 %	5,6 %	0,8 %	3,4 %	0,6 %
	4	69,4 %	6,5 %	21,8 %	2,6 %	9,9 %	1,4 %	5,8 %	0,9 %	3,5 %	0,6 %
	5	74,1 %	6,7 %	22,6 %	2,7 %	10,1 %	1,4 %	5,9 %	0,9 %	3,6 %	0,6 %
	6	76,2 %	6,9 %	23,1 %	2,8 %	10,3 %	1,5 %	6,0 %	0,9 %	3,7 %	0,6 %
	7	76,3 %	6,9 %	23,1 %	2,8 %	10,3 %	1,5 %	6,0 %	0,9 %	3,6 %	0,6 %
	8	75,9 %	6,9 %	23,1 %	2,8 %	10,3 %	1,5 %	6,0 %	0,9 %	3,6 %	0,6 %

В табл. 2 приведены значения начальных фаз ε для других значений модулей передачи m и степенях точности $k = 3 \div 8$.

Таблица 2

Перед-ое число u		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
		Начальная фаза ε, с которой погрешность передачи наименьшая, градус									
Модуль m		**0,5 мм**									
Степень точности, k	3	180^0	80^0	360^0	80^0	180^0	80^0	0^0	260^0	180^0	80^0
	4	180^0	80^0	0^0	80^0	180^0	80^0	0^0	80^0	180^0	260^0
	5	180^0	80^0	0^0	80^0	180^0	100^0	0^0	80^0	180^0	100^0
	6	180^0	80^0	0^0	100^0	180^0	100^0	0^0	80^0	180^0	260^0
	7	180^0	80^0	0^0	80^0	180^0	100^0	0^0	80^0	180^0	260^0
	8	180^0	80^0	0^0	100^0	180^0	80^0	0^0	80^0	180^0	80^0

Модуль m		**5 мм**									
Степень точности, k	3	180^0	80^0	0^0	80^0	180^0	100^0	0^0	100^0	180^0	280^0
	4	180^0	80^0	0^0	80^0	180^0	100^0	0^0	100^0	180^0	280^0
	5	180^0	80^0	0^0	80^0	180^0	80^0	0^0	80^0	180^0	280^0
	6	180^0	80^0	0^0	80^0	180^0	80^0	0^0	80^0	180^0	80^0
	7	180^0	80^0	0^0	80^0	180^0	80^0	0^0	80^0	180^0	280^0
	8	180^0	80^0	0^0	80^0	180^0	80^0	0^0	100^0	180^0	280^0

Выводы

1. При передаточных числах u = 1, 5, 9 кривая $F'_{i0}(\varepsilon)$ имеет один ярко выраженный минимум при $\varepsilon = 180^0$, что давно было известно для u = 1, но совсем не очевидно при u = 5 и 9. Вариант сборки при $F'_{i0\,min}$ единственный.
2. При четных передаточных числах (u = 2, 4, 6, 8, 10) кривая имеет два минимума, причём при значениях ε отличающихся на 180^0 , т.е. значение $F'_{i0\,min}$ обеспечивается при двух различных вариантах сборки.
3. При u = 3, 7 условие $F'_{i0\,min}$ получается при $\varepsilon = 0^0$ (360^0). Вариант сборки при $F'_{i0\,min}$ единственный.
4. Судя по табл. 2 «эффект выставки» явно ослабевает с ростом u, причем для нечетных значений он существенно выше, чем для четных.
5. Значение высокой эффективной выставки при u = 1, 2, 3 предполагается примечанием 3 к табл. 6 [8].
6. С увеличением u эффект выставки уменьшается, Величина эффекта выставки в процентах практически не зависит от степени точности и модуля зубьев.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

[1] 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 СПбПУ. 2012. – С. 150-160.

[2] Дорофеев В.Л., Гукасян С.Г. Развитие методов оценки и обеспечения прочностной надёжности зубчатых передач // Современное машиностроение. Наука и образование. -СПб: Изд-во СПбПУ. 2017. – С. 304-314.

[3] Тимофеев Б.П., Сачков М.Ю., Передаточные механизмы приводов. – СПб: Университет ИТМО, 2015. – 103 с.

[4] D. Babichev, M. Storchak. Quality Characteristics of Gearing / Mechanisms and Machine Science, Vol. 51: Advanced Gear Engineering. - Springer, Switzerland. 2018. pp. 73-90.

[5] Medvedev V.I. Reduction of Contact and Bending Stresses in the Bevel Gear Teeth While Maintaining the Same Overall Dimensions // Advances in Mechanical Engineering – Selected Contributions from the Conference “Modern Engineering: Science and Education. 2018. pp. 35-52.

[6] Литвин Ф.Л. Теория зубчатых зацеплений. -М.: Наука. 1968. -584 с.

[7] Тимофеев Б.П., Абрамчук М.В. К новому уровню точности отечественных зубчатых колес, передач и редукторов. Технология машиностроения. 2013. № 1. С. 64-68.

[8] ГОСТ 9178–81. Передачи зубчатые цилиндрические мелкомодульные. Допуски. – М., Изд-во стандартов, 1981. – 40 с.

[9] ГОСТ 1643-81. Основные нормы взаимозаменяемости. Передачи зубчатые цилиндрические. Допуски. – М.: ИПК Изд-во Стандартов, 2003. – 45 с.

[10] Мерзликина Н. В., и др. Взаимозаменяемость и нормирование точности: учеб. пособие. – Красноярск: ИПЦ СФУ, 2011. – 178 с.

[11] Тимофеев Б.П., Абрамчук М.В. Нормы точности зубчатых колес и передач: нужен новый стандарт. Стандарты и качество. 2010. № 5. С. 60-63.

[12] Тимофеев Б.П. Стандартизация параметров точности зубчатых колес и передач. Актуальные задачи машиноведения, деталей машин и триботехники. Труды МНТК 27-28 апреля 2010 г. 2010. С. 10-14.

[13] Тимофеев Б.П., Новиков Д.В. Новые стандарты по точности зубчатых колес и передач – необходимое условие повышения конкурентоспособности отечественного редукторостроения. Вестник машиностроения. 2013. № 5. С. 85-87.

[14] Тимофеев Б.П. Повышение качества зубчатых колес и передач путем разработки новых стандартов. Журнал "Приборы". 2013. № 9 (159). С. 37-40.

B.P. Timofeev[1], N.T. Dang[2], M.H. Tran[2]

THE METHOD OF MINIMIZING THE KINEMATIC ERROR OF GEARS BY OPTIMAL EXHIBITION OF GEARS DURING SELECTIVE ASSEMBLY

[1,2,3] ITMO University, Saint Petersburg, Russia.

Abstract

The article describes a method for calculating the kinematic error of cylindrical gears based on GOST 1643-81 and 9178-81. A technique for minimizing the kinematic error of gears with multiple and non-multiple ratios, with different tooth modules and degrees of accuracy is proposed. The parameters of the kinematic error of the wheels are taken equal to the maximum permissible values of GOST 1643-81 and 9178-81. Estimates of the kinematic error and recommendations for minimizing them during assembly of gears are given.

Key words: minimization, GOST 9178-81, GOST 1643-81, exhibition effect, initial phases, degree of accuracy, harmonic components.

REFERENCES

[1] Babichev D.T., Storchak M.G., Babichev D.A. Fundamentals of the concept of synthesis of the working surfaces of the teeth of cylindrical gears with a given contact strength // Modern mechanical engineering. Science and education. -SPb: Publishing house SPbPU. 2012. - p. 150-160.
[2] Dorofeev V.L., Gukasyan S.G. The development of methods for assessing and ensuring the strength reliability of gearing // Modern engineering. Science and education. -SPb: Publishing house SPbPU. 2017. - p. 304-314.
[3] Timofeev B.P., Sachkov M.Yu., Transmission mechanisms of drives. - SPb: ITMO University, 2015. - 103 p.
[4] D. Babichev, M. Storchak. Quality Characteristics of Gearing / Mechanisms and Machine Science, Vol. 51: Advanced Gear Engineering. - Springer, Switzerland. 2018. pp. 73-90.
[5] Medvedev V.I. Gearing For Designs Of The Whole Dimensions // Advance in Mechanical Engineering - Selected Contributions from the Concept “Modern Engineering: Science and Education. 2018. pp. 35-52.
[6] Lytvyn F.L. Theory of gearing. -M .: Science. 1968. -584 s.
[7] Timofeev B.P., Abramchuk M.V. To a new level of accuracy of domestic gears, gears and gearboxes. Engineering technology. 2013. No. 1. P. 64-68.
[8] GOST 9178–81. Transmission gear cylindrical fine. Tolerances - Moscow, Publishing House of Standards, 1981. - 40 c.

[9] GOST 1643-81. Basic standards of interchangeability. Transmission gear cylindrical. Tolerances - M .: IPK Standards Publishing House, 2003. - 45 p.
[10] Merzlikina N. V., et al. Interchangeability and rationing of accuracy: studies. allowance. - Krasnoyarsk: CPI SFU, 2011. - 178 p.
[11] Timofeev B.P., Abramchuk M.V. Accuracy standards gears and gears: we need a new standard. Standards and quality. 2010. No. 5. P. 60-63.
[12] Timofeev B.P. Standardization of gear accuracy and gear parameters. Actual tasks of engineering, machine parts and tribotechnics. Works MNTK April 27-28, 2010. 2010. p. 10-14.
[13] Timofeev B.P., Novikov D.V. New standards for the accuracy of gears and gears - a necessary condition for improving the competitiveness of the domestic gear industry. Bulletin of engineering. 2013. No. 5. P. 85-87.
[14] Timofeev B.P. Improve the quality of gears and gears by developing new standards. Journal "Instruments". 2013. № 9 (159). Pp. 37-40.

ISSN 2223-0807
Современное машиностроение: Наука и образование :
материалы 8-й международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н.Евграфова и А.А. Поповича.- СПб.: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2019.

DOI 10.1872/MMF-2019-26
УДК 621.01

В.М. Третьяков

О СТРУКТУРНОМ СИНТЕЗЕ ИЗДЕЛИЙ 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

Рассмотрено использование некоторых положений теории графов для решения задачи структурного синтеза на основе унифицированной элементной базы изделий группы однородной продукции и входящих в них сборочных единиц. Особенность подхода состоит в применении структурных моделей, учитывающих узлы сопряжения изделий. Задача синтеза решается с использованием таблиц отображений вершин графа и таблиц поиска путей и маршрутов, которые формируются по матрице смежности. Приведен пример синтеза грузоподъемных манипуляторов.

Ключевые слова: групповое проектирование, группа однородной продукции, элементная база, структурный синтез изделий, узлы сопряжения, манипуляторы.

Введение. Для повышения эффективности создания продукции применяется групповой подход к разработке изделий, технологических процессов, производств [1 – 9]. Важное место среди групповых технологий занимает групповое проектирование изделий [1, 6].

Применение математических методов (методов теории графов в сочетании с алгебраическим и табличным подходами) при проектировании основано на использовании структурных моделей изделий, учитывающих узлы сопряжения их составных частей (СЧ) [10 - 13]. Под узлом сопряжения понимается совокупность фрагментов СЧ, служащих для взаимодействия с

другим объектом [13]. Узел сопряжения обеспечивает соединение и передачу потока энергии, вещества, сигналов. В структурной модели вершины графа соответствуют узлам сопряжения, а ребра и дуги – соединениям узлов и передаче потоков.

При синтезе изделий необходимо решить две основные задачи:

– генерация на основе элементной базы (ЭБ) вариантов изделий и их сборочных единиц (СЕ);

– определение параметров полученных изделий по параметрам СЧ или, наоборот, по требуемым параметрам изделий определяются параметры компонентов, которые должны быть добавлены в ЭБ. В данной работе рассмотрен подход к решению первой задачи.

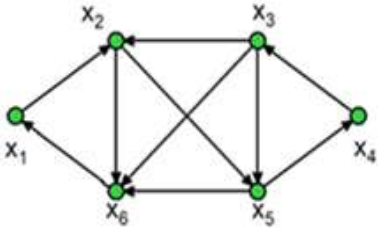
Предварительные замечания по определению путей и циклов на графе [14]

Для нахождения всех вершин графа, входящих в какой-либо путь используются прямое и обратное транзитивные замыкания. Так как прямое транзитивное замыкание $T^+(x_i)$ является множеством вершин, к которым есть пути от вершины x_i, а обратное $T^-(x_j)$ - множество вершин, от которых есть пути к x_j, то их пересечения $T^+(x_i) \cap T^-(x_j)$ содержит множество вершин, каждая из которых, принадлежит, по крайней мере, одному пути, идущему от начальной вершины x_i к конечной x_j. В итоге получаем множество вершин входящих во все пути, идущие от x_i к x_j. В нашем случае необходимо не только определить вершины, принадлежащие пути, но и установить последовательность, в которой они располагаются. Эта последовательность определяется соединениями узлов сопряжения компонентов. Использовать алгоритмы поиска путей (волновой метод, метод поиска в ширину, метод Дейкстра и т.д.), ориентированные на программную реализацию, в данном случае не целесообразно. Предлагаемый табличный подход в силу его наглядности удобен для работы в ручном режиме с данными небольшого объема, представленными в виде матриц смежности и является развитием методики нахождения вершин, входящих в путь, основанной на использовании прямого и обратного транзитивного замыканий.

Рассмотрим применение предлагаемого подхода для поиска путей на ориентированном графе (рис. 1).

Для определения наличия и числа путей в графе возводим в разные степени его матрицу смежности A. Элемент $a_{ik}^p \neq 0$ полученной матрицы A^p показывает число путей длиной p дуг, идущих от x_i к x_k. Представим матрицу смежности в двух видах. Исходная матрица (левая на рис. 1) соответствует начальным вершинам пути, обозначения которых приведены в левом крайнем столбце. Транспонированная матрица соответствует

конечным вершинам пути, обозначения которых также приведены в левом крайнем столбце (правая матрица на рис. 1).



Матрица начальных вершин

A	x1	x2	x3	x4	x5	x6
x1	0	1	0	0	0	0
x2	0	0	0	0	1	1
x3	0	1	0	0	1	1
x4	0	0	1	0	0	0
x5	0	0	0	1	0	1
x6	1	0	0	0	0	0

Матрица конечных вершин

A^T	x1	x2	x3	x4	x5	x6
x1	0	0	0	0	0	1
x2	1	0	1	0	0	0
x3	0	0	0	1	0	0
x4	0	0	0	0	1	0
x5	0	1	1	0	0	0
x6	0	1	1	0	1	0

Рис. 1

Построение таблицы отображений вершин графа на примере пути из трех ребер (рис. 2).

1. При формировании таблиц отображений вершин используется матрица смежности графа: исходная и транспонированная. Обозначения строк таблицы отображений определяются обозначениями строк матриц смежности. Это могут быть порядковые номера строк или обозначения вершин графа. Ячейки с обозначениями вершин расположены в крайнем левом столбце и выделены темным цветом. Обозначения столбцов таблицы отображений и матрицы смежности совпадают.

A^3	x1	x2	x3	x4	x5	x6
x1	1	0	0	1	0	1
x2	1	1	1	0	0	0
x3	2	1	1	1	0	1
x4	1	0	0	1	1	2
x5	0	2	0	0	1	1
x6	0	0	0	0	1	1

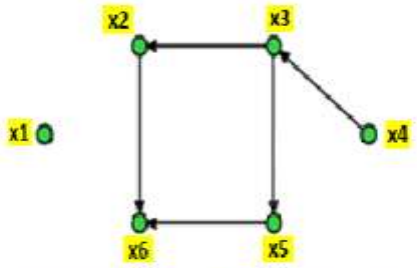


Рис. 2

2. Таблица отображений делится на две области: верхняя соответствует прямым отображениям начальной вершины, нижняя – обратным отображениям конечной. Эти области представляют прямое и обратное транзитивное замыкание начальной и конечной вершин, соответственно. В таблице они отделены друг от друга двойной линией.

3. Каждая область разделена на части, включающие от одной строки и более. Первую часть верхней области образует строка, соответствующая начальной вершине. Вторая формируется на основе единиц, входящих в первую часть, и представляет собой прямое отображение 2-го порядка начальной вершины и т.д. Новые части области начальной вершины размещаются ниже предыдущих. Формирование i-ой части осуществляется перемещением слева направо по элементам строк и последовательным перебором строк (i-1)-ой части двигаясь сверху вниз. Каждая единица добавляет в i-ую часть области строку из матрицы смежности, имеющую такое же наименование, как и столбец, содержащий единицу. При наличии нескольких единиц в одном и том же столбце (i-1)-ой части в i-ой части сохраняется только одна строка. Каждая последующая строка i-ой части размещается ниже предыдущей.

Нижняя часть области конечной вершины образована соответствующей данной вершине строкой транспонированной матрицы смежности. Новые части области конечной вершины размещаются выше ее предыдущих частей и представляют собой обратное отображение соответствующего порядка конечной вершины. Формирование каждой последующей части осуществляется последовательным перебором строк предшествующей части, двигаясь снизу вверх. Каждая единица добавляет в формируемую часть области строку транспонированной матрицы смежности, имеющую наименование, соответствующее наименованию столбца, в котором расположен единичный элемент. Каждая последующая строка формируемой части области конечной вершины размещается выше предыдущей.

Разные части таблицы отображений могут содержать одинаковые строки. В одной части одинаковых строк не должно быть.

4. Области имеют равное количество частей, число которых на единицу меньше длины пути.

5. Нумерация частей обеих областей идет сверху вниз и начинается для каждой области с номера 1 (рис. 2).

Рассмотрим построение таблицы отображений для путей длинной в три дуги от 4-ой к 6-ой вершине $A^3/46$ (рис. 2). Поскольку степень матрицы смежности равна 3, то области содержат по две части.

Первой частью верхней области служит строка матрицы смежности, соответствующая начальной вершине x_4 (левая матрица на рис. 1). Она содержит одну единицу в столбце x_3, поэтому вторая часть данной области содержит только одну строку, соответствующую строке x_3 матрицы смежности. Эта строка размещается ниже первой части верхней области (левая таблица второго ряда на рис. 2).

Формирование области конечной вершины начинается снизу. В качестве нижней строки используется строка транспонированной матрицы смежности (правая матрица на рис. 1), соответствующая конечной вершине x_6. Эта строка содержит три единицы в столбцах x_2, x_3, x_5, поэтому следующая часть данной области начинается со строки, соответствующей вершине x_2 транспонированной матрицы смежности. Вводимая строка размещается выше строки конечной вершины, еще выше размещаются строки, соответствующие вершинам x_3 и x_5 транспонированной матрицы смежности. Последней из полученных частей области конечной вершины присваивается номер 1. Часть, содержащая строку конечной вершины обозначена номером 2. Для обозначения частей области начальной вершины используются номера, нарастание которых также идет сверху вниз (левая таблица второго ряда рис. 2).

Формирование пар единиц, принадлежащих одному столбцу и одноименным частям верхней и нижней областей таблицы отображений.

Для определения промежуточных вершин, входящих в искомые пути, выделяем единицы, расположенные в одном столбце, в одноименных частях разных областей. Объединяем их в пары замкнутыми линиями (рис. 2). Рассмотрим случай, когда единиц больше двух, например, столбец x_3 содержит четыре единицы (крайняя левая таблица второго ряда на рис. 2). Одна расположена в первой части области начальной вершин, две единицы содержит часть 1 области конечной вершины, последняя единица расположена в части 2 области конечной вершины. Таким образом, в столбце x_3 можно выделить две пары единиц, принадлежащие двум одноименным частям верхней и нижней областей. Одна пара, образована единицами строк, соответствующих вершинам x_4 и x_5, вторая – вершинам x_4 и x_2. Таким образом, одна единица может входить в несколько пар. Кроме них выделяются еще две пары единиц в столбцах x_2 и x_5. Для упрощения дальнейшей работы с таблицей единицы, не входящие в образованные пары, заменяются нулями. Итоговая таблица отображений показана в середине второго ряда на рис. 2.

Таблица поиска путей.

Для определения конкретного пути или маршрута от начальной вершины к конечной строим таблицу поиска путей (таблица 1). Для каждого пути в таблице отводятся две строки. Верхняя строка соответствует области начальной вершины таблицы отображений, нижняя – области конечной вершины. Число столбцов равно числу частей ($n = p - 1$), входящих в каждую область таблицы отображений. Каждая ячейка таблицы содержит две переменных, значения которых равны

координатам единиц итоговой таблицы отображений. Переменные верхней строки k-го столбца обозначаются i_k и j_k. Переменные нижней строки отличаются от них штрихом $i_k^{'}$, $j_k^{'}$. В качестве координат единиц итоговой таблицы отображений используются обозначения ее строк и столбцов. Значения переменных i_k, $i_k^{'}$ определяются числовыми индексами в обозначениях вершин, служащих наименованиями строк таблицы отображений, переменных j_k и $j_k^{'}$ - числовыми индексами в обозначениях вершин, служащих наименованиями столбцов. В самом начале заполнения таблицы поиска путей номер начальной вершины пути присваивается переменной i_1, номер конечной вершины присваивается переменной $i_n^{'}$.

Число пар единиц, используемых для поиска путей, равно числу частей, входящих в каждую область таблицы отображений. Пути отличаются хотя бы одной парой единиц.

Таблица 1

№ пути, марш.	Номер части области / Область таблицы отображений	1	2	…	$k-1$	k	$k+1$	…	n
1	Область начальной вершины	$i_1; j_1$	$i_2; j_2$	…	$i_{k-1}; j_{k-1}$	$i_k; j_k$	$i_{k+1}; j_{k+1}$	…	$i_n; j_n$
	Область конечной вершины	$i_1^{'}; j_1^{'}$	$i_2^{'}; j_2^{'}$	…	$i_{k-1}^{'}; j_{k-1}^{'}$	$i_k^{'}; j_k^{'}$	$i_{k+1}^{'}; j_{k+1}^{'}$	…	$i_n^{'}; j_n^{'}$
2	Область начальной вершины	…	…	…	…	…	…	…	…
	Область конечной вершины	…	…	…	…	…	…	…	…
…	…	…	…	…	…	…	…	…	…

Число вершин графа, входящих в искомый путь равно $p+1$, а число вершин, номера которых определяются первой строкой таблицы поиска путей $n=p-1$. Таки образом, первой строкой не определена только одна вершина, так как конечная вершина $i_n^{'}$ пути известна.

Последовательность номеров i_k всех столбцов верхней строки образует первую часть кортежа, номеров вершин, входящих в искомый

путь, остальная его часть образована номерами $i_k^{'}$ двух последних столбцов нижней строки.

Переменные ячеек таблицы, относящиеся к одному пути, связаны следующими соотношениями:

$$i_k = j_{k-1} \ (1), \quad j_k^{'} = j_k \ (2), \quad i_{k-1}^{'} = j_k \ (3), \quad j_{k-1}^{'} = i_k \ (4), \quad i_{k-1}^{'} = j_k^{'} \ (5).$$

Выражение (5) следует из (2) и (3), но им удобно пользоваться для контроля правильности заполнения формируемой таблицы поиска путей.

Использование таблицы отображений и таблицы поиска путей при синтезе изделий и СЕ

Структурные модели изделий рассматриваемой группы однородной продукции грузоподъемные манипуляторы содержат элементарные циклы, имеющие длину в три «внешних» ребра [15, 16]. Пример модели простейшего изделия g_{12} [16], содержащего «внешние» ребра c_1, c_5, c_7, приведен на рис. 3. Исходя из этого, синтез манипуляторов данного типа может быть сведен к последовательному синтезу трехкомпонентных СЕ. Решим задачу синтеза одноконтурного манипулятора, имеющего типоразмер s_0.

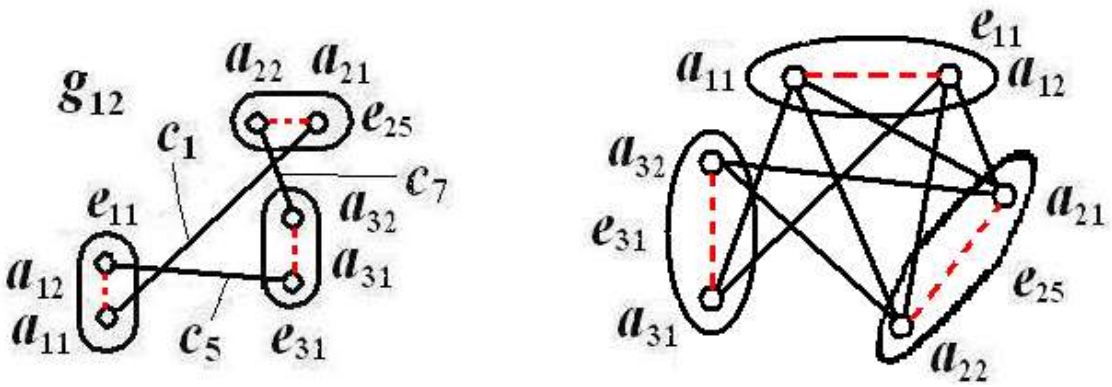


Рис. 3

Для решения данной задачи на основе полной ЭБ (приведенной в [16]) сформирована рабочая ЭБ, содержащая компоненты соответствующего типоразмера e_{11}, e_{25}, e_{31} [16]. На основе данных об узлах сопряжения отобранных компонентов составлены матрица A_1 смежности узлов и матрица W смежности узлов сопряжения, принадлежащих одному и тому же компоненту (рис. 4, *а*) [13]. Граф ЭБ, содержащий «внешние» и «внутренние» ребра, показан в правой части рис. 3. В соответствии с рис. 3 структурная модель манипулятора содержит замкнутый контур, в котором чередуются «внешние» (показаны сплошными линиями) и «внутренние»

(показаны штриховыми линиями) ребра графа. «Внешние» ребра, отражают соединения узлов разных компонентов. Эта часть графа ЭБ представлена матрицей смежности A_1. «Внутренние» ребра «соединяют» узлы одного и того же компонента [13]. Они отражают передачу механической энергии между его узлами. Этой составляющей графа ЭБ соответствует матрица W. При синтезе ограничимся маршрутом длиной в 5 ребер, начальная и конечная вершины которого соответствуют узлам сопряжения одного компонента, например, e_{11}. В матрицах смежности A_1 и W узлам сопряжения a_{11} и a_{12} этого компонента соответствуют строки с номерами 1 и 2. Для упрощения матриц в них сохранены только номера рядов (рис. 4, *б*). При длине маршрута 5 ребер число частей каждой области таблицы отображений равно 4.

Поскольку матрицы A_1 и W симметричны относительно главной диагонали, их транспонированные матрицы соответствуют исходным.

				E1		E2		E3		
A1				1	2	27	28	33	34	
				e11		e25		e31		
				a11	a12	a21	a22	a31	a32	
				-1	-1	1	1	1	-1	
1	e11	a11	-1	0	0	1	1	1	0	1
2		a12	-1	0	0	1	1	1	0	2
27	e25	a21	1	1	1	0	0	0	1	27
28		a22	1	1	1	0	0	0	1	28
33	e31	a31	1	1	1	0	0	0	0	33
34		a32	-1	0	0	1	1	0	0	34
				1	2	27	28	33	34	№ узлов

				E1		E2		E3		
W				1	2	27	28	33	34	
				e11		e25		e31		
				a11	a12	a21	a22	a31	a32	
				-1	-1	1	1	1	-1	
1	e11	a11	-1	0	1	0	0	0	0	1
2		a12	-1	1	0	0	0	0	0	2
27	e25	a21	1	0	0	0	1	0	0	27
28		a22	1	0	0	1	0	0	0	28
33	e31	a31	1	0	0	0	0	0	1	33
34		a32	-1	0	0	0	0	1	0	34
				1	2	27	28	33	34	№ узлов

а)

A1

№ узлов	1	2	27	28	33	34
1	0	0	1	1	1	0
2	0	0	1	1	1	0
27	1	1	0	0	0	1
28	1	1	0	0	0	1
33	1	1	0	0	0	0
34	0	0	1	1	0	0

W

№ узлов	1	2	27	28	33	34
1	0	1	0	0	0	0
2	1	0	0	0	0	0
27	0	0	0	1	0	0
28	0	0	1	0	0	0
33	0	0	0	0	0	1
34	0	0	0	0	1	0

б)

Рис. 4

Начальной вершиной маршрута считаем узел сопряжения a_{11}, ему соответствует строка 1. Конечная вершина - a_{12} (строка 2). Первая часть верхней области таблицы отображений и последняя часть ее нижней области определяются строками матрицы смежности A_1, соответствующими начальной и конечной вершинам (рис. 4). Поскольку сначала используется матрица «внешних» ребер A_1, то первое ребро маршрута «внешнее». Вторая часть верхней области формируется с

помощью матрицы W. Для получения 3-ей части опять используется матрица A_1, а для построения 4-ой –матрица W. Такая последовательность соответствует чередованию в маршруте «внешних» и «внутренних» ребер, потому что каждая вершина в структурной модели изделия может быть инцидентна только одному «внешнему» и одному «внутреннему» ребру (левая часть рис. 3).

При формировании области конечной вершины (нижней области) таблицы отображений матрица A_1 используется при комплектовании 2-ой и 4-ой частей. Для построения остальных частей применяется матрица W. Полученная таблица отображений показана на рис. 5. После выделения пар единиц и замены единиц, оставшихся без пар, нулями, таблица отображений будет иметь вид, приведенный на рис. 6.

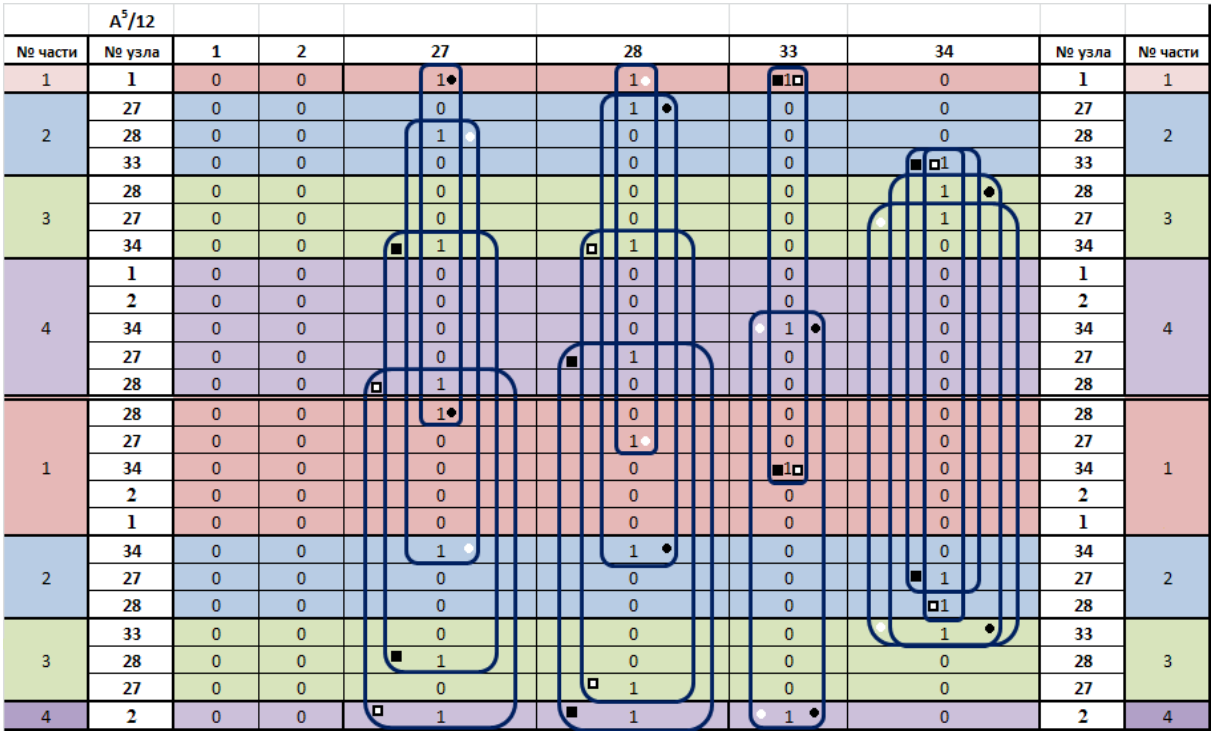
	$A^5/12$								
№ части	№ узла	1	2	27	28	33	34	№ узла	№ части
1	1	0	0	1	1	1	0	1	1
2	27	0	0	0	1	0	0	27	2
	28	0	0	1	0	0	0	28	
	33	0	0	0	0	0	1	33	
3	28	1	1	0	0	0	1	28	3
	27	1	1	0	0	0	1	27	
	34	0	0	1	1	0	0	34	
4	1	0	1	0	0	0	0	1	4
	2	1	0	0	0	0	0	2	
	34	0	0	0	0	1	0	34	
	27	0	0	0	1	0	0	27	
	28	0	0	1	0	0	0	28	
1	28	0	0	1	0	0	0	28	1
	27	0	0	0	1	0	0	27	
	34	0	0	0	0	1	0	34	
	2	1	0	0	0	0	0	2	
	1	0	1	0	0	0	0	1	
2	34	0	0	1	1	0	0	34	2
	27	1	1	0	0	0	1	27	
	28	1	1	0	0	0	1	28	
3	33	0	0	0	0	0	1	33	3
	28	0	0	1	0	0	0	28	
	27	0	0	0	1	0	0	27	
4	2	0	0	1	1	1	0	2	4
№ части	№ узла	1	2	27	28	33	34	№ узла	№ части

Рис. 5

Находим возможные маршруты длиной в пять дуг между узлами сопряжения (вершинами графа ЭБ) a_{11} и a_{12}, с помощью построения таблицы поиска путей. При этом используются соотношения (1) – (5) между переменными ее ячеек.

Начальной вершине (начальному узлу сопряжения) 1, соответствует строка таблицы на рис. 6, содержащая три единицы в 1-ой части верхней области таблицы отображений. Поэтому первому маршруту соответствуют

координаты (i_1=1; j_1=27), второму - (i_1=1; j_1=28), третьему - (i_1=1; j_1=33). Используя (1) получим для маршрута 1 i_2=27, маршрута 2 i_2=28, маршрута 3 i_2=33. Учитывая (2) имеем для маршрута 1 $j_1^{'}$=27, маршрута 2 $j_1^{'}$=28, маршрута 3 $j_1^{'}$=33. Часть 2 верхней области таблицы отображений (рис. 6) показывает, что строки 27, 28 и 33 содержат по одной единице: в столбцах 28, 27 и 34, соответственно. Значит для маршрута 1 j_2=28, для маршрута 2 j_2=27, для маршрута 3 j_2=34. В соответствии с (3) для маршрута 1 $i_1^{'}$=28, для маршрута 3 $i_1^{'}$=27, для маршрута 3 $i_1^{'}$=34. На основании (1) и (2) для первого маршрута имеем i_3=28 и $j_2^{'}$=28, для второго: i_3=27 и $j_2^{'}$=27, для третьего: i_3=34 и $j_2^{'}$=34. Заносим данные в табл. 2.



	A⁵/12								
№ части	№ узла	1	2	27	28	33	34	№ узла	№ части
1	1	0	0	1	1	1	0	1	1
2	27	0	0	0	1	0	0	27	2
	28	0	0	1	0	0	0	28	
	33	0	0	0	0	0	1	33	
3	28	0	0	0	0	0	1	28	3
	27	0	0	0	0	0	1	27	
	34	0	0	1	1	0	0	34	
4	1	0	0	0	0	0	0	1	4
	2	0	0	0	0	0	0	2	
	34	0	0	0	0	1	0	34	
	27	0	0	0	1	0	0	27	
	28	0	0	1	0	0	0	28	
1	28	0	0	1	0	0	0	28	1
	27	0	0	0	1	0	0	27	
	34	0	0	0	0	1	0	34	
	2	0	0	0	0	0	0	2	
	1	0	0	0	0	0	0	1	
2	34	0	0	1	1	0	0	34	2
	27	0	0	0	0	0	1	27	
	28	0	0	0	0	0	1	28	
3	33	0	0	0	0	0	1	33	3
	28	0	0	1	0	0	0	28	
	27	0	0	0	1	0	0	27	
4	2	0	0	1	1	1	0	2	4

Рис. 6

Для первого и второго маршрута часть 3 верхней области таблицы отображений (рис. 6) показывает, что соответствующие им строки содержат по одной единице. Поэтому для маршрута 1 при i_3=28 имеет j_3=34, маршрута 2 при i_3=27 имеем j_3=34. Для третьего маршрута строка 34 содержит две единицы в столбцах 27 и 28, поэтому при i_3=34 имеем j_3=27 или j_3=28. Маршрут 3 разделяем на два: 3.1 и 3.2. В соответствии с (3) для маршрута 1 $i_2^{'}$=34, маршрута 2 $i_2^{'}$=34, маршрута 3.1 $i_2^{'}$=27, маршрута 3.2 $i_2^{'}$=28. Заносим данные в третий столбец таблицы 3.

Таблица 2

№ марш.	Номер части области / Области таблицы отображений	1	2	3	4
1	Область начальной вершины	(1; 27)	(27; 28)	(28;)	
	Область конечной вершины	(28; 27)	(; 28)		(2;)
2	Область начальной вершины	(1; 28)	(28; 27)	(27;)	
	Область конечной вершины	(27; 28)	(; 27)		(2;)
3	Область начальной вершины	(1; 33)	(33; 34)	(34;)	
	Область конечной вершины	(34; 33)	(; 34)		(2;)

Таблица 3

№ марш.	Номер части области / Области таблицы отображений	1	2	3	4
1	Область начальной вершины	(1; 27)	(27; 28)	(28; 34)	
	Область конечной вершины	(28; 27)	(34; 28)		(2;)
2	Область начальной вершины	(1; 28)	(28; 27)	(27; 34)	
	Область конечной вершины	(27; 28)	(34; 27)		(2;)
3.1	Область начальной вершины	(1; 33)	(33; 34)	(34; 27)	
	Область конечной вершины	(34; 33)	(27; 34)		(2;)
3.2	Область начальной вершины	(1; 33)	(33; 34)	(34; 28)	
	Область конечной вершины	(34; 33)	(28; 34)		(2;)

Продолжая процесс, получим полностью заполненную таблицу поиска маршрутов (табл. 4). Найденные маршруты приведены в таблице 5 и на рис. 7 в виде структурных и кинематических схем.

Таблица 4

№ марш.	Номер части области / Области таблицы отображений	1	2	3	4
1	Область начальной вершины	(1; 27)	(27; 28)	(28; 34)	(34; 33)
	Область конечной вершины	(28; 27)	(34; 28)	(33; 34)	(2; 33)
2	Область начальной вершины	(1; 28)	(28; 27)	(27; 34)	(34; 33)
	Область конечной вершины	(27; 28)	(34; 27)	(33; 34)	(2; 33)
3.1	Область начальной вершины	(1; 33)	(33; 34)	(34; 27)	(27; 28)
	Область конечной вершины	(34; 33)	(27; 34)	(28; 27)	(2; 28)
3.2	Область начальной вершины	(1; 33)	(33; 34)	(34; 28)	(28; 27)
	Область конечной вершины	(34; 33)	(28; 34)	(27; 28)	(2; 27)

Таблица 5

Условные значки маршрутов в таблице отображений рис. 6	№ маршру-та	Номера рядов матрицы смежности и вершины, входящие в маршрут					
	1 (1)	1	27	28	34	33	2
		a_{11}	a_{21}	a_{22}	a_{32}	a_{31}	a_{12}
	2 (2)	1	28	27	34	33	2
		a_{11}	a_{22}	a_{21}	a_{32}	a_{31}	a_{12}
	3 (3.1)	1	33	34	27	28	2
		a_{11}	a_{31}	a_{32}	a_{21}	a_{22}	a_{12}
	4 (3.2)	1	33	34	28	27	2
		a_{11}	a_{31}	a_{32}	a_{22}	a_{21}	a_{12}

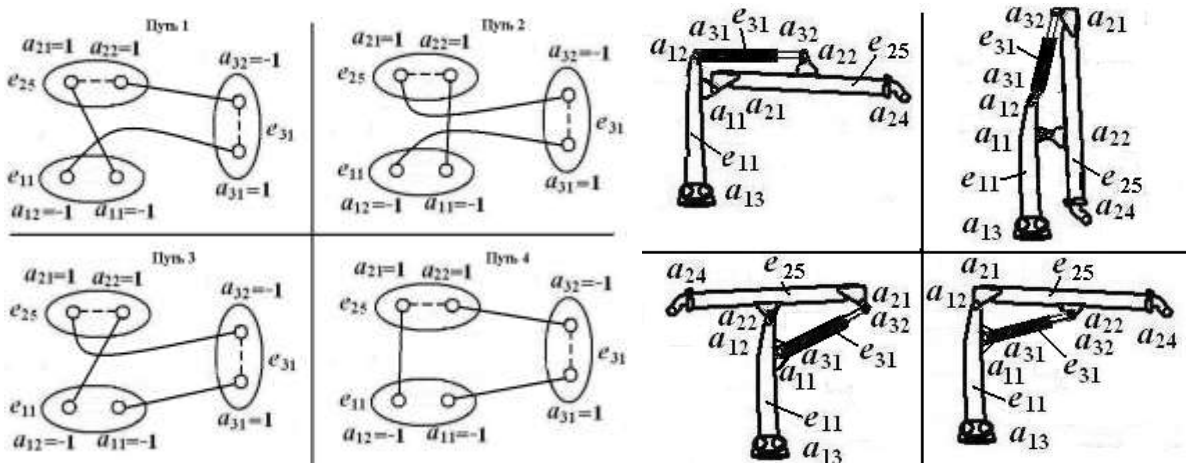


Рис. 7

Выводы. Задача структурного синтеза изделий и СЕ сводится к поиску маршрутов и путей на структурной модели ЭБ группы однородной продукции. Табличный подход, основанный на применении структурных моделей изделий, учитывающих узлы сопряжения и представленных в виде матриц смежности узлов сопряжения, позволяет на этапе синтеза изделий сделать решение задачи более наглядным и удобным для ручного применения.

Если в приведенном примере синтеза изделий ввести в состав рабочей ЭБ стреловую секцию, содержащую четыре узла сопряжения, то получим СЕ с двумя незадействованными узлами сопряжения, с которыми могут соединяться другие компоненты ЭБ. Эту СЕ можно ввести в состав новой рабочей ЭБ и получить изделия, которые будут содержать два замкнутых контура и т.д.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

[1] Скопец Г.М., Степанов В.Д. Основные положения методологии группового проектирования унифицированных летательных аппаратов // Вооружение и экономика. – 2012. – №1(17). – С.30-38.

[2] Концепция создания нового семейства многофункциональных автомобилей модульной конструкции на общей агрегатной базе / Дзоценидзе Т.Д. [и др.] // Технология колесных и гусеничных машин. – 2015. – №6(22). – С.42-48

[3] 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.

[4] Аскалонова Т.А., Леонов С.Л., Ситников А.А. Организация групповой технологии в гибких производственных системах // Вестник современных технологий. – 2016. – №1. – с.4–9.

[5] Смирнов В.В., Овчаренко А.Г. Формирование групп деталей при проектировании групповых технологий машиностроения // Актуальные проблемы в машиностроении. – 2016. – №3. – с.134–139.

[6] Третьяков В.М. Роль групповой технологии при реализации принципов бережливого производства // Стандарты и качество. – 2017. – № 12. – С.56 – 60.

[7] Simpson, T. W., Siddique, Z., & Jiao, J. Product platform and product family design: Methods and applications. New York: Springer, 2006. – 548 p.

[8] Simpson, T. W., Jiao, R. J., Siddique, Z. and Hцlttд-Otto, K. Advances in product family and product platform design: Methods and applications. New York: Springer, 2013. – 819 p.

[9] Sangjin Jung and Timothy W Simpson, 2018, "Product Family Redesign Using Additive Manufacturing", ASME International Design Engineering Technical Conferences, ASME, pp. Paper No. DETC2018-85627.

[10] Третьяков В.М. Использование понятия «узел сопряжения» при конструировании изделий машиностроения // Вестник машиностроения. – 2010. – №12. – с.24 – 30.

[11] Третьяков В.М. Применение узлов сопряжения при проектировании изделий // Современное машиностроение. Наука и образование. – 2014. – №4. – С. 443–453.

[12] 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.

[13] 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.
[14] Лекция 4. Достижимость на графах. Нахождение множества вершин, входящих в путь. https://www.intuit.ru/studies/courses/1033/241/lecture/6214?page=2/. (дата обращения 12.03.2019)
[15] 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 – №6. – С. 214-226.
[16] Третьяков В.М. Алгебраический подход к разработке элементной базы группы однородной продукции // Современное машиностроение: Наука и образование: материалы 7-й международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н. Евграфова и А.А. Попова. СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, – 2018. – №. 7– С. 170-182.

V.M. Tretyakov

ON THE STRUCTURAL SYNTHESIS OF ITEM OF A HOMOGENOUS PRODUCT CATEGORY

V. A. Degtyarev Kovrov State Technological Academy, Russia

Abstract

The paper considers the application of certain regulations of graph theory for solving a structural synthesis problem on the basis of the unified elemental base of items of the homogenous product category including their assembly units. The approach peculiarity consists in applying structural models which take in account interface nodes of items. The synthesis problem is solved using mapping tables of graph vertices and look up tables of tracks and routes which are formed by the adjacency matrix. The paper gives an item synthesis example of the category of load lifting manipulators.

Key words: group design, homogenous product category, elemental base, item structural synthesis, interface nodes, manipulators.

REFERENCES

[1] Skopets G.M., Stepanov V.D. Osnovnye pologeniy metodologii gruppovogo proektirovaniy unificirovannyh letatrlnyh apparartov //

Voorugeniy i ekonomika. – 2012. – №1(17). – P.30-38. (rus.)
[2] Kocepcia sozdania novogo semeystva mnogofunkcionalnyh avtomobiley modulnoi kostrukcii na obschey agregatnoi baze / Dzocenidze T.D. [i dr.] // Tehnologia kolesnyh i gusenichnyh mashin. – 2015. – №6(22). – P.42-48. (rus.)
[3] 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.)
[4] 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.)
[5] Smirnov V.V., Ovcharenko A.G. Formirovanie grupp detaley pri proektirovanii gruppovyh tehnologiy mashinostrorniy // Aktualnye problem v mashinostroenii. – 2016. – №3. – P.134–139. (rus.)
[6] Tretyakov V.M. The value of group technology for lean production principles implementation // Standards and Quality. – 2017. – № 12. – P.56 – 60. (rus.)
[7] Simpson, T. W., Siddique, Z., & Jiao, J. Product platform and product family design: Methods and applications. New York: Springer, 2006. – 548p.
[8] Simpson, T. W., Jiao, R. J., Siddique, Z. and Нцlttд-Otto, K. Advances in product family and product platform design: Methods and applications. New York: Springer, 2013. – 819 p.
[9] Sangjin Jung and Timothy W Simpson, 2018, "Product Family Redesign Using Additive Manufacturing", ASME International Design Engineering Technical Conferences, ASME, pp. Paper No. DETC2018-85627.
[10] Tretyakov V.M. Ispolzovanie poniatiy «uzel sopriagenia» pri konstruirovanii izdeliy mashinostroenia // Vestnik mashinostroenia. – 2010. – №12. – P.24 – 30. (rus.)
[11] Tretyakov V.M. Application of junctions for product design // Modern mechanical engineering: Science and education. – 2014. – №4. – P. 443-453. (rus.)
[12] 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.
[13] 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.)
[14] Lekciy 4. Dostigimost na grafah. Nahogdenie mnogestva vershin, vhodiyschih v put. https://www.intuit.ru/studies/courses/1033/241/lecture/6214?page=2/.
[15] 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. – №6. – P. 214-226. (rus.)

[16] Tretyakov V.M. An algebraic approach to development of an element base of a homogenous product category // Modern mechanical engineering: Science and education.: materialy 7 megdunarodnoy nauchno-prakticheskoy konferencii / Pod red. A.N.Evgrafova i A.A.Popova. SPb.: Izd-vo Politehn. un-ta, – 2018. – №7. – P. 170-182. (rus.)

ISSN 2223-0807
Современное машиностроение: Наука и образование :
материалы 8-й Международной научно-практической конференции / Под ред.
А.Н.Евграфова и А.А. Поповича.- СПб.: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2019.

DOI 10.1872/MMF-2019-27
УДК 539.3:534.1

Г.В. Филиппенко

ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ОСЕСИММЕТРИЧНЫХ ВОЛНОВЫХ ПРОЦЕССОВ В ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ОБОЛОЧКЕ НА УПРУГОМ ОСНОВАНИИ

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

В работе рассмотрены совместные колебания бесконечной круговой цилиндрической оболочки типа Кирхгофа – Лява на упругом основании (аналогично основанию Винклера для пластин). Рассматривается задача о свободных колебаниях оболочки. Исследуется дисперсионное уравнение и характер дисперсионных кривых в окрестности точки виринга. Находятся распространяющиеся волны и потоки энергии в оболочке. Проведено сравнение вкладов в общий поток энергии различных механизмов передачи энергии по оболочке. Исследована их коротковолновая и длинноволновая асимптотики.

Ключевые слова: распространение волн, цилиндрическая оболочка, колебания оболочек, локальные и интегральные потоки энергии

Введение и постановка задачи

Цилиндрические оболочки в жидкости давно исследуются в связи с богатыми приложениями в технике и строительстве. Это один из важнейших элементов при моделировании акустических волноводов, различных трубопроводов, опор морских буровых установок и других гидротехнических сооружений [1-20]. Особый интерес представляют осесимметричные волновые процессы [6], ввиду как их частого

возникновения, так и удобства аналитического анализа. Эти колебания возбуждаются при осесимметричном возбуждении.

Рассмотрим свободные колебания бесконечно протяженной круговой цилиндрической оболочки типа Кирхгофа – Лява [14]. Введем цилиндрическую систему координат (r,φ,z), где ось z совпадает с осью цилиндра, и локальную систему координат $(\mathbf{t},\mathbf{n},\mathbf{k})$, где вектора $\mathbf{t},\mathbf{n}$ соответственно касательный и нормальный единичные вектора к оболочке, а вектор $\mathbf{k}$ – единичный вектор вдоль оси z. В качестве переменных, описывающих вибрационное поле в системе, выберем вектор смещений оболочки $\mathbf{u}=(u_t,u_z,u_n)^{\mathrm{T}}$ (T — знак операции транспонирования). Поскольку далее будут рассматриваться только осесимметричные колебания, зависимость всех процессов от угла φ отсутствует, поэтому он будет опускаться в аргументах функций.

Аналогично основанию Винклера для пластин, на границе оболочки, по нормали к ней, действует сила Винклера (реакция основания Винклера)

$$f_n(z)=K_n u_n(z);\quad -\infty<z<+\infty, \tag{1}$$

где K_n коэффициент упругости Винклеровского основания. Граничное условие дополняется условием на бесконечности $z=\pm\infty$ [13]. Рассматриваются однородные волны в системе, бегущие из $z=-\infty$ в $z=+\infty$.

Введем следующие обозначения: $c_s=\sqrt{Eh/\left(\left(1-\nu^2\right)\rho\right)}$ — скорость распространения волн деформации срединной поверхности цилиндрической оболочки, E, ν и ρ_s — модуль Юнга, коэффициент Пуассона и объемная плотность материала оболочки соответственно, h — толщина оболочки, $\rho=\rho_s h$ — её поверхностная плотность, R — радиус цилиндрической оболочки. Зависимость всех процессов от времени предполагаем гармонической с частотой ω, а временной фактор $\exp\{-i\omega t\}$ условимся всюду опускать.

Дополнительно установим безразмерные параметры: безразмерную частоту $w=\omega R/c_s$ и параметр, характеризующий относительную толщину оболочки $\alpha^2=(1/12)(h/R)^2$.

В осесимметричном случае баланс сил, действующих на цилиндр, с учетом силы Винклера, можно записать в виде [1]

$$\mathbf{Lu}=\begin{pmatrix} w^2+d^2\partial_z^2 & 0 & 0 \\ 0 & w^2+\partial_z^2 & \nu\partial_z \\ 0 & -\nu\partial_z & w^2-\alpha^2(1-2\nu\partial_z^2+\partial_z^4)-1-K \end{pmatrix}\begin{pmatrix} u_t \\ u_z \\ u_n \end{pmatrix}=\mathbf{0};\quad -\infty<z<+\infty, \tag{2}$$

где

$$d^2=\left(1+4\alpha^2\right)\nu_-,\quad \nu_-=(1-\nu)/2,\quad \partial_z:=R\frac{\partial}{\partial z},\quad K=\frac{1-\nu^2}{h/R}K_0;\quad K_0=\frac{K_nR}{E}. \qquad (3)$$

Здесь K_0 безразмерный коэффициент упругости, связывающий безразмерную силу f_n/E и безразмерное смещение u_n/R. Заметим, что в работе используется модель оболочки Кирхгофа – Лява из [14].

Получение представления для вибрационного поля

Решение уравнения (3) будем искать в виде

$$\left(u_t,u_z,u_n\right)^T=Ae^{i\lambda z}\left(\varsigma,\xi,\gamma\right)^T. \qquad (4)$$

Здесь A,ς,ξ,γ — произвольные константы; λ — искомое волновое число. В дальнейшем перейдем к безразмерной координате $z:=z/R$ и безразмерному волновому числу $\lambda:=\lambda R$, сохранив за ними прежние обозначения.
Подставляя (4) в (2), получаем однородную алгебраическую систему вида

$$\mathbf{L}^\lambda\mathbf{x}=\mathbf{0}, \qquad (5)$$

где вектор $\mathbf{x}\equiv\left(\varsigma,\xi,\gamma\right)^{\mathrm{T}}$ (который будем нормировать на единичную длину), а матрица $\mathbf{L}^\lambda$ есть образ Фурье оператора $\mathbf{L}$. Условие существования нетривиального решения этой системы приводит к дисперсионному уравнению $\det\mathbf{L}^\lambda=0$. В статье рассматривается свободный стационарный режим распространения волн в оболочке, поэтому далее для заданной частоты w находятся только вещественные положительные корни λ этого уравнения. Тем самым возникают три дисперсионные кривые $w_j=w_j(\lambda),\ j=1,2,3$. При этом кривой $w_3(\lambda)=\lambda d$, отвечают колебания, распространяющиеся без дисперсии и не зависящие от K_0, а две других кривых: $w_1(\lambda)\equiv w_+(\lambda)$ и $w_2(\lambda)\equiv w_-(\lambda)$ определяются выражением

$$2w_\pm^2=\lambda^2+\beta^2\pm\sqrt{\left(\lambda^2-\beta^2\right)^2+4\lambda^2\nu^2};\quad \beta^2=1+K+\alpha^2\left(1+2\nu\lambda^2+\lambda^4\right). \qquad (6)$$

Откуда, в частности, можно найти точки зарождения соответствующих дисперсионных кривых

$$w_1\big|_{\lambda=0}=0;\quad w_0\equiv w_2\big|_{\lambda=0}=\sqrt{1+K+\alpha^2}. \qquad (7)$$

После подстановки соответствующих корней $w_j = w_j(\lambda),\ j = 1,2,3$ в систему (5) находим собственные вектора $\mathbf{x}$ и, следовательно, вид вибрационного поля в системе. Заметим, что общее решение системы распадается на два независимых решения, одно из которых определяет чисто вращательные движения оболочки и представляется в виде $\mathbf{u} = Ae^{i\lambda z}(1,0,0)^T$, а в другом решении продольные и изгибные движения, оказываются связанными друг с другом и определяются выражением

$$\begin{pmatrix} u_t \\ u_z \\ u_n \end{pmatrix} = \frac{Ae^{i\lambda z}}{\sqrt{\left(\lambda^2 - w^2\right)^2 + \lambda^2\nu^2}} \begin{pmatrix} 0 \\ i\lambda\nu \\ \lambda^2 - w^2 \end{pmatrix}. \qquad (8)$$

После определения вибрационного поля в системе можно найти и вектор плотности потока энергии в оболочке. Единственная его ненулевая компонента направлена вдоль оси *z*. Нас будет интересовать, усредненный за период гармонических колебаний $T = 2\pi/\omega$, интегральный поток энергии Υ_{cyl} (поток через сечение цилиндрической оболочки плоскостью, перпендикулярной образующей [7]). Далее, для компактности изложения, его и будем называть потоком энергии в оболочке. Он представим в виде суммы четырех компонент $\Upsilon_t, \Upsilon_t, \Upsilon_t, \Upsilon_t$: крутильной, продольной, нормальной и компонентой связанной с моментами, соответственно

$$\Upsilon_{cyl} = \Upsilon_t + \Upsilon_z + \Upsilon_n + \Upsilon_m; \qquad \begin{Bmatrix} \Upsilon_t \\ \Upsilon_z \\ \Upsilon_n \\ \Upsilon_m \end{Bmatrix} = \pi\omega\rho c^2 \begin{Bmatrix} d^2\lambda |u_t|^2 \\ \lambda |u_z|^2 + \nu \operatorname{Im}\left(u_n \overline{u_z}\right) \\ \lambda\alpha^2 |u_n|^2 \left(\nu + \lambda^2\right) \\ \lambda\alpha^2 |u_n|^2 \left(\nu + \lambda^2\right) \end{Bmatrix}. \qquad (9)$$

Например, продольная компонента Υ_z соответствует работе обобщенной продольной силы на продольном смещении u_z и т.д. Из (9) следует, что $\Upsilon_n = \Upsilon_m$, а также заметим, что Υ_t не зависит от *K*, что и естественно, так как крутильные колебания не связаны с нормальными колебаниями u_n, посредством которых оболочка взаимодействует с Винклеровским основанием.

Учитывая, полученные выражения (8) для компонент вектора смещения, получим выражения для компонент потока энергии, нормированные на его поперечную компоненту $\Upsilon_t = \pi d^2\omega\rho c^2\lambda |A|^2$, в виде

$$\begin{Bmatrix} S_z \\ S_n \end{Bmatrix} \equiv \frac{1}{\Upsilon_t} \begin{Bmatrix} \Upsilon_z \\ \Upsilon_n \end{Bmatrix} = \frac{1}{d^2\left(\left(w^2-\lambda^2\right)^2+\lambda^2\nu^2\right)} \begin{Bmatrix} \lambda^2\nu^2+\nu\left(w^2-\lambda^2\right) \\ \alpha^2\left(\nu+\lambda^2\right)\left(w^2-\lambda^2\right)^2 \end{Bmatrix}. \qquad (10)$$

После подстановки (6) в (10), получим явные представления для потоков энергии, как функций волнового числа λ. Эти выражения не будем выписывать, ввиду их громоздкости, а изучим их асимптотику по λ.

Выражения для дисперсионных веток (6) преобразуются к виду (11а) и (11б) для малых λ и больших $\lambda >> 1$, соответственно

$$w_1(\lambda) = \lambda\sqrt{1-\frac{\nu^2}{w_0^2}} + O(\lambda^3), \quad w_2(\lambda) = \mathrm{w}_0 + \frac{\nu(2\alpha^2 \mathrm{w}_0^2 + \nu)}{2\mathrm{w}_0^3}\lambda^2 + O(\lambda^4), \qquad (11а)$$

$$w_1(\lambda) = \lambda\left(1-\frac{\nu^2}{2\alpha^2}\frac{1}{\lambda^4}+O\left(\frac{1}{\lambda^6}\right)\right), \quad w_2(\lambda) = \alpha\lambda^2\left(1+\frac{\nu}{\lambda^2}+\frac{w_0^2-\alpha^2\nu^2}{2\alpha\lambda^4}+O\left(\frac{1}{\lambda^6}\right)\right). \qquad (11б)$$

Заметим, что из характера асимптотик видно, что $w_1(\lambda)$ при малых λ (11а) и $w_1(\lambda)$ при больших λ (11б) практически совпадают и определяют единую кривую (квазидисперсионную кривую), вдоль которой волновой процесс будет иметь один и тот же характер, за исключением переходного процесса в районе точки виринга. Вторую квазидисперсионную кривую будет определять ее асимптотика $w_2(\lambda)$. В результате, после подстановки (11а,б) в (10), для длинноволновых асимптотик нормированных компонент потоков энергии получатся выражения (12а) и (12б)

$$\begin{Bmatrix} S_z^1 \\ S_n^1 \end{Bmatrix} = \frac{1}{d^2} \begin{Bmatrix} 1-\frac{\nu^2}{w_0^2}-\frac{2\nu^2\left(w_0^2\left(1-\alpha^2\nu\right)-\nu^2\right)}{w_0^6}\lambda^2+O(\lambda^4) \\ \frac{\alpha^2\nu^3}{w_0^4}\lambda^2+O(\lambda^4) \end{Bmatrix}, \qquad (12а)$$

$$\begin{Bmatrix} S_z^2 \\ S_n^2 \end{Bmatrix} = \frac{1}{d^2} \begin{Bmatrix} \frac{\nu^2}{w_0^2}+\frac{2\nu^2\left(w_0^2\left(1-\alpha^2\nu\right)-\nu^2\right)\lambda^2}{w_0^6}+O(\lambda^4) \\ \alpha^2\left(\nu+\lambda^2\right)-\frac{\alpha^2\nu^3}{w_0^4}\lambda^2+O(\lambda^4) \end{Bmatrix}, \qquad (12б)$$

а для соответствующих коротковолновых асимптотик — выражения (13а) и (13б) (здесь индексам $j=1,2$ в $S_{z,n}^j$ отвечают компоненты потоков энергии, вычисленные для асимптотик волн из первой и второй дисперсионной кривой, соответственно)

$$\begin{Bmatrix} S_z^1 \\ S_n^1 \end{Bmatrix} = \frac{1}{d^2} \begin{Bmatrix} 1 - \dfrac{\nu^2}{\alpha^2 \lambda^4} + O(1/\lambda^6) \\ \dfrac{\nu^2}{\alpha^2 \lambda^4} + O(1/\lambda^6) \end{Bmatrix}, \qquad (13а)$$

$$\begin{Bmatrix} S_z^2 \\ S_n^2 \end{Bmatrix} = \frac{1}{d^2} \begin{Bmatrix} \dfrac{\nu^2}{\alpha^2 \lambda^4} + O(1/\lambda^6) \\ \alpha^2 \left(\lambda^2 + \nu \right) - \dfrac{\nu^2}{\alpha^2 \lambda^4} + O(1/\lambda^6) \end{Bmatrix}. \qquad (13б)$$

Численные результаты и их анализ

Для иллюстрации будут рассмотрены зависимости частоты w (рис.1а, б), а также компонент нормированного потока энергии (рис.2 - 4) от волнового числа λ. Для расчета представленных графических зависимостей, значения характеристик элементов оболочки взяты следующие: $\nu = 0{,}3$, $h/R = 0{,}05$.

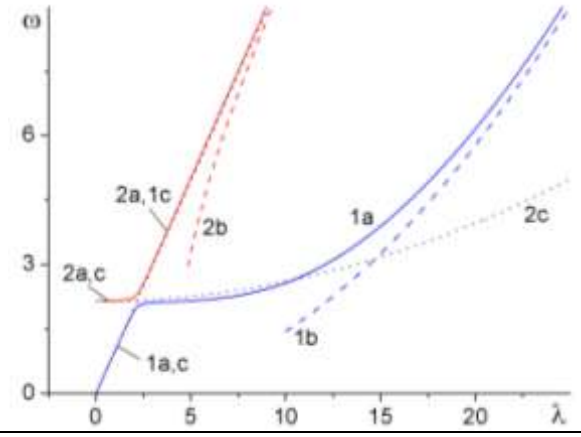


Рис.1*а* Дисперсионные кривые и их асимптотики для $K_0 = 0.2$.

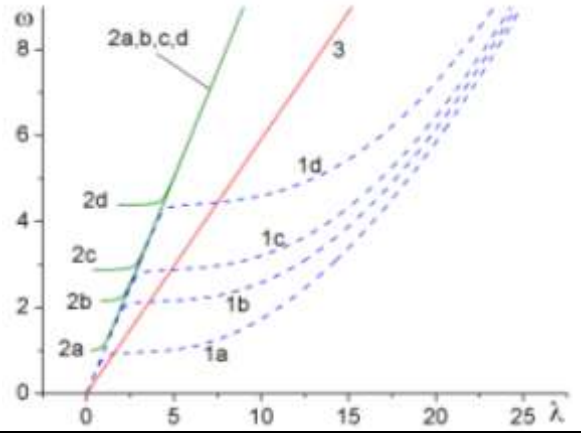


Рис.1*б* Дисперсионные кривые для $K_0 = 0.0, 0.2, 0.4, 1.0$

Для зависимости первого типа на обоих рисунках 1а и 1б дисперсионные кривые, отвечающие веткам $w_1(\lambda)$, $w_2(\lambda)$, $w_3(\lambda)$ маркируются цифрами *1, 2, 3* соответственно, а сами ветки, так и будем называть «первыми», «вторыми» и т.д. При этом прямая *3* – это дисперсионная кривая, отвечающая чисто крутильным колебаниям. Характер волновых процессов в оболочке определяется взаимодействием каналов распространения энергии, соответствующих компонентам потока энергии. Данное взаимодействие наиболее ярко проявляется в окрестности особых точек дисперсионных кривых [6, 7], в частности, в окрестности точек виринга (квазипересечения дисперсионных кривых *1* и *2* при $w = w_0$

(7) на рис.1а,б). Это соответствует обмену характером колебаний между волнами из соответствующих дисперсионных кривых в окрестности этой точки, что является обычным явлением для случая взаимодействия подсистем одной системы. Заметим, что потоки энергии лучше отслеживают этот эффект, чем кинематические или силовые характеристики, так как учитываются как сами эти величины, так и сдвиги фазы между ними [7].

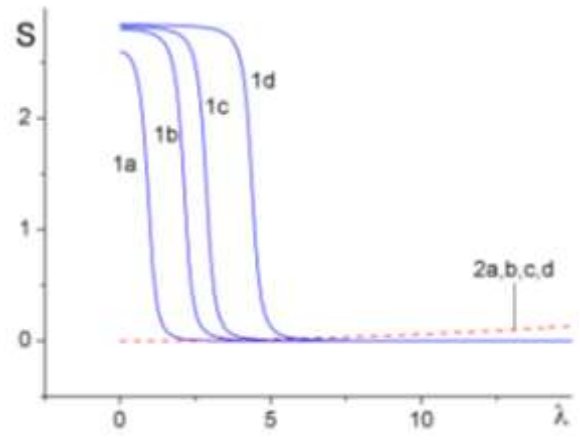


Рис.2*а* Компоненты потоков энергии S_z^1 (1) и S_n^1 (2) для $K_0 = 0.0, 0.2, 0.4, 1.0$

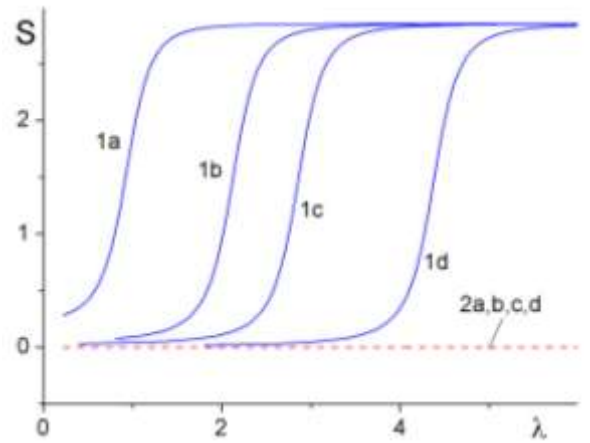


Рис.2*б* Компоненты потоков энергии S_z^2 (1) и S_n^2 (2) для $K_0 = 0.0, 0.2, 0.4, 1.0$

На рисунке 1б приведены дисперсионные кривые (6) для различных значений параметра $K_0 = 0.0, 0.2, 0.4, 1.0$ (соответствующие кривые помечены буквами a, b, c, d). Влияние этого параметра приводит к смещению точки виринга $w = w_0$ (7). При этом коротковолновые асимптотики дисперсионных кривых (11б) практически не зависят от величины этого параметра.

На рисунках 2а и 2б изображены продольная S_z^j (кривая *1*) и нормальная S_n^j (кривая *2*) компоненты потоков энергии для первой ($j = 1$) и второй ($j = 2$) дисперсионных кривых при тех же значениях параметра K_0 (кривые помечены буквами a, b, c, d). При этом нормальная компонента практически не зависит от K_0 (кривые $2a, b, c, d$), а влияние этого параметра на продольную компоненту сводится, в основном, к смещению соответствующих кривых $1a, b, c, d$, в то время как их максимум слабо от него зависит (12, 13).

Для волн из первой (рис. 3а,б) и второй (рис. 4а,б) дисперсионной кривых изображены как сами компоненты потока энергии $S_{z,n}$ (кривые *1*), так и их длинно и коротко волновые асимптотики (кривые 2), (вычисленные при $K_0 = 0.2$). Соответствующие асимптотики дисперсионных кривых изображены на рисунке *1а*. Причем буквой *а*

помечены сами дисперсионные кривые, а буквами b и c помечены их длинно и коротковолновые асимптотики, соответственно.

Заметим, что наибольшее значение продольной компоненты потока энергии S_z слабо зависит от коэффициента K_0. При этом нормальная компонента S_n потока энергии реализуется, в основном, на волнах из дисперсионной кривой $w_1(\lambda)$ на частотах $w > w_0$ (которым отвечают волновые числа $\lambda > \lambda_0 = \lambda(w_0) > 0$). Причем она заметно меньше, чем компонента S_z.

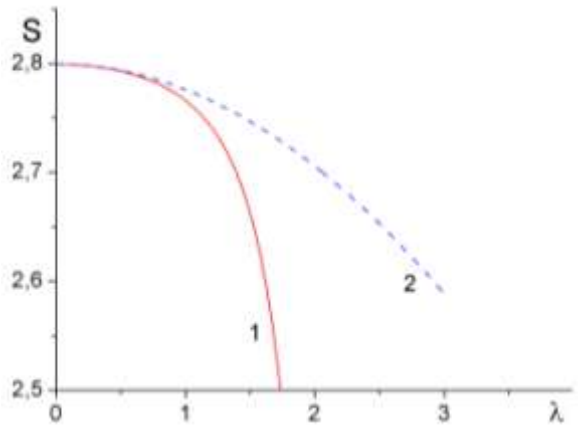


Рис.3*а* Компонента потока энергии S_z^1 (1) и ее длинноволновая аппроксимация (2).

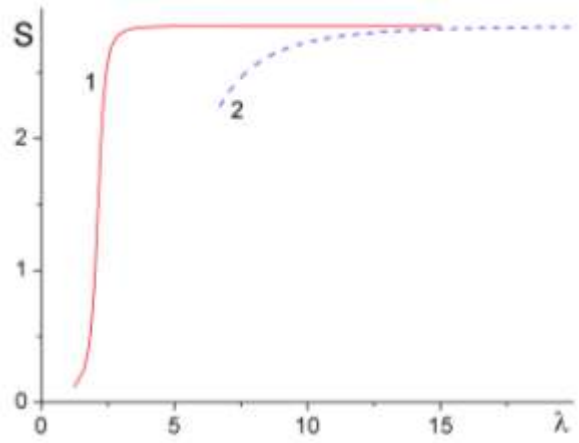


Рис.3*б* Компонента потока энергии S_z^2 (1) и ее коротковолновая аппроксимация (2).

Зададимся условием, когда нормальная компонента потока энергии S_n меньше ее крутильной компоненты S_t (этой компоненте потока энергии S_t на рисунках 2 - 4 отвечала бы, при сделанной нормировке (10), прямая $S = 1$). Заметим, что из (12б, 13б) следует, что представление $S_n \approx \alpha^2 \left(\nu + \lambda^2\right)/d^2$, удовлетворительно описывает как длинноволновое, так и коротковолновое приближения (рис. 4а). Отсюда следует, что $\lambda \approx d/\alpha \le 40$, что находится на границе применимости модели Кирхгофа-Лява.

Распределение потоков энергии отвечает, в целом, поведению квазидисперсионных кривых (вдоль каждой из них сохраняется свой тип колебания – точнее доминирует свой тип компоненты потока энергии). Асимптотики (11 - 13) и соответствуют этим квазидисперсионным кривым. При этом размер зоны виринга (по волновым числам) $\delta\lambda \approx 2$.

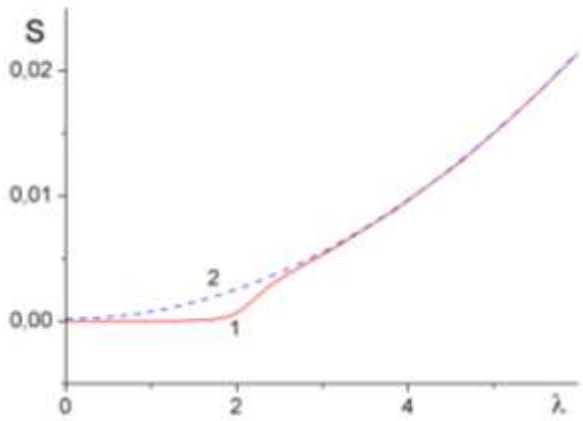


Рис.4*а* Компонента потока энергии S_n^2 (1) и ее длинноволновая аппроксимация (2).

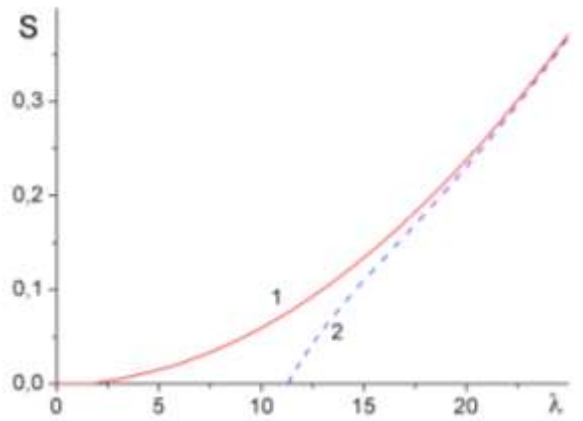


Рис.4*б* Компонента потока энергии S_n^2 (1) и ее коротковолновая аппроксимация (2).

Выводы

Анализ аналитических представлений для потоков энергии и вычисления показывают, что пропускная способность оболочки по энергии для осесимметричной продольной компоненты, по отношению к крутильной компоненте, слабо зависит от волнового числа λ (при движении по квазидисперсионным кривым), кроме окрестности точки виринга. При этом продольная компонента доминирует везде, кроме этой окрестности, где она сопоставима с крутильной компонентой. Изгибная компонента при этом становится заметной после точки виринга, а существенной становится только для достаточно больших λ.

Влияние параметра K_0 (безразмерного коэффициента упругости Винклеровского основания) проявляется, в основном, в сдвиге точки виринга и, соответственно, во «включении» изгибной компоненты потока энергии, а также в продольной компоненте потока энергии в длинноволновой области (рис.2а,б).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

[1] Filippenko G.V. The vibrations of reservoirs and cylindrical supports of hydro technical constructions partially submerged into the liquid. // Selected Contributions from the Conference “Modern Engineering: Science and Education”, Saint Petersburg, Russia, June 2014, Editor Alexander Evgrafov, Springer International Publishing, Switzerland, Lecture Notes in Mechanical Engineering, 2016, Pp.115-126, ISSN 2195-4356, DOI 10.1007/978-3-319-29579-4

[2] Елисеев В.В , Зиновьева Т.В. Нелинейно-упругая деформация подводного трубопровода в процессе укладки // Вычисл. мех. сплош сред. – 2012. – Т. 5, №1. – С. 70-78
[3] Зиновьева Т.В. Вычислительная механика упругих оболочек вращения в машиностроительных расчетах. // Современное машиностроение. Наука и образование: Материалы 2-й Междунар. науч.-практ. конференции. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2012. – С. 335-343.
[4] Тер-Акопянц Г.Л. Дисперсионные кривые и модальные коэффициенты при распространении волн в оболочке с жидкостью // Естественные и технические науки. – 2015. – № 6(84). С.77-81
[5] Тер-Акопянц Г.Л. Осесимметричные волновые процессы в цилиндрических оболочках, заполненных жидкостью // Естественные и технические науки. – 2015. – № 7 (85) . – С. 10-14.
[6] 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.
[7] 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.
[8] Sorokin S.V., Nielsen J.B., Olhoff N. Green's matrix and the boundary integral equations method for analysis of vibrations and energy flows in cylindrical shells with and without internal fluid loading, Journal of Sound and Vibration 271 (3–5) (2004), Pp.815–847.
[9] Filippenko G.V. Statement of the boundary-contact problems for the shells in acoustics // Proc. of the Int. Conf. "Days on Diffraction 2010", St.-Petersburg, Russia, June 8-10, 2010. – Pp. 57-626.
[10] Filippenko G.V. The energy analysis of shell-fluid interaction // Proc. of the Int. Conf. "Days on Diffraction 2011", St.-Petersburg, Russia, May 30-June 3, 2011. – Pp. 63-66.
[11] Filippenko G.V. The forced oscillations of the cylindrical shell partially submerged into a layer of liquid // Proc. of the Int. Conf. "Days on Diffraction 2012", St.-Petersburg, Russia, May 28-June 1, 2012. – Pp. 70-75.
[12] Cremer, L., Heckl, M., Petersson, Björn A.T. Structure-Borne Sound. Structural Vibrations and Sound Radiation at Audio Frequencies. 3rd ed. 2005, XII, 607 p., 215 illus.
[13] Sveshnikov, A. V. The limit absorption principle for a wave guide //Doklady Akademiji Nauk SSSR 1951, 80, Pp.345–347 (In Russian)
[14] Елисеев В.В. Механика упругих тел. – СПб.: Изд-во СПбГПУ, 2003. – 336 с.

[15] G.V. Filippenko. Wave processes in the periodically loaded infinite shell. Selected Contributions from the Conference “Modern Engineering: Science and Education”, Saint Petersburg, Russia, May 2018, Editor Alexander Evgrafov, Springer International Publishing, Switzerland, Lecture Notes in Mechanical Engineering, 2018, Pp.11-20, ISSN 2195-4356, DOI 10.1007/978-3-030-11981-2_2
[16] G.V. Filippenko. Waves with the negative group velocity in the cylindrical shell, filled with compressible liquid. In: A. Evgrafov (ed.), 2018, Advances in Mechanical Engineering, Lecture Notes in Mechanical Engineering. Published by Springer International Publishing, Switzerland, Pp.93-104, ISSN 2195-4356, ISBN 978-3-319-72928-2, DOI 10.1007/978-3-319-72929-9
[17] T.V. Zinovieva. Calculation of equivalent stiffness of corrugated thin-walled tube. // Selected Contributions from the Conference “Modern Engineering: Science and Education”, Saint Petersburg, Russia, May 2018, Editor Alexander Evgrafov, Springer International Publishing, Switzerland, Lecture Notes in Mechanical Engineering, 2018, Pp.211-220, ISSN 2195-4356, DOI 10.1007/978-3-030-11981-2_19
[18] 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. Pp. 165–176. doi:10.1007/978-3-319-53363-6_17
[19] Tatiana V. Zinovieva Calculation of forced oscillations of shells of revolution with arbitrary meridian. //Modern Engineering: Science and Education. Proceedings of Fifth International scientific and practical conference – SPb.: Published by State Polytechnic University, 2016. Pp. 442-452. http://www.mmf.spbstu.ru/mese/2016/442-452.pdf
[20] G. V. Filippenko Energy-flux analysis of the bending waves in an infinite cylindrical shell filled with acoustical fluid. // 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

THE ENERGY ANALYSIS OF THE AXISYMMETRICAL WAVE PROCESSES IN THE CYLINDRICAL SHELL ON ELASTIC FOUNDATION

Institute of Mechanical Engineering, St.-Petersburg, Russia
Saint Petersburg State University, St.-Petersburg, Russia

Abstract

The problem of free oscillations of an infinite circular cylindrical shell with spring-type boundary condition on the outer surface, analogous to Winkler foundation for a plate, are studied. The shell is considered of Kirchoff - Love type. All wave processes are considered to be axisymmetric. The statement of the problem is considered in the rigorous statement. The dispersion equation is found on the base of exact analytical solution. The propagating waves are analyzed. Energy analyses are studied with special attention to the specific points of dispersion curves. The comparison of different mechanisms of energy transmission in the shell is fulfilled. The energy fluxes and its components as functions of parameters of the shell are discussed. The possible fields of applicability of the gained effects are established.

Key words: propagation of the waves, cylindrical shell, vibrations of the shells, local and integral energy fluxes.

REFERENCES

[1] Filippenko G.V. The vibrations of reservoirs and cylindrical supports of hydro technical constructions partially submerged into the liquid. // Selected Contributions from the Conference “Modern Engineering: Science and Education”, Saint Petersburg, Russia, June 2014, Editor Alexander Evgrafov, Springer International Publishing, Switzerland, Lecture Notes in Mechanical Engineering, 2016, Pp.115-126, ISSN 2195-4356, DOI 10.1007/978-3-319-29579-4

[2] Yeliseyev V.V., Zinovieva T.V. Nonlinear-elastic strain of underwater pipeline in laying process. // Vycisl. meh. splos. sred. - Computational Continuum Mechanics – 2012. – V. 5, №1. – Pp. 70-78.

[3] Zinovieva T.V. Computational mechanics of elastic shells of revolution in mechanical engineering calculations. //Modern Engineering: Science and Education. Proceedings of Second International scientific and practical conference – SPb.: Published by State Polytechnic University, 2012. – Pp. 335-343.

[4] Ter-Akopyants G.L. Dispersion curves and modal patterns of the wave propagation in elastic cylindrical shell filled with fluid. // Estestvennye-i-tehnicheskie-nauki-2015. – № 6(84). Pp.77-81. ISSN: 1684-2626

[5] Ter-Akopyants G.L. Axisymmetrical wave processes in cylindrical shell filled with fluid. // Estestvennye-i-tehnicheskie-nauki-2015. – № 7 (85) . – p. 10-14. ISSN: 1684-2626/

[6] Filippenko G.V. Energy aspects of axisymmetrical waves propagation in the infinite cylindrical shell fully submerged in to the liquid // Vycisl. meh. splos. sred. - Computational Continuum Mechanics – 2013. – V. 6, № 2. – Pp. 187-197.
[7] Filippenko G.V. Energy aspects of waves propagation in the infinite cylindrical shell fully submerged in to the liquid // Vycisl. meh. splos. sred. - Computational Continuum Mechanics – 2014. – V. 7, № 3. – Pp. 295-305.
[8] Sorokin S.V., Nielsen J.B., Olhoff N. Green's matrix and the boundary integral equations method for analysis of vibrations and energy flows in cylindrical shells with and without internal fluid loading, Journal of Sound and Vibration 271 (3–5) (2004), Pp. 815–847.
[9] Filippenko G.V. Statement of the boundary-contact problems for the shells in acoustics // Proc. of the Int. Conf. "Days on Diffraction 2010", St.-Petersburg, Russia, June 8-10, 2010. – Pp. 57-626.
[10] Filippenko G.V. The energy analysis of shell-fluid interaction // Proc. of the Int. Conf. "Days on Diffraction 2011", St.-Petersburg, Russia, May 30-June 3, 2011. – Pp. 63-66.
[11] Filippenko G.V. The forced oscillations of the cylindrical shell partially submerged into a layer of liquid // Proc. of the Int. Conf. "Days on Diffraction 2012", St.-Petersburg, Russia, May 28-June 1, 2012. – Pp. 70-75.
[12] Cremer L., Heckl M., Petersson, Björn A.T. Structure-Borne Sound. Structural Vibrations and Sound Radiation at Audio Frequencies. 3rd ed. 2005, XII, 607 p., 215 illus.
[13] Свешников А.В. Принцип предельного поглощения для волноводов. // Доклады Академии Наук СССР 1951, 80, С.345–347
[14] Елисеев В.В. Механика упругих тел. СПб., – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2003, 336 с.
[15] Filippenko G.V. Wave processes in the periodically loaded infinite shell. Selected Contributions from the Conference "Modern Engineering: Science and Education", Saint Petersburg, Russia, May 2018, Editor Alexander Evgrafov, Springer International Publishing, Switzerland, Lecture Notes in Mechanical Engineering, 2018, Pp.11-20, ISSN 2195-4356, DOI 10.1007/978-3-030-11981-2_2
[16] Filippenko G.V. Waves with the negative group velocity in the cylindrical shell, filled with compressible liquid. In: A. Evgrafov (ed.), 2018, Advances in Mechanical Engineering, Lecture Notes in Mechanical Engineering. Published by Springer International Publishing, Switzerland, Pp.93-104, ISSN 2195-4356, ISBN 978-3-319-72928-2, DOI 10.1007/978-3-319-72929-9
[17] Zinovieva T.V. Calculation of equivalent stiffness of corrugated thin-walled tube. // Selected Contributions from the Conference "Modern

Engineering: Science and Education", Saint Petersburg, Russia, May 2018, Editor Alexander Evgrafov, Springer International Publishing, Switzerland, Lecture Notes in Mechanical Engineering, 2018, Pp.211-220, ISSN 2195-4356, DOI 10.1007/978-3-030-11981-2_19

[18] Zinovieva T.V. Calculation of shells of revolution with arbitrary meridian oscillations // Selected Contributions from the Conference "Modern Engineering: Science and Education", Saint Petersburg, Russia, June 2016, Editor Alexander Evgrafov, Springer International Publishing, Switzerland, 2017, Pp.165-176, ISSN 2195-4356, DOI 10.1007/978-3-319-53363-6_17

[19] Zinovieva T.V. Calculation of forced oscillations of shells of revolution with arbitrary meridian. //Modern Engineering: Science and Education. Proceedings of Fifth International scientific and practical conference – SPb.: Published by State Polytechnic University, 2016. Pp.442-452. http://www.mmf.spbstu.ru/mese/2016/442-452.pdf

[20] Filippenko G.V. Energy-flux analysis of the bending waves in an infinite cylindrical shell filled with acoustical fluid. // 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 8-й Международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н.Евграфова и А.А. Поповича.- СПб.: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2019.

DOI 10.1872/MMF-2019-28
УДК 62-233

Ф.Ф. Хабибуллин [1], А.П. Мудров [2], М.Г. Яруллин. [3]

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ПРОСТРАНСТВЕННОГО 4R МЕХАНИЗМА

[1] 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

[2]Александр Петрович Мудров
Казанский национальный исследовательский технический университет им. А. Н. Туполева (КНИТУ-КАИ)
Россия, Казань,
E-mail: mudrov.aleks@yandex.ru

[3] Мунир Гумерович Яруллин
Казанский национальный исследовательский технический университет им. А.Н. Туполева-КАИ (КНИТУ-КАИ)
Россия, Казань
E-mail: Yarullinmg@yahoo.com

Аннотация

В данной работе приведены результаты силового анализа пространственного 4R механизма. Определены уравнения для нахождения давлений в каждом из шарниров механизма. Проведен анализ и получены выводы результатов исследований давлений в шарнирах пространственного 4R механизма.

Ключевые слова: пространственный механизм, механизм Беннетта, динамика, силовой анализ, направляющие косинусы

Введение

Одним из основных компонентов любой мехатронной системы является механическое устройство, предназначенное для преобразования движений звеньев в требуемое движение рабочего органа. В основном механическое устройство проектируется на базе открытой кинематической цепи, которая позволяет обеспечить универсальность и мобильность устройства, выбирать различную траекторию движения, возможную ориентацию рабочего органа и законы движения во времени. Однако одним из недостатков такого способа построения является низкая точность позиционирования с увеличением количества звеньев и появление негативных сил консольности [1].

Решением данной проблемы может стать замена открытой цепи на замкнутую цепь, а именно на пространственные механизмы с одними лишь вращательными парами, например, механизм Беннетта - пространственный 4R механизм.

Анализ научных исследований отечественных и зарубежных ученых показал, что на базе плоских и пространственных механизмов с замкнутой цепью спроектировано множество мехатронных устройств, в основном в отраслях робототехники [2-4], машиностроении [5, 6], в конструкциях манипуляторов [7-9].

Исходя из преимуществ и недостатков использования механизмов с открытой цепью и учитывая перспективность использования механизмов с замкнутой цепью [10, 11], была определена цель исследования – определение давлений в шарнирах пространственного механизма и внешнего приводного момента с целью создания научных основ исследования динамики таких механизмов.

Силовой анализ пространственного 4R механизма

В основе силового анализа механизма с избыточными связями, а именно пространственного 4R механизма, лежит силовой анализ рационального механизма. Для того, чтобы превратить пространственный 4R механизм – механизм Беннетта в рациональный, устраним (временно) три избыточные связи, в связи с этим мы заменим вращательную пару F на пару шар-цилиндр, при этом будут устранены линейная связь по оси Y_{FE}^{F} (ось шатуна) и две угловые связи по осям X_{FE}^{F}, Y_{FE}^{F} [12-14]. Вместо устранённых избыточных связей приложены следующие силовые факторы: $Q_{2F}^{Y_{FE}^{F}} = Q_{1F}^{Y_{FE}^{F}}$ и моменты $M_{2F}^{X_{FE}^{F}} = -M_{1F}^{X_{FE}^{F}}, M_{2F}^{Y_{FE}^{F}} = -M_{1F}^{Y_{FE}^{F}}$.

Схема пространственного 4R механизма для силового анализа представлена на рисунке 1, где известны следующие параметры: m- масса (G- сила тяжести), $J_{2F}^{X_{FG}^{G}}, J_{2F}^{Y_{FG}^{G}}, J_{2F}^{Z_{FG}^{G}}$- моменты инерции относительно осей

$X_{FG}^{G}, Y_{FG}^{G}, Z_{FG}^{G}$ шатуна, линейные и угловые параметры механизма, скорости и ускорения характерных точек и звеньев [15].

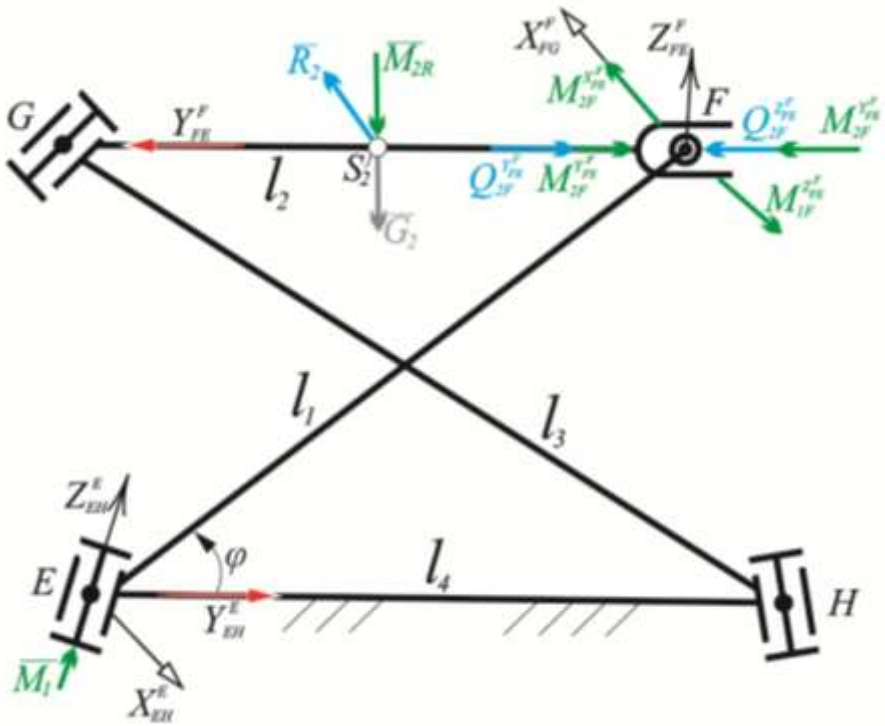


Рис. 1. Схема пространственного 4R механизма для силового анализа

Требуется определить давление в шарнирах и внешний момент M_1 (рис. 2. а). Главный вектор R_2 задан в проекциях на оси координат $X_{EH}^{E}\ Y_{EH}^{E}\ Z_{EH}^{E}$ / $R^{X_{EH}^{E}} = ma_S^{X_{EH}^{E}}, R^{Y_{EH}^{E}} = ma_S^{Y_{EH}^{E}}, R^{Z_{EH}^{E}} = ma_S^{Z_{EH}^{E}}$, где $a_S^{X_{EH}^{E}}$, $a_S^{Y_{EH}^{E}}, a_S^{Z_{EH}^{E}}$ - проекции ускорения центра масс шатуна.

Главный момент M_{2R} - в проекциях на оси координат $X_{FG}^{G}, Y_{FG}^{G}, Z_{FG}^{G}$ ($M_R^{X_{FG}^{G}}, M_R^{Y_{FG}^{G}}, M_R^{Z_{FG}^{G}}$). При этом массой кривошипов и силами трения пренебрегаем, ввиду их относительно небольших значений [16, 17].

Шарнир F. Определение давлений начнем с данного шарнира. Здесь на звено 2 действует сила Q_{2F}, которая показана на рисунке 2.б в проекциях на оси X_{FG}^{G}, Z_{FG}^{G} откуда получаем $Q_{2F}^{X_{FG}^{G}}, Q_{2F}^{Z_{FG}^{G}}$. Для определения давлений рассмотрим динамическое равновесие диады – звенья 2 и 3.

Возьмем относительно осей X_{FG}^{F}, Z_{FG}^{F} сумму моментов сил, приложенных к звену 2; относительно оси Z_{EH}^{H} - сумму моментов сил, приложенных к звеньям 2 и 3, и получим:

$$
\begin{aligned}
&(\overline{GF}\cdot\overline{Q_{2F}})_{Y_{FG}^{G}}+(\overline{GF}\cdot\overline{G})_{Z_{FG}^{G}}=(\overline{GS}\cdot\overline{R})_{Z_{FG}^{G}}+M_{2R}^{Z_{FG}^{G}},\\
&(\overline{HF}\cdot\overline{Q_{2F}})_{Z_{GH}^{H}}+(\overline{HS}\cdot\overline{G})_{Z_{GH}^{H}}=(\overline{HS}\cdot\overline{R})_{Z_{GH}^{H}}+M_{2R}^{Z_{GH}^{H}}+M_{3R}^{Z_{GH}^{H}}.
\end{aligned}
\qquad (1)
$$

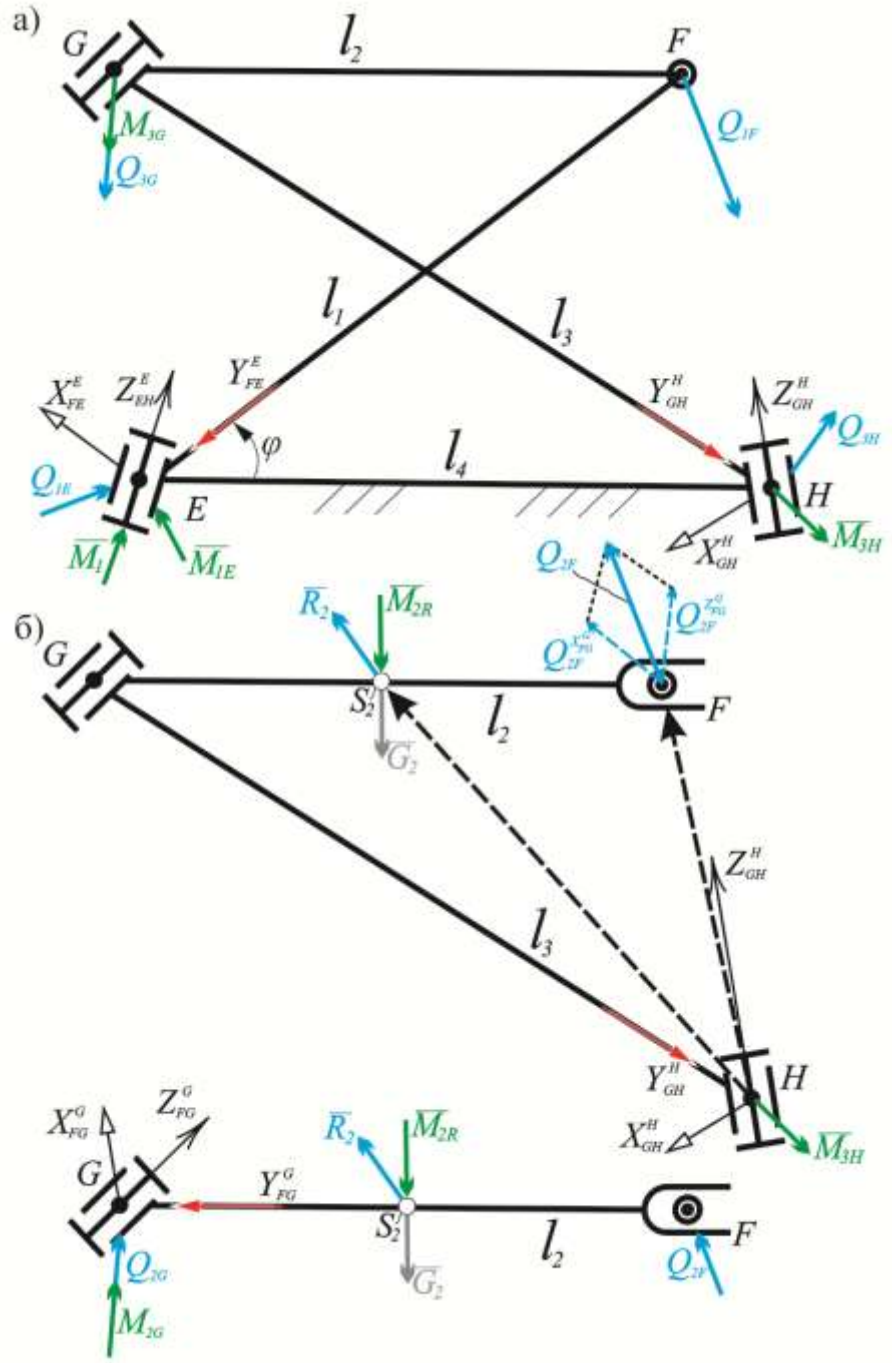


Рис. 2. Схема пространственного 4R механизма для определения внешнего момента

Введем для удобства обозначения:

$$\left.\begin{aligned} M^{Z^G_{FG}} &= -\left[(\overline{GS}\cdot\overline{R})_{Z^G_{FG}} + \overline{M_R^{Z^G_{FG}}} - (\overline{GS}\cdot\overline{G})_{Z^G_{FG}} \right], \\ M^{Z^H_{GH}} &= -\left[(\overline{HS}\cdot\overline{R})_{Z^H_{GH}} + \overline{M_R^{Z^H_{GH}}} - (\overline{HS}\cdot\overline{G})_{Z^H_{GH}} \right]. \end{aligned}\right\} \quad (2)$$

Выражение (1) запишем в таком виде:

$$\left.\begin{aligned} (\overline{GF}\cdot\overline{Q_{2F}})_{Z^G_{FG}} + M^{Z^G_{FG}} &= 0, \\ (\overline{HF}\cdot\overline{Q_{2F}})_{Z^H_{GH}} + M^{Z^H_{GH}} &= 0. \end{aligned}\right\} \quad (3)$$

Рассмотрим каждый член этой системы, куда входят искомые составляющие силы Q_{2F}, получим:

$$\left.\begin{aligned} (\overline{GF}\cdot\overline{Q_{2F}})_{Z^G_{FG}} &= GF^{Z^G_{FG}} Q_{2F}^{Z^G_{FG}} - GF^{Y^G_{FG}} Q_{2F}^{X^G_{FG}}, \\ (\overline{HF}\cdot\overline{Q_{2F}})_{Z^H_{EH}} &= HF^{X^H_{EH}} Q_{2F}^{Y^H_{EH}} - HF^{Y^H_{EH}} Q_{2F}^{X^H_{EH}}. \end{aligned}\right\} \quad (4)$$

Входящие во второе уравнение проекции силы Q_{2F} и радиус-вектор *HF* (рис. 2. б) найдем из выражений:

$$\begin{Vmatrix} Q_{2F}^{X^H_{GH}} \\ Q_{2F}^{Y^H_{GH}} \\ Q_{2F}^{Z^H_{GH}} \end{Vmatrix} = M^{K^G_{GF}}_{X^H_{HG}} \begin{Vmatrix} Q_{2F}^{X^G_{FG}} \\ Q_{2F}^{Y^G_{FG}} \\ Q_{2F}^{Z^G_{FG}} \end{Vmatrix}, \quad (5)$$

$$\begin{Vmatrix} HF^{X^H_{GH}} \\ HF^{Y^H_{GH}} \\ HF^{Z^H_{GH}} \end{Vmatrix} = \begin{Vmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{Vmatrix} \cdot \begin{Vmatrix} HG^{X^H_{GH}} \\ HG^{Y^H_{GH}} \\ HG^{Z^H_{GH}} \end{Vmatrix} + M^{K^G_{FG}}_{X^H_{GH}} \begin{Vmatrix} GF^{X^G_{FG}} \\ GF^{Y^G_{FG}} \\ GF^{Z^G_{FG}} \end{Vmatrix}, \quad (6)$$

где $M^{K^G_{FG}}_{X^H_{GH}}$ - матрица преобразования осей $X^G_{FG}, Y^G_{FG}, Z^G_{FG}$ и $X^H_{GH}, Y^H_{GH}, Z^H_{GH}$ [1].

Приняв во внимание значения этих матриц и, что

$$\left.\begin{aligned} HG^{X^H_{GH}} &= HG^{Z^H_{GH}} = 0, HG^{Y^H_{GH}} = -l_1, \\ GF^{X^G_{FG}} &= GF^{Z^G_{FG}} = 0, GF^{Y^G_{FG}} = -l_2, \end{aligned}\right\} \quad (7)$$

$$\left.\begin{aligned} Q_{2F}^{X^H_{GH}} &= Q_{2F}^{Z^G_{FG}} \cos\alpha_1 \cos\varphi + Q_{2F}^{Z^G_{FG}} \sin\alpha_1, \\ Q_{2F}^{Y^H_{GH}} &= Q_{2F}^{Z^G_{FG}} \sin\varphi, \\ Q_{2F}^{Z^H_{GH}} &= Q_{2F}^{Z^G_{FG}} \sin\alpha_1 \cos\varphi + Q_{2F}^{Z^G_{FG}} \cos\alpha_1, \end{aligned}\right\} \quad (8)$$

$$\left.\begin{aligned} HF^{X^H_{GH}} &= l_2 \cos\alpha_1 \sin\varphi, \\ HF^{Y^H_{GH}} &= -l_1 + l_2 \cos\varphi, \\ HF^{Z^H_{GH}} &= l_1 \sin\alpha_1 \sin\varphi, \end{aligned}\right\} \qquad (9)$$

выражения (4) после постановки в них формул (8) и (9) примут вид:

$$\left.\begin{aligned} (\overline{GF} \cdot Q_{2F})_{Z^G_{FG}} &= Q_{2F}^{X^G_{FG}} l_2, \\ (\overline{HF} \cdot Q_{2F})_{Z^H_{GH}} &= Q_{2F}^{X^G_{FG}} \cos\alpha_1 (l_2 - l_1 \cos\varphi) + Q_{2F}^{Z^G_{FG}} \sin\alpha_1 (l_2 - l_1 \cos\varphi). \end{aligned}\right\} .(10)$$

И тогда исходные уравнения можно записать так:

$$\left.\begin{aligned} Q_{2F}^{Z^G_{FG}} l_2 + M^{Z^G_{FG}} &= 0, \\ Q_{2F}^{Z^G_{FG}} \cos\alpha_1 (l_2 - l_1 \cos\varphi) + Q_{2F}^{Z^G_{FG}} \sin\alpha_1 (l_2 - l_1 \cos\varphi) + M^{Z^H_{GH}} &= 0. \end{aligned}\right\} \qquad (11)$$

Из них находим искомые проекции

$$\left.\begin{aligned} Q_{2F}^{X^G_{FG}} &= -\frac{M^{Z^G_{FG}}}{l_2}, \\ Q_{2F}^{X^G_{FG}} &= \frac{M^{Z^H_{GH}} l_2 - M^{Z^G_{FG}} \cos\alpha_1 (l_2 - l_1 \cos\varphi)}{l_2 \sin\alpha_1 (l_2 \cos\varphi - l_1)}. \end{aligned}\right\} \qquad (12)$$

Входящие в эти уравнения моменты $M^{Z^G_{FG}}$ и $M^{Z^H_{GH}}$ зависят только от заданных параметров и определяются ниже.

Приняв во внимание исходные данные, и проведя соответствующие преобразования по используемой выше методике, получаем их значения в удобном для практического использования виде:

$$\left.\begin{aligned} M^{Z^G_{FG}} &= G_2 l_S (\cos\alpha_1 \cos\varphi \sin\gamma + \sin\varphi \cos\gamma) - R_2^{X^G_{FG}} l_S - M^{Z^G_{FG}}_{R_2}, \\ M^{Z^H_{GH}} &= G_2 l_S \cos\alpha_1 \sin\varphi \cos\gamma + G_2 \sin\gamma (l_S \cos\varphi - l_1) + R_2^{Y^H_{EH}} l_S \cos\alpha_1 \sin\varphi + \\ &+ R_2^{Y^H_{EH}} (l_S \cos\varphi - l_1) - M^{X^G_{FG}}_{R_2} \sin\alpha_1 \cos\varphi + M^{Y^G_{FG}}_{R_2} \sin\alpha_1 \sin\varphi - M^{Z^G_{FG}}_{R_2} \cos\alpha_1. \end{aligned}\right\} (13)$$

$$\left.\begin{aligned} R_2^{X^G_{FG}} &= R_2^X K^{X^G_{FG}}_{X^E_{EH}} + R_2^Y K^{Y^G_{FG}}_{X^E_{EH}} + R_2^Z K^{Z^G_{FG}}_{X^E_{EH}}, \\ R_2^{X^H_{GH}} &= R_2^X K^{X^H_{GH}}_{X^E_{EH}} + R_2^Y K^{Y^H_{GH}}_{X^E_{EH}} + R_2^Z K^{Z^H_{GH}}_{X^E_{EH}}, \\ R_2^{Y^H_{GH}} &= R_2^X K^{X^H_{GH}}_{Y^E_{EH}} + R_2^Y K^{Y^H_{GH}}_{Y^E_{EH}} + R_2^Z K^{Z^H_{GH}}_{Y^E_{EH}}, \end{aligned}\right\} \qquad (14)$$

$$\left.\begin{aligned} M_{R_2}^{X_{FG}^G} &= \varepsilon_\delta^{X_{FG}^G} J^{X_{FG}^G} + \omega_\delta^{Y_{FG}^G}\omega_\delta^{Z_{FG}^G}(J^{Z_{FG}^G} - J^{Y_{FG}^G}),\\ M_{R_2}^{Y_{FG}^G} &= \varepsilon_\delta^{Y_{FG}^G} J^{Y_{FG}^G} + \omega_\delta^{Z_{FG}^G}\omega_\delta^{X_{FG}^G}(J^{X_{FG}^G} - J^{Z_{FG}^G}),\\ M_{R_2}^{Z_{FG}^G} &= \varepsilon_\delta^{Z_{FG}^G} J^{Z_{FG}^G} + \omega_\delta^{X_{FG}^G}\omega_\delta^{Y_{FG}^G}(J^{Y_{FG}^G} - J^{X_{FG}^G}), \end{aligned}\right\} \quad (15)$$

здесь направляющие косинусы $K_{X_{EH}^E}^{X_{FG}^G}, K_{X_{EH}^E}^{Y_{FG}^G}, K_{X_{EH}^E}^{Z_{FG}^G}$ –элементы первого столбца матрицы перехода $M_{K_{EH}^E}^{K_{FG}^G}$, $K_{X_{EH}^E}^{X_{GH}^H}, K_{X_{EH}^E}^{Y_{GH}^H}, K_{X_{EH}^E}^{Z_{GH}^H}$ – первого и $K_{Y_{EH}^E}^{X_{GH}^H}, K_{Y_{EH}^E}^{Y_{GH}^H}, K_{Y_{EH}^E}^{Z_{GH}^H}$ – второго столбцов матрицы $M_{K_{EH}^E}^{K_{GH}^H}$, $\omega_\delta^{X_{FG}^G}, \omega_\delta^{Y_{FG}^G}, \omega_\delta^{Z_{FG}^G}$ – проекции угловой скорости и $\varepsilon_\delta^{X_{FG}^G}, \varepsilon_\delta^{Y_{FG}^G}, \varepsilon_\delta^{Z_{FG}^G}$ – проекции углового ускорения. Остальные обозначения встречались ранее.

<u>Шарнир G.</u> В этом шарнире на звено 2 действует сила Q_{2G} и момент M_{2G}(рис. 2.), которые определяются из векторных уравнений:

$$\left.\begin{aligned} &\overline{Q_{2G}} + \overline{Q_{2F}} + \overline{G_2} = R_2,\\ &M_{2G_2}^{Y_{GH}^G} + \overline{GF}\cdot\overline{Q_{2F}} + \overline{GS}\cdot\overline{G_2} = \overline{GS}\cdot\overline{R_2} + M_{2R}. \end{aligned}\right\} \quad (16)$$

Отсюда Q_{2G} и M_{2G} в проекциях на оси координат $X_{FG}^G, Y_{FG}^G, Z_{FG}^G$

$$\left.\begin{aligned} Q_{2G}^{X_{FG}^G} &= R_2^{X_{FG}^G} - Q_{2F}^{X_{FG}^G} - G_2{}^{X_{FG}^G},\\ Q_{2G}^{Y_{FG}^G} &= R_2^{Y_{FG}^G} - Q_{2F}^{Y_{FG}^G} - G_2{}^{Y_{FG}^G},\\ Q_{2G}^{Z_{FG}^G} &= R_2^{Z_{FG}^G} - Q_{2F}^{Z_{FG}^G} - G_2{}^{Z_{FG}^G}. \end{aligned}\right\} \quad (17)$$

$$\left.\begin{aligned} M_{2G}^{X_{FG}^G} &= (\overline{GS}\cdot\overline{R_2})_{X_{FG}^G} + M_R^{X_{FG}^G} - (\overline{GF}\cdot\overline{Q_{2G}})_{X_{FG}^G} - (\overline{GS}\cdot\overline{G})_{X_{FG}^G},\\ M_{2G}^{Y_{FG}^G} &= (\overline{GS}\cdot\overline{R_2})_{Y_{FG}^G} + M_R^{Y_{FG}^G} - (\overline{GF}\cdot\overline{Q_{2G}})_{Y_{FG}^G} - (\overline{GS}\cdot\overline{G})_{Y_{FG}^G},\\ M_{2G}^{Z_{FG}^G} &= (\overline{GS}\cdot\overline{R}_2)_{Z_{FG}^G} + M_R^{Z_{FG}^G} - (\overline{GF}\cdot\overline{Q_{2G}})_{Z_{FG}^G} - (\overline{GS}\cdot\overline{G})_{Z_{FG}^G}. \end{aligned}\right\} \quad (18)$$

После соответствующих преобразований уравнения (17) и (18) примут вид, удобный для использования в программе Maple 17:

$$\left.\begin{aligned} Q_{2G}^{X_{FG}^G} &= R_2^{X_{FG}^G} - Q_{2F}^{X_{FG}^G} - GK_{X_{EH}^E}^{Y_{GF}^G},\\ Q_{2G}^{Y_{FG}^G} &= R_2^{Y_{FG}^G} - GK_{Y_{EH}^E}^{Y_{GF}^G},\\ Q_{2G}^{Z_{FG}^G} &= R_2^{Z_{FG}^G} - Q_{2F}^{X_{FG}^G} - GK_{Z_{EH}^E}^{Y_{GF}^G}, \end{aligned}\right\} \quad (19)$$

$$\left.\begin{aligned} M_{2G}^{X_{FG}^{G}} &= M_{R}^{Z_{FG}^{G}} - R_2^{Z_{FG}^{G}} l_S + Q_{2F}^{Z_{FG}^{G}} l_2 + G l_S K_{Z_{EH}^{E}}^{Y_{GF}^{G}}, \\ M_{2G}^{Y_{FG}^{G}} &= M_{R}^{Y_{FG}^{G}}, \\ M_{2G}^{Z_{FG}^{G}} &= M_{R}^{Z_{FG}^{G}} + R_2^{X_{FG}^{G}} l_S - Q_{2F}^{Z_{FG}^{G}} l_2 - G l_S K_{X_{EH}^{E}}^{Y_{GF}^{G}}, \end{aligned}\right\} \quad (20)$$

где

$$\left.\begin{aligned} R_2^{X_{FG}^{G}} &= R_2^{X} K_{X_{EH}^{E}}^{X_{FG}^{G}} + R_2^{Y} K_{X_{EH}^{E}}^{Y_{FG}^{G}} + R_2^{Z} K_{X_{EH}^{E}}^{Z_{FG}^{G}}, \\ R^{Y_{FG}^{G}} &= R_2^{X} K_{Y_{EH}^{E}}^{X_{FG}^{G}} + R_2^{Y} K_{Y_{EH}^{E}}^{Y_{FG}^{G}} + R_2^{Z} K_{Y_{EH}^{E}}^{Z_{FG}^{G}}, \\ R^{Z_{FG}^{G}} &= R_2^{X} K_{Z_{EH}^{E}}^{X_{FG}^{G}} + R_2^{Y} K_{Z_{EH}^{E}}^{Y_{FG}^{G}} + R_2^{Z} K_{Z_{EH}^{E}}^{Z_{FG}^{G}}. \end{aligned}\right\} \quad (21)$$

$K_{X_{EH}^{E}}^{Y_{FG}^{G}}, K_{Y_{EH}^{E}}^{Y_{FG}^{G}}, K_{Z_{EH}^{E}}^{Y_{FG}^{G}}$ - элементы второй строки, $K_{Y_{EH}^{E}}^{X_{FG}^{G}}, K_{Y_{EH}^{E}}^{Y_{FG}^{G}}, K_{Y_{EH}^{E}}^{Z_{FG}^{G}}$ - элементы второго и $K_{Z_{EH}^{E}}^{X_{FG}^{G}}, K_{Z_{EH}^{E}}^{Y_{FG}^{G}}, K_{Z_{EH}^{E}}^{Z_{FG}^{G}}$ - третьего столбцов матрицы $M_{K_{EH}^{E}}^{K_{FG}^{F}}$.

Шарнир Н. Действующие здесь на звено 3 силовые факторы Q_{3H} и момент M_{3H} (рис. 2. а) находятся из векторных уравнений:

$$\left.\begin{aligned} \overline{Q_{3H}} + \overline{Q_{3G}} &= 0, \\ \overline{M_{3H}} + \overline{M_{3G}} + \overline{HG} \cdot \overline{Q_{3G}} &= 0. \end{aligned}\right\} \quad (22)$$

Отсюда Q_{3H} и M_{3H} в проекциях на оси координат $X_{GH}^{H}, Y_{GH}^{H}, Z_{GH}^{H}$:

$$\left.\begin{aligned} Q_{3H}^{X_{GH}^{H}} &= -Q_{3G}^{X_{GH}^{H}}, \\ Q_{3H}^{Y_{GH}^{H}} &= -Q_{3G}^{Y_{GH}^{H}}, \\ Q_{3H}^{Z_{GH}^{H}} &= -Q_{3G}^{Z_{GH}^{H}}, \end{aligned}\right\} \quad (23)$$

$$\left.\begin{aligned} M_{3H}^{X_{GH}^{H}} &= -M_{3G}^{X_{GH}^{H}} - (\overline{DC} \cdot \overline{Q_{3G}})_{X_{GH}^{H}}, \\ M_{3H}^{Y_{GH}^{H}} &= -M_{3G}^{Y_{GH}^{H}} - (\overline{DC} \cdot \overline{Q_{3G}})_{Y_{GH}^{H}}, \\ M_{3H}^{Z_{GH}^{H}} &= -M_{3G}^{Z_{GH}^{H}} - (\overline{DC} \cdot \overline{Q_{3G}})_{Z_{GH}^{H}}. \end{aligned}\right\} \quad (24)$$

Поскольку $Q_{3G} = -Q_{2G}, M_{3G} = -M_{2G}$ и зная, что

$$\begin{Vmatrix} Q_{2G}^{X_{GH}^{H}} \\ Q_{2G}^{Y_{GH}^{H}} \\ Q_{2G}^{Z_{GH}^{H}} \end{Vmatrix} = M_{K_{GH}^{H}}^{K_{FG}^{G}} \begin{Vmatrix} Q_{2G}^{X_{FG}^{G}} \\ Q_{2G}^{Y_{FG}^{G}} \\ Q_{2G}^{Z_{FG}^{G}} \end{Vmatrix}, \quad \begin{Vmatrix} M_{2G}^{X_{GH}^{H}} \\ M_{2G}^{Y_{GH}^{H}} \\ M_{2G}^{Z_{GH}^{H}} \end{Vmatrix} = M_{K_{GH}^{H}}^{K_{FG}^{G}} \begin{Vmatrix} M_{2G}^{X_{FG}^{G}} \\ M_{2G}^{Y_{FG}^{G}} \\ M_{2G}^{Z_{FG}^{G}} \end{Vmatrix}, \quad (25)$$

выражения (23) и (24) после соответствующих преобразований окончательно примут вид:

$$\left.\begin{aligned} Q_{3H}^{X_{GH}^{H}} &= -Q_{2G}^{X_{FG}^{G}}\cos\alpha_1\cos\varphi + Q_{2G}^{Y_{FG}^{G}}\cos\alpha_1\sin\varphi + Q_{2G}^{Z_{FG}^{G}}\sin\alpha_1, \\ Q_{3H}^{Y_{GH}^{H}} &= -Q_{2G}^{X_{FG}^{G}}\sin\varphi - Q_{2G}^{Z_{FG}^{G}}\cos\alpha_1, \\ Q_{3H}^{Z_{GH}^{H}} &= -Q_{2G}^{X_{FG}^{G}}\sin\alpha_1\cos\varphi - Q_{2G}^{Y_{FG}^{G}}\sin\alpha_1\sin\varphi + Q_{2G}^{Z_{FG}^{G}}\cos\alpha_1, \end{aligned}\right\} \quad (26)$$

$$\left.\begin{aligned} M_{3H}^{X_{GH}^{H}} &= -M_{2G}^{X_{FG}^{G}}\cos\alpha_1\cos\varphi + M_{2G}^{Y_{FG}^{G}}\cos\alpha_1\sin\varphi - Q_{3H}^{Z_{EH}^{H}} l_1, \\ M_{3H}^{Y_{GH}^{H}} &= -M_{2G}^{X_{FG}^{G}}\sin\varphi + M_{2G}^{Y_{FG}^{G}}\cos\varphi, \\ M_{3H}^{Z_{GH}^{H}} &= -M_{2G}^{X_{FG}^{G}}\sin\alpha_1\cos\varphi + M_{2G}^{Y_{FG}^{G}}\sin\alpha_1\sin\varphi - Q_{3H}^{X_{GH}^{H}} l_1. \end{aligned}\right\}. \quad (27)$$

<u>Шарнир Е.</u> Из равновесия сил, приложенных к кривошипу 1 (рис. 2. а), имеем

$$\overline{Q_{1E}} = -\overline{Q_{1F}},\ \overline{M_{1E}} = -(EF\cdot\overline{Q_{1F}}). \quad (28)$$

Учитывая, что $Q_{1E} = -Q_{1F}$, эти же выражения в матричной форме

$$\left\|\begin{matrix} Q_{1E}^{X_{FE}^{E}} \\ Q_{1E}^{Y_{FE}^{E}} \\ Q_{1E}^{Z_{FE}^{E}} \end{matrix}\right\| = M_{K_{FE}^{E}}^{K_{FG}^{G}} \left\|\begin{matrix} Q_{2F}^{X_{FG}^{G}} \\ Q_{2F}^{Y_{FG}^{G}} \\ Q_{2F}^{Z_{FG}^{G}} \end{matrix}\right\|,\quad \left\|\begin{matrix} M_{1E}^{X_{FE}^{E}} \\ M_{1E}^{Y_{FE}^{E}} \\ M_{1E}^{Z_{FE}^{E}} \end{matrix}\right\| = M_{K_{FE}^{E}}^{K_{FG}^{G}} \left\|\begin{matrix} (EF\cdot\overline{Q_{1F}})_{X_{FE}^{E}} \\ (EF\cdot\overline{Q_{1F}})_{Y_{FE}^{E}} \\ (EF\cdot\overline{Q_{1F}})_{Z_{FE}^{E}} \end{matrix}\right\|. \quad (29)$$

После соответствующих преобразований, окончательно получаем:

$$\left.\begin{aligned} Q_{1E}^{X_{FE}^{E}} &= Q_{2F}^{X_{FG}^{G}}(\sin\alpha_1\sin\alpha_2 - \cos\alpha_1\cos\alpha_2\cos\gamma) + \\ &+ Q_{2F}^{Y_{FG}^{G}}(\sin\alpha_1\cos\alpha_2 + \cos\alpha_1\sin\alpha_2\cos\gamma), \\ Q_{1E}^{Y_{FE}^{E}} &= Q_{2F}^{X_{FG}^{G}}(\cos\alpha_1\sin\gamma) + Q_{2F}^{Z_{FG}^{G}}(\sin\alpha_2\sin\gamma), \\ Q_{1E}^{Z_{FE}^{E}} &= Q_{2F}^{X_{FG}^{G}}(\cos\alpha_1\sin\alpha_2 + \sin\alpha_1\cos\alpha_2\cos\gamma) + \\ &+ Q_{2F}^{Z_{FG}^{G}}(\cos\alpha_1\cos\alpha_2 - \sin\alpha_1\sin\alpha_2\cos\gamma), \end{aligned}\right\} \quad (30)$$

$$\left.\begin{aligned} M_{1E}^{X_{FE}^{E}} = -Q_{1E}^{X_{FE}^{E}} l_1,\ M_{1E}^{Y_{FE}^{E}} = 0,\ M_{1E}^{Z_{FE}^{E}} = -Q_{1E}^{X_{FE}^{E}} l_1. \end{aligned}\right\} \quad (31)$$

Последнее выражение системы (31) определяет приводной момент M_1. Запишем его в развернутом виде:

$$M_1 = M_{1E}^{Z_{FE}^{E}} = \left[\begin{aligned} &Q_{2F}^{X_{FG}^{G}}(\sin\alpha_1\sin\alpha_2 - \cos\alpha_1\cos\alpha_2\cos\gamma) + \\ &+{}^{0}Q_{2F}^{Z_{FG}^{G}}(\sin\alpha_1\cos\alpha_2 + \cos\alpha_1\sin\alpha_2\cos\gamma) \end{aligned}\right] l_1. \quad (32)$$

Для визуализации полученного уравнения (32) представлены графики статических (рис. 3.), динамических (рис. 5.) давлений и соответствующих моментов (рис. 4.) в шарнирах. При определении статических сил и моментов учитывалась только статическая внешняя

нагрузка (G), скорости и ускорения звеньев в расчет не принимались. Для нахождения динамических нагрузок в шарнирах в полученных уравнениях учитывали только инерционные свойства звеньев и их кинематические параметры.

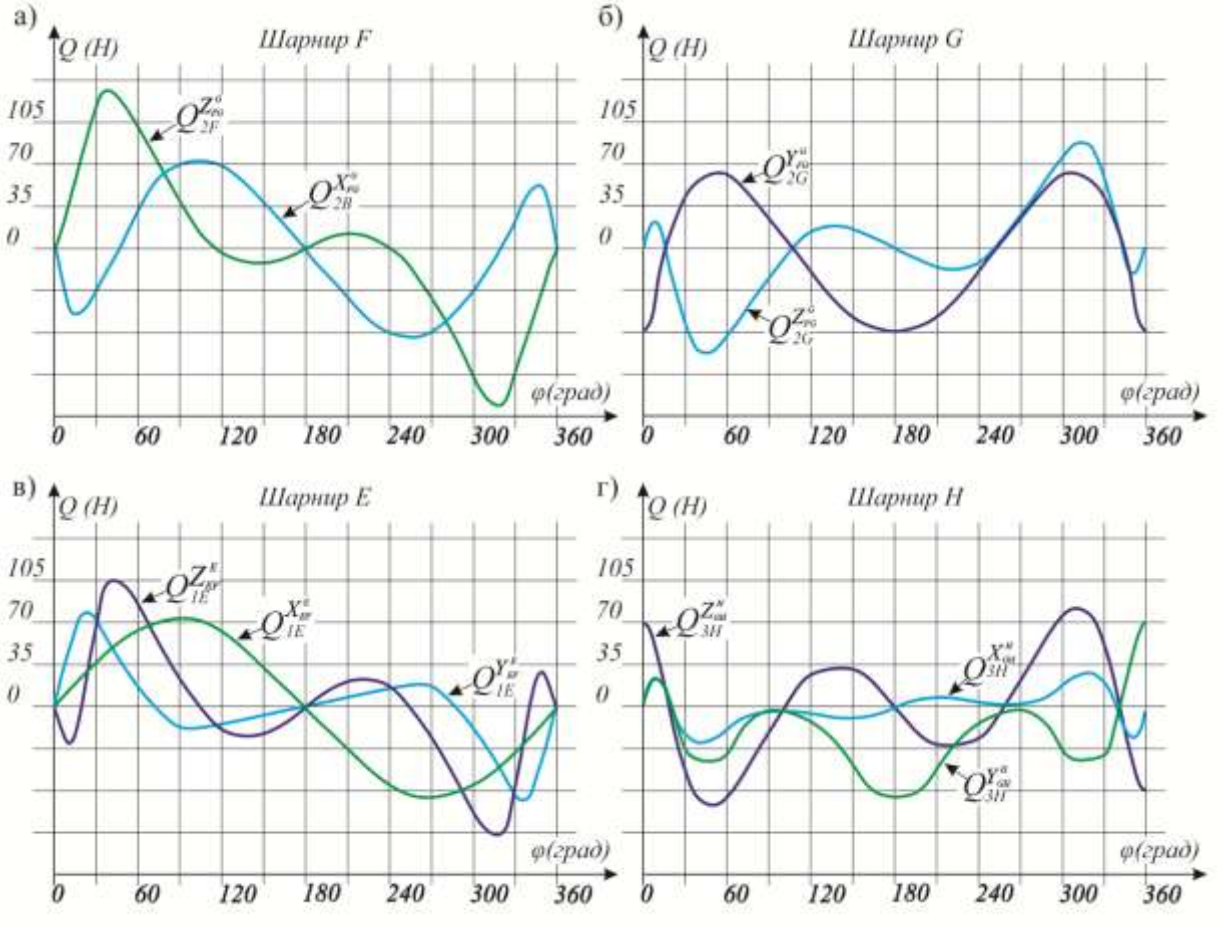


Рис. 3 Графики статических давлений в шарнирах пространственного 4R механизма

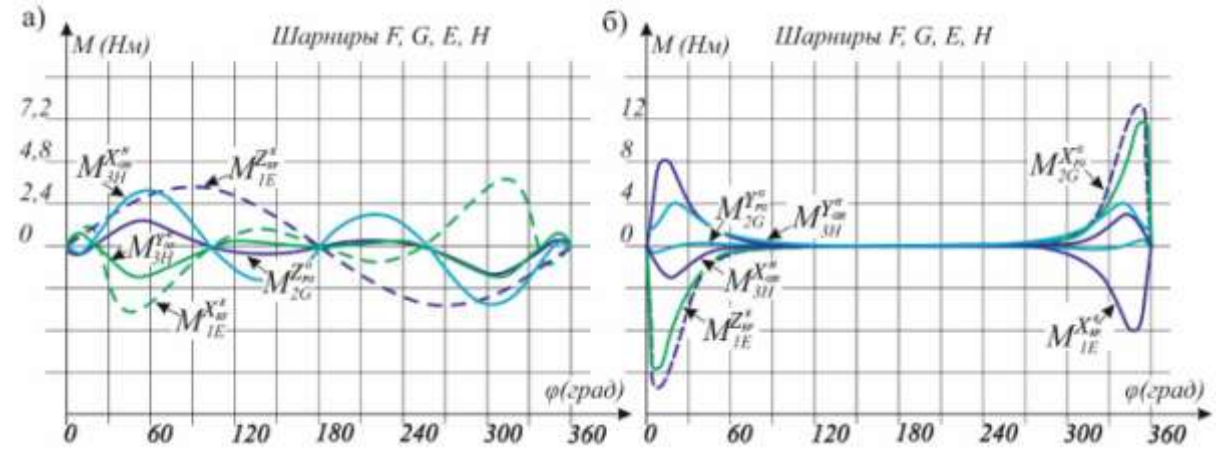


Рис. 4. Графики моментов, появляющихся от *а*) статических и *б*) динамических давлений

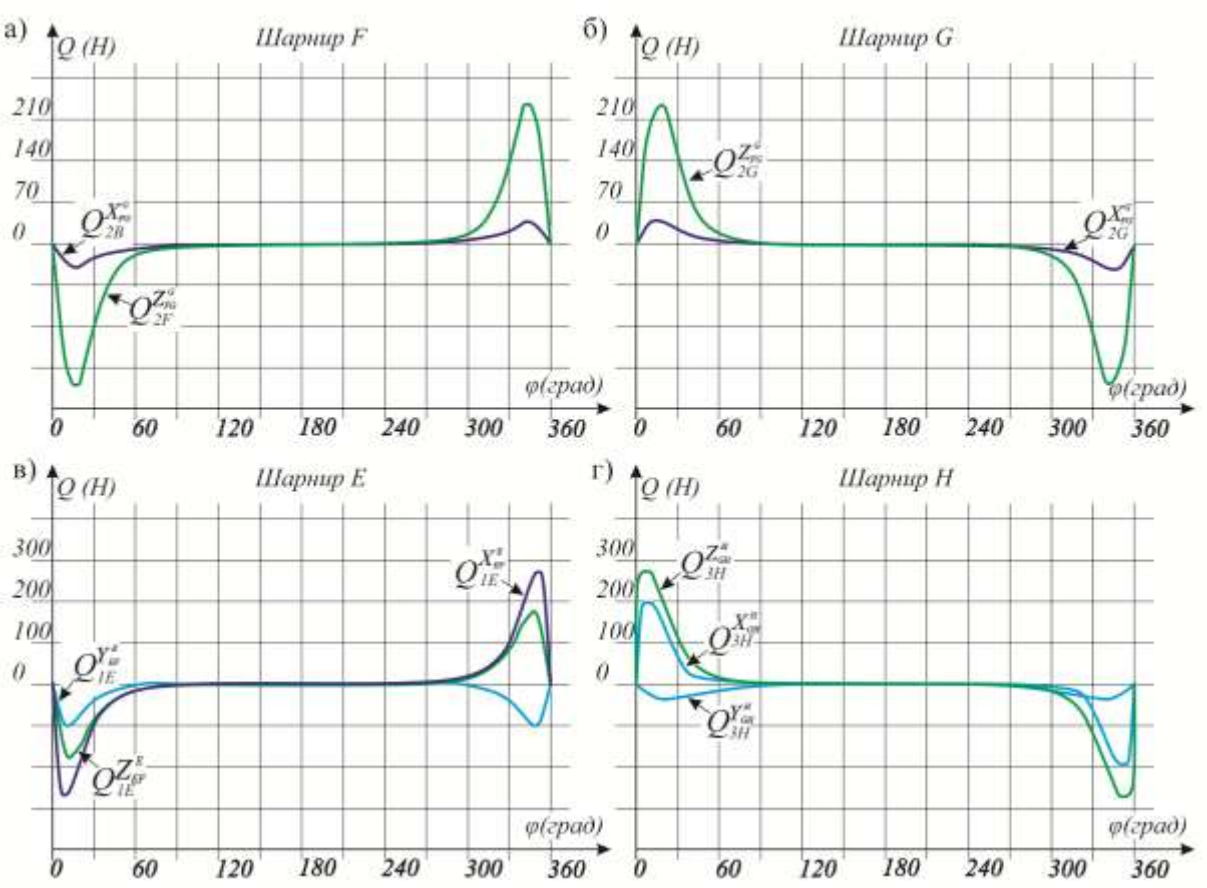


Рис. 5 Графики динамических давлений в шарнирах
пространственного 4R механизма

Заключение

В работе получены уравнения для определения давлений в каждом из шарниров механизма, которые были использованы для нахождения статических и динамических давления в шарнирах спроектированного механизма. Анализ полученных результатов дает возможность сделать следующие выводы:

- наибольшее значение статического давления в шарнире (F), соединяющего ведущий кривошип с шатуном, что необходимо учитывать при проектировании самих звеньев;

- максимальное значение динамических давлений по модулю выше статических, что доказывает необходимость использования зависимости неравномерности вращения ведомого (γ) кривошипа от ведущего (φ).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

[1] Мингазов М. Р. Синтез и кинематический анализ двухподвижного пространственного 5R механизма: Дисс. канд. техн. наук: 05.02.18 / М. Р. Мингазов. - Санкт-Петербург: ФГАОУ ВО "СПбПУ", 2015. – 136 с.

[2] Evgrafov, A.N., Petrov, G.N. Self-braking of planar linkage mechanisms. Lecture Notes in Mechanical Engineering. 2018. PartF5, pp. 83-92.
[3] Evgrafov, A.N., Karazin, V.I., Petrov, G.N. Analysis of the self-braking effect of linkage mechanisms. Lecture Notes in Mechanical Engineering. 2019. pp. 119-127.
[4] Carvalho, J.C.M., Silvestre, T.R. Motion analysis of a six-legged robot using Bennett's linkage as leg. Mechanics Based Design of Structures and Machines. 2016.44(1-2), c. 86-95.
[5] Aleshin, A.K., Glazunov, V.A., Rashoyan, G.V., Shai, O. Analysis of kinematic screws that determine the topology of singular zones of parallel-structure robots. Journal of Machinery Manufacture and Reliability. 2016. 45(4), pp. 291-296.
[6] Rashoyan, G.V., Lastochkin, A.B., Glazunov, V.A. Kinematic analysis of a spatial parallel structure mechanism with a circular guide. Journal of Machinery Manufacture and Reliability. 2015. 44(7), c. 626-632.
[7] Воробьёва Н.С., Жога В.В., Несмиянов И.А., Иванов А.Г. Кинематический синтез программных перемещений приводов манипулятора - трипода с трехстепенным захватом. Современное машиностроение. Наука и образование. 2018. № 7. С. 383-398.
[8] Natalia S. Vorob'eva, Victor V. Zhoga, Ivan A. Nesmiyanov and Andrey V. Dyashkin. Kinematic synthesis of programmed motions of drivers of a manipulator-tripod with a three-degree gripper. Lecture Notes in Mechanical Engineering. 2019. pp. 73-82.
[9] Середа Н.А. Анализ параметров кривошипно-коромысловых механизмов с максимумом функции угла передачи. Современное машиностроение. Наука и образование. 2018. № 7. С. 160-169.
[10] Wang, Z., Yao, Y.-A., Liu, C. Ground mobile Bennett mechanism. Transactions of the Canadian Society for Mechanical Engineering. 2019. 43(1), c. 69-79
[11] Zhi, C., Wang, S., Li, J., Li, B., Peng, Q. Dynamic analysis of Bennett unit array deployable mechanism | [Bennett单元阵列可展机构的动力学分析]. Harbin Gongye Daxue Xuebao/Journal of Harbin Institute of Technology. 2019. 51(1), c. 134-141.
[12] Мудров П. Г. Пространственные механизмы с вращательными парами. – Казань: Казанский сельскохозяйственный институт им. М. Горького, 1976. - 265 с.
[13] Yarullin, M.G., Isyanov, I.R., Mudrov, A.P. Kinematics of the connecting rod of a two-mobility five-link space mechanism with a double crank. Lecture Notes in Mechanical Engineering. 2019. pp. 201-209.
[14] Yarullin, M.G., Faizov, M.R. Synthesis of spherical four-links rotational pairs in the solidworks program. Lecture Notes in Mechanical Engineering. 2018. PartF5, pp. 177-185.

[15] 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.
[16] 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.
[17] Мудров А.Г., Сахапов Р.Л., Шамилов Д.И. Исследование динамических характеристик пространственного четырехзвенника / Техника и технология транспорта. 2017. № 4 (5). С. 2.

F.F. Khabibullin, A.P. Mudrov, M.G. Yarullin

DETERMINATION OF DYNAMIC PARAMETERS OF THE SPATIAL 4R MECHANISM

Kazan National Research Technical University
named after A.N.Tupolev, Russia.

Abstract

This paper presents the results of the force analysis of the spatial 4R mechanism. The equations for finding the pressures in each of the hinges of the mechanism are determined. The analysis of the results of pressure studies in the hinges of the spatial 4R mechanism was carried out.

Key words: spatial mechanism, Bennett mechanism, dynamics, force analysis, direction cosines

REFERENCES

[1] M.R. Mingazov. Synthesis and kinematic analysis of the dual-moving 5R spatial mechanism: Diss. Cand. tech. Sciences: 05.02.18 / MR Mingazi. - Saint-Petersburg: FGAOU VO "SPbPU", 2015. - 136 p.
[2] Evgrafov, A.N., Petrov, G.N. Self-braking of planar linkage mechanisms. Lecture Notes in Mechanical Engineering. 2018. PartF5, pp. 83-92.
[3] Evgrafov, A.N., Karazin, V.I., Petrov, G.N. Analysis of the self-braking effect of linkage mechanisms. Lecture Notes in Mechanical Engineering. 2019. pp. 119-127.
[4] Carvalho, J.C.M., Silvestre, T.R. Motion analysis of a six-legged robot using Bennett's linkage as leg. Mechanics Based Design of Structures and Machines. 2016.44(1-2), c. 86-95.
[5] Aleshin, A.K., Glazunov, V.A., Rashoyan, G.V., Shai, O. Analysis of kinematic screws that determine the topology of singular zones of parallel-

structure robots. Journal of Machinery Manufacture and Reliability. 2016. 45(4), pp. 291-296.
[6] Rashoyan, G.V., Lastochkin, A.B., Glazunov, V.A. Kinematic analysis of a spatial parallel structure mechanism with a circular guide. Journal of Machinery Manufacture and Reliability. 2015. 44(7), c. 626-632.
[7] Vorobyova N.S., Zhoga V.V., Nesmiyanov I.A., Ivanov A.G. Kinematic synthesis of software movements of the manipulator drives - tripod with a three-step capture. Modern engineering. Science and education. 2018. No. 7. S. 383-398.
[8] Natalia S. Vorob'eva, Victor V. Zhoga, Ivan A. Nesmiyanov and Andrey V. Dyashkin. Kinematic synthesis of programmed motions of drivers of a manipulator-tripod with a three-degree gripper. Lecture Notes in Mechanical Engineering. 2019. pp. 73-82.
[9] Sereda N.A. Analysis of the parameters of the crank-beam modern engineering. Science and education. 2018. No. 7. S. 160-169.
[10] Wang, Z., Yao, Y.-A., Liu, C. Ground mobile Bennett mechanism. Transactions of the Canadian Society for Mechanical Engineering. 2019. 43(1), c. 69-79
[11] Zhi, C., Wang, S., Li, J., Li, B., Peng, Q. Dynamic analysis of Bennett unit array deployable mechanism | [Bennett单元阵列可展机构的动力学分析]. Harbin Gongye Daxue Xuebao/Journal of Harbin Institute of Technology. 2019. 51(1), c. 134-141.
[12] Mudrov P. G. Spatial mechanisms with rotating pairs. - Kazan: Kazan Agricultural Institute. M. Gorky, 1976. - 265 p.
[13] Yarullin, M.G., Isyanov, I.R., Mudrov, A.P. Kinematics of the connecting rod of a two-mobility five-link space mechanism with a double crank. Lecture Notes in Mechanical Engineering. 2019. pp. 201-209.
[14] Yarullin, M.G., Faizov, M.R. Synthesis of spherical four-links rotational pairs in the solidworks program. Lecture Notes in Mechanical Engineering. 2018. PartF5, pp. 177-185.
[15] Lustin A.D., Egorov S.V., Sachenkov O.A. Simulation of system dynamics with regard to compliance of links / In the collection: Problems and prospects of development of aviation, land transport and energy "ANTE-2015", Laboratory of the IFTP (KNRTU-KAI). 2015. pp. 323-324.
[16] Borodin V.M., Lustin A.D., Khairov L.Sh., Shcherbakov A.V. The six-mechanism as a topological phenomenon of Möbius symmetry / Proceedings of Academenergo. 2017. No. 3. P. 79-87.
[17] Mudrov A.G., Sakhapov R.L., Shamilov D.I. The study of the dynamic characteristics of the spatial quadruple / Technique and technology of transport. 2017. No. 4 (5). S. 2.

ISSN 2223-0807
Современное машиностроение: Наука и образование :
материалы 8-й Международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н.Евграфова и А.А. Поповича.- СПб.: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2019.

DOI 10.1872/MMF-2019-29
УДК 621.01

А.В.Хисамов[1], В. И. Каразин[2]

О РАЗРАБОТКЕ СИСТЕМ АВТОМАТИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ ДВИЖЕНИЕМ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

[1]Хисамов Андрей Владимирович
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812)297-4845, E-mail: andrey@k-digital.ru

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

Аннотация

В работе рассмотрены вопросы развития систем автоматического управления гражданских транспортных средств. Представлены различные типы автопилотов и технические средства, благодаря которым осуществляется работа. Изучена статистическая информация, которая позволяет спрогнозировать развитие таких систем в будущем.

Ключевые слова: автопилот, самоуправляемый автомобиль, система помощи при движении, система помощи в пробках, Tesla, FSD, Full Self-Driving, SAE J3016.

С развитием автоматических систем в автомобильной промышленности, таких как адаптивный круиз-контроль, система автоматического экстренного торможения, ведение автомобиля по полосе, система автоматической парковки и других, был только вопрос времени, когда автопроизводители попробуют объединить все системы в одну и создать автомобильный автопилот для дорог общего пользования. Основной сложностью разработки такой системы является необходимость

совместить на дороге автомобили с автоматическим и ручным управлением.

Разработка автопилота для мест, в которых отсутствует риск появления автомобилей под управлением человека, не вызывает сложностей. По своей сути, такая система аналогична системам автоматического управления сетью колесных роботов. Основы автоматизации говорят нам, что для выполнения каких либо функций роботу желательно иметь информацию о текущем состоянии. Обратная связь для коррекции движения получается с различного рода датчиков, размещенных на роботе [1]. Такие роботы успешно применяются в промышленности для перемещения заготовок на производстве, товаров на складах, материалов на стройках и т.д. Единый согласующий центр сопоставляет маршруты всех роботов и координирует их перемещение. Большей сложностью являлось бы объединение в единую сеть автомобилей от разных производителей. Наличие на дороге автомобилей с неизвестными маршрутами, опасность возникновения неожиданного препятствия вынуждает разработчиков идти по более сложному пути и разрабатывать полностью адаптивную систему, которая анализирует дорогу и других участников как это делает человек.

Разработка автопилотов от различных компаний идет разными путями. Наиболее простым с точки зрения разработки является объединение нынешних адаптивных систем автомобиля в единую систему [2, 3]. Первыми пробными разработками такого плана являются системы помощи в пробках. Автомобиль следит за разметкой на дороге, положением других автомобилей на дороге и контролирует свое движение, согласно потоку. Автомобиль может поворачивать при изгибе разметки, может останавливаться и разгоняться, но не может совершать маневры на перекрестках, не различает знаки и светофоры.

Усложняя пробочного ассистента, автопроизводители научили автомобиль сверяться с системой навигации, совершать маневры на перекрестках, различать знаки и светофоры. Тем не менее, в основе такой сложной системы все равно лежит механизм адаптации движения по заранее известным критериям. Такая система не сможет работать на пустой парковке, без разметки или припаркованных автомобилей. Не сможет двигаться по грунтовой дороге без попутных автомобилей. И не сможет принять решение, отличающееся от заранее разработанных скриптов.

Другой подход – это использование вспомогательных внешних систем. Автомобиль также не может двигаться самостоятельно без посторонней помощи, но в данном случае, подсказки приходят не только от датчиков автомобиля, реагирующих на других участников движения, но и от централизованной системы, которая должна быть размещена по всему

городу. Специальные метки, благодаря которым автомобиль знает свое местоположение, а также текущий сигнал светофоров и допустимый скоростной режим. Благодаря общей системе, автомобиль узнает о перекрытиях, пробках и возможностях для объезда в случае нештатной ситуации.

Логичной проблемой данного типа автопилотов является его полная или частичная работоспособность вне населенного пункта, покрытого сетью меток или без связи с удаленной центральной системой автопилота. Тем не менее, разработка данной системы значительно проще. Не требуется обучать систему распознавать знаки с высокой точностью, не требуется прорабатывать сложные механизмы взаимодействия автомобиля с городской дорожной инфраструктурой.

Самый совершенный тип автопилота, он же наиболее сложный в разработки – полностью автоматическая система, основанная на псевдоискусственном интеллекте [4]. Движение автомобиля при работе системы является не результатом выбора условий из списка и обработки готовых скриптов, а результатом принятия решения сложных нейросетей. Такая система может совершать движение в полностью незнакомой местности. Другой важной особенностью данной системы является возможность самообучения автопилота на основе данных с датчиков во время управления автомобилем человеком.

На текущий момент ни один из типов автопилотов не был разработан до уровня своих максимальных возможностей и автопроизводители продолжают работы [5]. Следует отметить, что помимо автопроизводителей, которые разрабатывают автопилоты для автомобилей собственных марок, работами по исследованию автомобильных автопилотов занимаются IT-компании и научные институты. Также необходимо учитывать, что для повышения надежности описанные выше три типа автопилота на практике могут быть комбинированными. Например, система полностью самостоятельного вождения до получения финального решения от основной системы может в ряде случаев (таких как сигнал о наличии препятствия на дороге) проверить на совпадение условий простых скриптов. Это позволит автомобилю остановиться и избежать столкновения, даже если основной автопилот еще не успел принять решение о требуемом маневре. Данный способ объединения разноуровневых систем управления взят из общих принципов автоматизации и встречается также и в других областях машиностроения [6].

Вне зависимости от типа автопилота, автомобиль может быть оснащен следующими типами датчиков [7]:

- камеры наблюдения;

- различные виды дальномеров;
- тепловизоры.

Рассмотрим работу датчиков подробнее. В отличие от систем адаптивного круиз-контроля и пробочного ассистента, наибольший объем информации автопилот получает с камер видеонаблюдения (рис. 1). Только видеокамера может дать информацию автомобилю о разметке, знаках, светофорах и позволяет определить тип препятствия по внешнему виду.

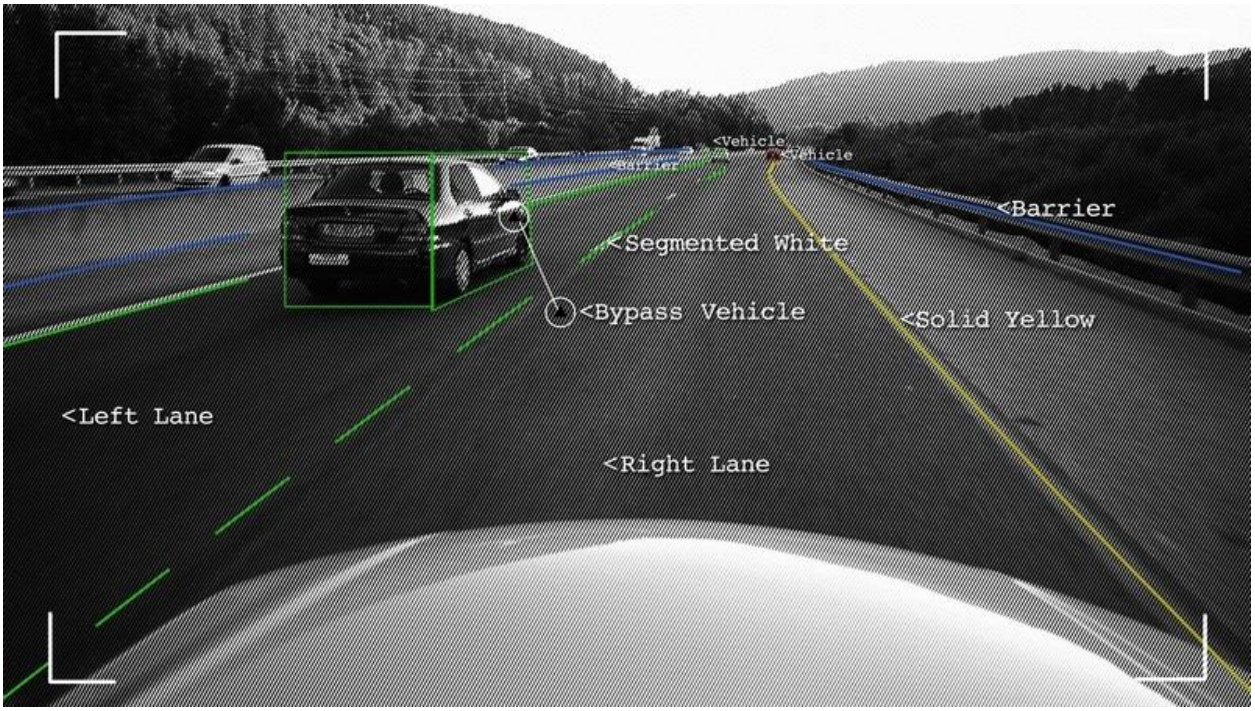


Рис. 1. Пример технического зрения на базе камеры видеонаблюдения системы автопилотирования

Работа системы обработки изображений с камеры заключается в покадровой обработке информации, вычленении известных типов объектов и передачи информации автопилоту о текущей карте мира. Фактически, в автопилот попадает информация не в виде изображения, а в виде трехмерной модели, которая содержит белые пятна [8]. Эти белые пятна закрываются информацией с других датчиков.

Дальномеры на автомобиле используют различных типов для получения информации в разных объемах и на разные расстояния. Наибольшую информацию из таких датчиков могут выдать радары на сверхвысокой частоте. В зависимости от количества радаров, размещенных на автомобиле, полученная карта мира может быть крайне точной. От радаров система получает уточненную информацию по

скорости передвижения других участников движения, расстоянии до препятствий и позволяет принимать экстренные решения в опасных ситуациях.

Более дорогим, но более точным типом датчика является - лазерный дальномер, который позволяет построить карту мира с максимальной детализаций. Использование лазерных дальномеров, помимо цены датчика, также ограничивается хрупкостью элемента. При постоянном движении по плохим дорогам происходит раскалибровка датчика из-за чего точность информации снижается. Принцип работы лазерных дальномеров, так же как и прочие датчики измерения расстояния, рассчитанные на дальние измерения, аналогичен работе точно таких же дальномеров, используемых в других отраслях промышленности [9]. Модификации в большей степени подверглась защита от вибрационных нагрузок, нежели сам сенсор.

Наиболее простым являются ультрозвуковые датчики, которые работают на близких расстояниях и помогают автомобилю на низких скоростях совершать парковку или двигаться в пробке.

Тепловизоры на текущий момент используются чаще как средство помощи водителю в темное время суток, чем важный датчик системы автопилотирования. Тем не менее, в исследовательских работах есть опыты применения инфракрасных датчиков для обнаружения критически важных препятствий – живых существ и автомобилей с заведенным двигателем.

Автомобиль совмещает в себе сразу несколько типов датчиков для получения полной картины мира. Это позволяет системе закрыть белые пятна на карте и увеличить точность полученных данных. В тоже время часть информации можно получить только с конкретного типа датчиков. Например, в отсутствие данных от вспомогательных систем, размещенных в городе, автомобиль может получить информацию о знаках, регулирующих движение, только на основе камеры видеонаблюдения. Поскольку автопилот работает при помощи системы навигации и глобального позиционирования, первичная информация доступна из карт местности (тип дороги, допустимый скоростной режим и т.д.), но для ряда регионов такая информация может отсутствовать или информация может не соответствовать временным изменениям. Для примера, автомобиль Tesla model S оснащен следующими датчиками (рис. 2):

- 8 видеокамер;
- 12 ультразвуковых датчиков;
- 1 радар.

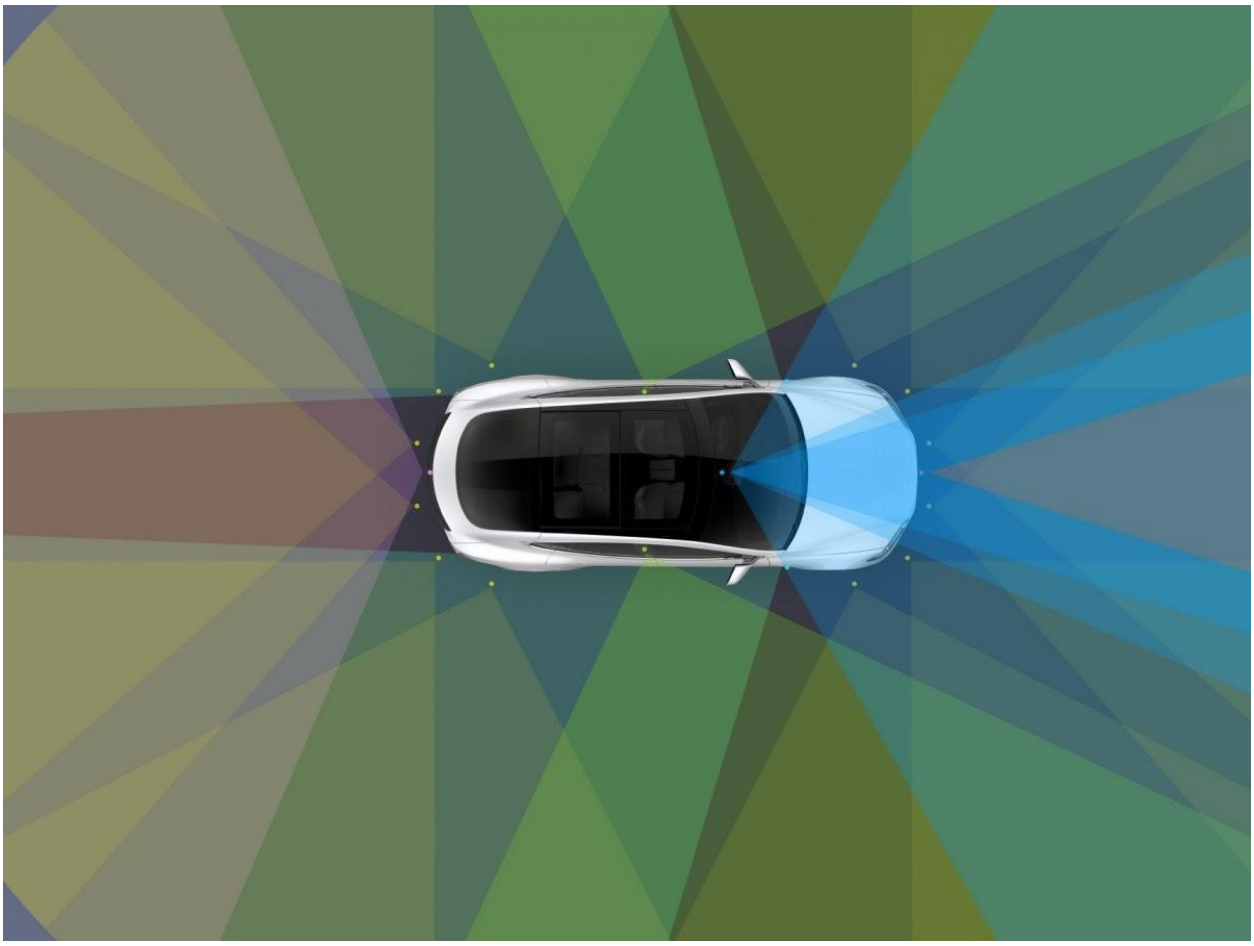


Рис.2. Зоны покрытия области вокруг *Tesla* model *S* различными датчиками

На текущий момент разработан стандарт SAE J3016, который разделяет уровни автопилотов, в зависимости от их возможностей. Уровень определяется степенью вовлеченности человека в управление автомобилем. Классический автомобиль без автопилота также присутствует в стандарте и определяется как «уровень 0»:

- Уровень 0 (отсутствие автоматизации вождения);
- Уровень 1 (помощь водителю);
- Уровень 2 (частичная автоматизация вождения);
- Уровень 3 (условная автоматизация вождения);
- Уровень 4 (высокая автоматизация вождения);
- Уровень 5 (полная автоматизация вождения);

Уровни 0-2 объединяются в группу, которая определяется как «Человек наблюдает за дорожной обстановкой». Уровни 3-5 определяются как «Автопилот наблюдает за дорожной обстановкой».

Статистика показывает ежегодный рост доверия к автопилотируемым транспортным средствам [10]. Особенно это заметно в странах с высоким

уровнем развития техники. Показателем развития является разработка не только систем автоматического управления движением транспортных средств, но и взаимодействующих с ними устройств [11].

Самоуправляемым автомобилям предстоит пройти долгий путь, как в разработке технических решений, так и на уровне законодательства отдельных стран. Но уже сейчас наиболее развитые автопилоты способны совершить путешествие между западным и восточным побережьем США или проехать из Германии в некоторые соседние страны полностью без вмешательства человека. По данным статистики, в среднем 25% времени автомобили Tesla проводят в режиме автопилота. С развитием алгоритмов обработки информации, технических решений для построения карты мира, покрытия городов вспомогательной инфраструктурой и обучением нейронных сетей последует увеличение времени, когда автомобиль управляется автопилотом.

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] Design of Single-modal Take-over Request in SAE Level 2 & 3 Automated Vehicle. Lee J., Yun H., Kim J., Jeon M., Yang J.H.. Transactions of the Korean Society of Automotive Engineers. 2019. № 27(3), с. 171-183

[3] Let me finish before I take over: Towards attention aware device integration in highly automated vehicles. Wintersberger P., Riener A., Schartmüller C., Frison A.-K., Weigl K. Proceedings - 10th International ACM Conference on Automotive User Interfaces and Interactive Vehicular Applications, AutomotiveUI 2018. 2018. с. 53-65

[4] Methodologies for Evaluating and Optimizing Multimodal Human-Machine-Interface of Autonomous Vehicles. Ge X., Li X., Wang Y. SAE Technical Papers. 2018

[5] Help or hindrance? The travel, energy and carbon impacts of highly automated vehicles. Wadud Z., MacKenzie D., Leiby P. Transportation Research Part A: Policy and Practice. 2016. с. 1-18

[6] Research of High-Level Control System for Centrifuge Engine. Evgrafov A.N., Karazin V.I., Khisamov A.V. International Review of Mechanical Engineering (IREME). 2018. Vol 12, № 5.

[7] Structure and architecture problems of autonomous road vehicle testing and validation. Szalay Z. Proceedings of the Mini Conference on Vehicle System Dynamics, Identification and Anomalies 2016. 2016. с. 229-236

[8] Motion estimation for self-driving cars with a generalized camera. Lee G.H., Faundorfer F., Pollefeys M. Proceedings of the IEEE Computer Society Conference on Computer Vision and Pattern Recognition. 2013 с. 2746-2753
[9] О применении бесконтатных систем измерения в центробежных стендах. Андриенко П.А., Козликин Д.П., Хисамов А.В., Хлебосолов И.О. Современное машиностроение. Наука и образование. Материалы 3-й международной научно-практической конференции. 2013. № 3.
[10] Automated driving system, male, or female driver: Who'd you prefer? Comparative analysis of passengers' mental conditions, emotional states & qualitative feedback. Wintersberger P., Riener A., Frison A.-K. AutomotiveUI 2016 - 8th International Conference on Automotive User Interfaces and Interactive Vehicular Applications, Proceedings. 2016. с. 51-58
[11] Use of IoT Technology to Drive the Automotive Industry from Connected to Full Autonomous Vehicles. Krasniqi X., Hajrizi E. IFAC-PapersOnLine. 2016. № 49(29). с. 269-274

V.I.Karazin[1], A.V.Khisamov[2]

THE DEVELOPMENT OF AUTOMATIC VEHICLE TRAFFIC CONTROL SYSTEMS

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

Abstract

The paper deals with the development of automatic control systems for civilian vehicles. Different types of autopilots and technical means are presented, thanks to which the work is carried out. The statistical information which allows to predict the development of such systems in the future is studied.

Key words: autopilot, self-driving car, traffic assistance system, traffic jamming system, Tesla, FSD, Full Self-Driving, SAE J3016.

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] Design of Single-modal Take-over Request in SAE Level 2 & 3 Automated Vehicle. Lee J., Yun H., Kim J., Jeon M., Yang J.H.. Transactions of the Korean Society of Automotive Engineers. 2019. № 27(3), p. 171-183

[3] Let me finish before I take over: Towards attention aware device integration in highly automated vehicles. Wintersberger P., Riener A., Schartmüller C., Frison A.-K., Weigl K. Proceedings - 10th International ACM Conference on Automotive User Interfaces and Interactive Vehicular Applications, AutomotiveUI 2018. 2018. p. 53-65
[4] Methodologies for Evaluating and Optimizing Multimodal Human-Machine-Interface of Autonomous Vehicles. Ge X., Li X., Wang Y. SAE Technical Papers. 2018
[5] Help or hindrance? The travel, energy and carbon impacts of highly automated vehicles. Wadud Z., MacKenzie D., Leiby P. Transportation Research Part A: Policy and Practice. 2016. p. 1-18
[6] Research of High-Level Control System for Centrifuge Engine. Evgrafov A.N., Karazin V.I., Khisamov A.V. International Review of Mechanical Engineering (IREME). 2018. Vol 12, № 5.
[7] Structure and architecture problems of autonomous road vehicle testing and validation. Szalay Z. Proceedings of the Mini Conference on Vehicle System Dynamics, Identification and Anomalies 2016. 2016. p. 229-236
[8] Motion estimation for self-driving cars with a generalized camera. Lee G.H., Faundorfer F., Pollefeys M. Proceedings of the IEEE Computer Society Conference on Computer Vision and Pattern Recognition. 2013 p. 2746-2753
[9] About the use of contactless measuring systems in centrifugal stands. Andrienko P.A., Kozlikin D.P., Khisamov A.V., Khlebosolov I.O. Modern machine building. Science and education. 2013. № 3. (rus.)
[10] Automated driving system, male, or female driver: Who'd you prefer? Comparative analysis of passengers' mental conditions, emotional states & qualitative feedback. Wintersberger P., Riener A., Frison A.-K. AutomotiveUI 2016 - 8th International Conference on Automotive User Interfaces and Interactive Vehicular Applications, Proceedings. 2016. p. 51-58
[11] Use of IoT Technology to Drive the Automotive Industry from Connected to Full Autonomous Vehicles. Krasniqi X., Hajrizi E. IFAC-PapersOnLine. 2016. № 49(29). p. 269-274

ДЕТАЛИ МАШИН. ПРОЕКТИРОВАНИЕ, МОДЕЛИРОВАНИЕ И НАДЕЖНОСТЬ ТРИБОСИСТЕМ

ISSN 2223-0807
Современное машиностроение: Наука и образование :
материалы 8-й Международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н.Евграфова и А.А. Поповича.- СПб.: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2019.

DOI 10.1872/MMF-2019-30
УДК 621.81

S.A. Abed[1], M.R. Bahrami [2]

THE ANALYTICAL ANALYSIS OF FLEXIBILITIES OF SINGLE CRACKED JEFFCOTT ROTOR

[1]Salam Ahmed Abed,
Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University
St. Petersburg, Russia
Тел.: +7(996)784-0301, E-mail: almuhands67@gmail.com.

[2]Mohammad Reza Bahrami,
Innopolis University.
Russia, Kazan
Тел.: +7(964)612-7564, E-mail: mo.bahrami@innopolis.ru

Abstract

The aim of this paper is analyzing the cracked Jeffcott with an offset disk rotor system. Mathematical modeling of a Jeffcott rotor with a crack while the depths of crack changes allows analyzing the dynamic behavior of the rotor. the effects of axial and torsional vibration have been neglected and will focus only on lateral vibration. The modification of breathing steering function for single crack has been done. The flexibilities have calculated for crack depths a/R. The results have obtained analytically by using MATLAB. The results show the cross flexibility is much less than the main flexibility from 0 to 0.5R crack depth.

Key words: rotor dynamic, single cracked Jeffcott, flexibility of crack.

Introduction

In the last years, the dynamics of rotors become very important in the design of rotary machines, because of the high cost of maintenance of these machines based on vibration. The rotor is the most important part in rotary machinery, which gives the main function of the machine, because of its widely

used in industry and power plants so this work focuses on the study of an uncracked and cracked rotor.

Can be studied the harmonic response due to unbalance mass at disk location to find the critical speed where the maximum response occurs therefore the critical speed will be the rotor speed at the maximum response displacement [1-3].

The ability to recognize the crack at early stages of growth is imperative for reducing maintenance cost and time. Early detection of the crack makes the operator think of the fix machine quickly [4, 5]. Prevention to happen cracks it is very important in design. The structure of any device is treated either chemically by adding some elements or physical (heat treatment) to make the structure more stiffness and resist cracking, corrosion and other defects [6-10].

Many researches were treating crack models for all types of vibrations of cracked rotors. The purpose is to detect crack in early time to avoid the catastrophic failure. The change in symmetry of crack around the shaft generates a coupling of lateral, axial and torsional vibration, so for simplicity will neglect the effects of axial and torsional vibration and will focus in this paper only on lateral vibration because the axial and torsional vibration has been insignificant effect [11]. The dimensionless main flexibility as a function of the depths of crack has been found and plotted.

Fundamental Equations

The flexibilities of crack for general cracked beam element is 6 degrees of freedom for each end, for simplification we considered only the main flexibility also the cross flexibility which will show in the next section.

Direct Flexibility Calculation

The density of the function of strain energy is defined as *J(y)* and the bending moments in both directions called *P*5 and *P*4 for vertical and horizontal plane respectively [12].

$$J(y) = \frac{1}{E'}[(KI5)^2 + (KII5)^2 + M(KIII5)^2] \quad (1)$$

Where $E' = \frac{E\,R^3}{1-\vartheta^2}$; E is the Young's modulus, R- the radius of the shaft, ϑ- Poisson's ratio and the subscripts of K are usually given in roman numerals, *I* (opening mode), *II* (in-plane shear or sliding mode) and *III* (out-plane shear or tearing mode), which refer to the modes of loading as shown in Figure 1. For practical reason mode *I* is the most important one. In fact, experience shows that the greatest number of cracks results from opening mode *I*, while the other two modes are rare [13].

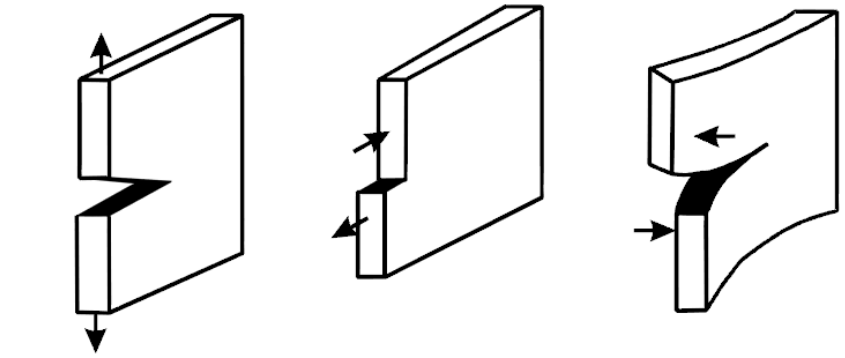


Fig. 1. Modes of crack loading.

The parameters of equation (1)

$$KI5 = \sigma 5\sqrt{\pi y}\ \ F2\left(\frac{y}{hx}\right)\ ,\quad KII5 = KIII5 = 0\ , \sigma 5 = \frac{4M_y\sqrt{R^2-x^2}}{\pi R^4} \tag{2}$$

$$KI4 = \sigma 4\sqrt{\pi y}\ \ F1\left(\frac{y}{hx}\right)\ ,\quad KII4 = KIII4 = 0\ ,\ \sigma 4 = \frac{4\ M_x\ x}{\pi R^4} \tag{3}$$

Where

$$F1\left(\frac{y}{hx}\right) = Fo\left(\frac{y}{hx}\right)\left[0.752 + 2.02\frac{y}{hx} + 0.37\left(1 - sin\frac{\pi y}{2\ hx}\right)^3\right] \tag{4}$$

$$F2\left(\frac{y}{hx}\right) = Fo\left(\frac{y}{hx}\right)\left[0.923 + 0.199\left(1 - sin\frac{\pi y}{2\ hx}\right)^4\right] \tag{5}$$

$$E' = \frac{E}{1-\vartheta^2}\quad ;\quad Fo\left(\frac{y}{h_x}\right) = \frac{\sqrt{\frac{tan\frac{\pi y}{2h_x}}{\frac{\pi y}{h_x}}}}{cos\frac{\pi y}{h_x}} \tag{6}$$

In the perpendicular cross section of unitary width, the additional transposition in vertical plane direction because of crack with depth a. [14]

$$U5 = \frac{\partial}{\partial P5}\left[\int_{R-a}^{hx/2} J(y).dy\right] \tag{7}$$

The flexibility as a result of the crack per unit width is $C_{55} = \frac{\partial U5}{\partial P5}$, $C_{44} = \frac{\partial U4}{\partial P4}$ and after integrating, the local flexibility is.

$$C_{55} = \frac{\partial 2}{\partial P5^2}\int_{-b}^{b}\int_0^{ax} J(y).dy\,dx\ ,\quad C_{44} = \frac{\partial 2}{\partial P4^2}\int_{-b}^{b}\int_0^{ax} J(y).dy\,dx \tag{8}$$

In order to obtain dimensionless relations. From Figure 2.

$\bar{x} = \frac{x}{R}\ ;\ \bar{y} = \frac{y}{R}\ ;\bar{a} = \frac{a}{R}\ \ ;\ \bar{b} = \frac{b}{R}\ \ ;\bar{h} = \frac{y}{hx} = \frac{y}{R}\times\frac{R}{2\sqrt{R^2-x^2}} = \frac{\bar{y}}{2\sqrt{1-\bar{x}^2}}$

and $b = \sqrt{1-(1-a)^2} = \sqrt{2a-a^2}$

The integration of equation (7) are bounded for $\bar{x}\ from - \bar{b}$ to $\bar{b}$ and for $\bar{y}$ from 0 to $a_x = \sqrt{1-\bar{x}^2} - (R-a)$.

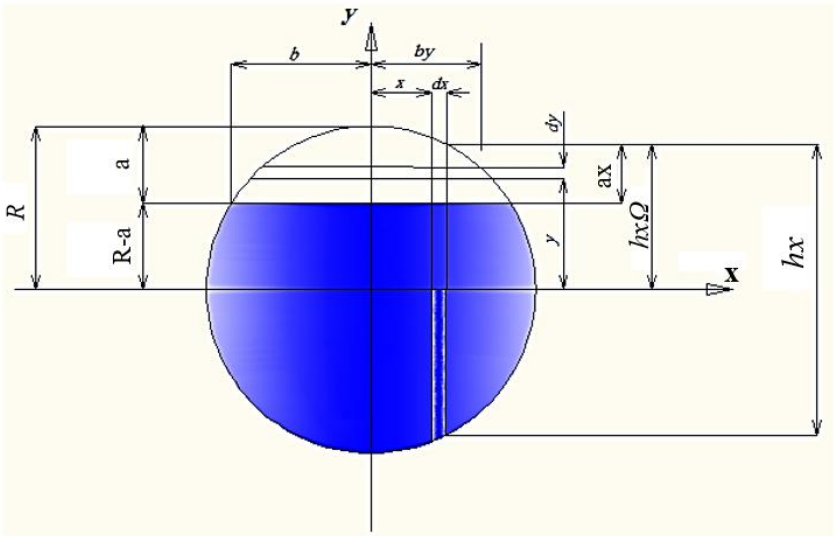


Fig. 2. Single transverse crack geometry

Then the boundaries of integration depend on value of $\bar{a}$ to get.[15]

$$\bar{C}_{55} = C_{55} \times \frac{E\,R^3}{1-\vartheta^2} = \frac{32}{\pi} \int_{-\bar{b}}^{\bar{b}} \overline{dx} \int_0^{\bar{a}\bar{x}} (1-\bar{x}^2)\,\bar{y}\,F2^2 \left(\frac{\bar{y}}{hx}\right) \overline{dy} \tag{9}$$

$$\bar{C}_{44} = C_{44} \times \frac{E\,R^3}{1-\vartheta^2} = \frac{16}{\pi} \int_{-\bar{b}}^{\bar{b}} \overline{dx} \int_0^{\bar{a}\bar{x}} \bar{x}^2\,\bar{y}\;F1^2 \left(\frac{\bar{y}}{hx}\right) \overline{dy} \tag{10}$$

The integrate on the cracked area produces the values of flexibilities. The flexibilities have calculated for crack depths *a/R*. In case of small crack (*a/R* < 0.5), the cross flexibility $\bar{C}_{44}$ is much less than the main flexibility $\bar{C}_{55}$, so for that reason the cross flexibility neglected. This gives advantages for representation of crack flexibility by one parameter the main flexibility $\bar{C}_{55}$ only, so it's easy to get the analytical results.

To get the deflection at location near the disc in case of open crack could be written as.[16]

$$\begin{bmatrix} u_\zeta \\ u_\eta \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} G_o + \Delta g_\zeta & 0 \\ 0 & G_o + \Delta g_\eta \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F_\zeta \\ F_\eta \end{bmatrix} \tag{11}$$

Where G_o is the flexibility of uncracked shaft

$$\Delta g\zeta = \overline{C}_{55}\,\frac{L^2}{16*ER^3}\;,\; \Delta g_\eta \cong 0 \tag{12}$$

$\Delta g_\zeta, \Delta g_\eta$ are the additional flexibilities because of crack, the rotor of disc will take the shaft with crack to the compression zone, so the crack will close because of the pre stressing of the weight and here $\Delta g_\zeta, \Delta g_\eta$ will be zero, then, the shaft will be round again. This behavior of the crack is shown and represented by hinge model as shown in Figure 3.

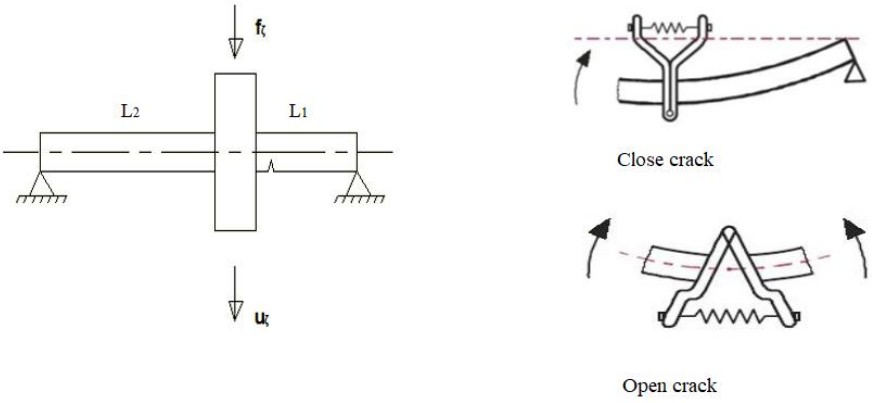


Fig. 3. Cracked Jeffcott model for the "breathing" crack (hinge model).

The hinge will be open in the tension region and it will be close in compression region, so the mechanism behavior of the crack is nonlinear.

Results

In the case for the crack lies in a rotated arbitrary position with respect to the two main axes the new flexibilities in the two main directions calculated. The direction of the bending load divides the cross section of the shaft into two areas, one of tension and one of compression. The crack may be entirely located in one of these two areas and in this case is loaded in tension or in compression. It could, however, be located in both areas and thus the part of the crack which is located in the tension area is the opening part and the part in the compression area is the closing part. Only the part in tension gives additional flexibility to the shaft and thus the part in compression should be omitted from the flexibility calculation [16, 17].

The dimensionless flexibility of crack in vertical and cross coupling directions has been calculated from equations (9) and (10) and the other compliance component have no value at open crack with dimensionless crack depth a/R. Form a/R =0.04 to 0.8, when flexibility of crack a/R >1 is calculated, problem will appear because the singularity presented as the variable $\bar{x}$, approaches the boundaries of crack tips at horizontal and vertical positions. In order to avoid this maximum crack depth should take less than or equal 0.8R it means $\frac{a}{R} \leq 0.8$ [15]. The values flexibilities shown in table (1) and Figure 4.

Conclusion

The dimensionless compliances with crack depths has been plotted for both vertical and cross coupling directions as shown in table (1) and Figure 4. The values of flexibilities in vertical direction of flexibility $\bar{C}_{55}$ has large difference with the cross-coupling flexibility $\bar{C}_{44}$, from 0 to 0.5R crack depth. So good

approximation if taking just only $\bar{C}_{55}$ in calculations of cracks up to 0.5R depths then take into account the values of $\bar{C}_{44}$ and $\bar{C}_{55}$ for crack depth between 0.5R and 0.8R.

Table (1) Results of compliance in two directions with the crack depth.

a/R	$\bar{C}_{55}$	$\bar{C}_{44}$	a/R	$\bar{C}_{55}$	$\bar{C}_{44}$
0.04	0.002973	0.000032	0.44	0.904717	0.153897
0.08	0.016178	0.000374	0.48	1.10830	0.211778
0.12	0.043012	0.001543	0.52	1.34022	0.285370
0.16	0.085350	0.004256	0.56	1.60012	0.378177
0.20	0.142161	0.009367	0.60	1.8816	0.494008
0.24	0.221388	0.017870	0.64	2.2130	0.638174
0.28	0.317103	0.030666	0.68	2.58421	0.817083
0.32	0.432187	0.04885	0.72	2.99389	1.03771
0.36	0.56559	0.074671	0.76	3.45534	1.31259
0.40	0.72397	0.109012	0.80	3.97277	1.65497

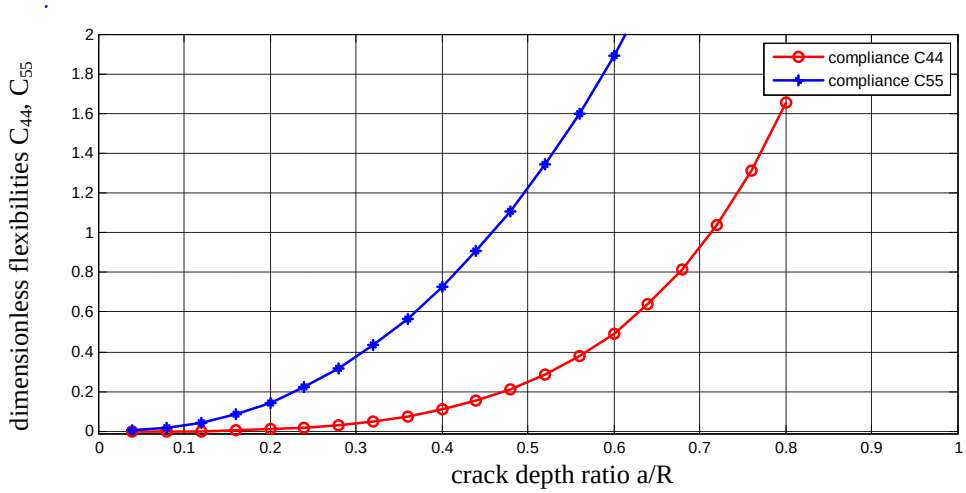


Fig. 4. Dimensionless compliance $\bar{C}_{44}, \bar{C}_{55}$ versus crack depth ratio.

REFERENCES

[1] Rao. J.S. History of Rotating Machinery Dynamics. Springer Science + Business Media B.V. 2011.

[2] Abed S.A., Al Drajy J.F., Bahrami M.R. Numerical investigation of a rotary-bearing system with a single crack using harmonic analysis, St. Petersburg Polytechnic university journal of engineering science and technology 24 (03) (2018):139–152.

[3] Abed S.A., Bahrami M.R., Thijel J.F. Analytical and Numerical Investigation to the Effect of Two Cracks on the Dynamic Behavior of Rotor-Bearings System. Russian scientific journal Science and Business: ways of development, 11(89), (2018).

[4] Varne P., Green I. Crack Detection in a Rotor Dynamic System by Vibration Monitoring-Part II: Extended Analysis and Experimental Results. Redistribution subject to ASME license or copyright, NOVEMBER 2012, Vol. 134(11), p. 112501.

[5] Abed S.A., Bahrami M.R., Thijel J.F. Dynamic Behavior of Rotor-Bearings System with Changing Angle Orientation between Two Cracks. Russian scientific journal Science Prospects, 11(110), (2018).

[6] Filippov I. Y., Sagaradze V. V., Zavalishin A. V., Pecherkina L. N., Kataeva V. N., Mushnikova Y. S., Kostin K. S., Kalinin Y. G. Acoustic detection of stress-corrosion cracking of nitrogen austenitic steels. The Physics of Metals and Metallography. 2014 Jun 1;115(6): 586-99.DOI: 10.1134/S0031918X14060076.

[7] Bannykh A. O., Blinov M. V., Kostina V. M., Blinov V. E., Kalinin Y. G. Effect of hot-rolling and heat-treatment conditions on the structure and mechanical and technological properties of nitrogen-bearing austenitic steel 05Kh22AG15N8M2F-Sh. Russian Metallurgy (Metally). 2006 Aug 1;2006(4):306-13. DOI: 10.1134/S0036029506040069.

[8] Pirinen M., Martikainen Y., Layus D. P., Karkhin A. V., Ivanov Y. S. Effect of heat input on the mechanical properties of welded joints in high-strength steels. Welding International. 2016 Feb 1;30(2):129-32. DOI: 10.1080/09507116.2015.1036531.

[9] Tsibulskiy A. I., Klimova G.O., Korsmik S. R., Akhmetov D. A., Kuznetsov V. M. Effect of technological parameters on the mutual penetration of copper and iron in laser cladding of steel with a copper–nickel alloy. Welding International. 2018 Jan 2;32(1):76-81.DOI: 10.1080/09507116.2017.1382079.

[10] Somonov V. V., Böhm S., Geyer M., Bertelsbeck S. Study on the Effect of Hot Spot Generated by Induction Heating to Prevent Hot Cracking During Laser Welding of Aluminum Alloys AA6082T4 and AA5754H22. Advances in Materials Science. 2013 Jun;2(2):38-47.

[11] Ishida Y., Yamamoto T. Linear and Nonlinear Rotor Dynamics (A modern Treatment with Applications), 2nd Enlarged and Improved Edition, Wiley-VCH Verlag &Co, 2012, Germany.
[12] Darpe A.K., Gupta K., Chawla A. Dynamics of Two-Cracked Rotor", Journal of Sound and Vibration. 2003, 259(3),pp649-675.
[13] Ramezanpour R., Ghayour M., Ziaei-Rad S. Dynamic Behavior of Jiffcott Rotors with An arbitrary Slant Crack Orientation on the Shaft", Applied and Computational Mechanics, 6, 2012, pp35-52.
[14] Todorovič P., Jeremic B., Mačuzic I., Brkovic A., Proso U. Vibration Analysis of Cracked Rotor During Run-up", Tribology in Industry, volume 30, No.1&2, 2008.
[15] Athanasios C. Vibration Analysis of Nonlinear-Dynamic Rotor-Bearing Systems and Defect Detection. Mechanical Engineering and Aeronautics, University of Patras, 2009, 326 pages.
[16] Bachschmid N., Pennacchi R., Tanzi E. Cracked Rotors. A survey on Static and Dynamic Behavior Including Modeling and Diagnosis. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2010, 408 pages.
[17] Abed S.A., Bahrami M.R., Thijel J.F. Analytical and numerical investigation to the effect of single transverse crack on the dynamic behavior of rotor-bearings system // International Journal of Engineering and Technology , 7 (3.20) (2018).

С.А.Абед[1], М.Р.Бахрами[2]

АНАЛИТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ГИБКОСТИ ДЛЯ ТРЕЩИНЫ В ДЖЕФФКОТТ РОТОР

[1] Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого;
[2] Университет Иннополиса, Россия.

Аннотация

Целью данной работы является анализ трещины в джеффкотт со смещением системы на диске ротора. Математическое моделирование ротора Джеффкотта с трещиной при глубине изменения трещины позволяет проанализировать динамическое поведение ротора. эффекты осевой и крутильной вибрации игнорируются и будут сосредоточены только на боковой вибрации. Была произведена модификация функции дыхательного рулевого управления для одиночной трещины. Гибкость рассчитана для глубины трещин a/P. Результаты получены аналитически с

помощью MATLAB. Результаты показывают, что поперечная гибкость намного меньше основной гибкости от 0 до 0.5P глубины трещины.

Ключевые слова: динамический ротор, одна трещина в Джеффкотте, гибкость трещины.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

[1] Rao. J.S. History of Rotating Machinery Dynamics. Springer Science + Business Media B.V. 2011.

[2] Абед С.А., Тхиджель Д.Ф., Бахрами М.Р. Гармонический анализ ротор-подшипника с единичной трещиной // Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки. 2018. Т. 24. № 3. С. 139–152. DOI: 10.18721/JEST.240312.

[3] Абед С.А., Бахрами М.Р., Тхиджель Д.Ф. Аналитическое и численное исследование влияния двух трещин на динамическое поведение системы роторных подшипников // Научный журнал «Наука и бизнес: пути развития» 2018, № 11 (89).

[4] Varne P., Green I. Crack Detection in a Rotor Dynamic System by Vibration Monitoring-Part II: Extended Analysis and Experimental Results. Redistribution subject to ASME license or copyright, NOVEMBER 2012, Vol. 134(11), p. 112501.

[5] Абед С.А., Бахрами М.Р., Тхиджель Д.Ф. Динамическое поведение роторно-подшипниковой системы с изменением угла ориентации между двух трещин // Научный журнал «Перспективы науки», 2018, № 11 (110).

[6] Филиппов И. Ю., Сагарадзе В. В., Завалишин А. В., Печеркина Л. Н., Катаева В. Н., Мушникова Ю. С., Костин К. С., Калинин Ю. Г. Acoustic detection of stress-corrosion cracking of nitrogen austenitic steels. The Physics of Metals and Metallography. 2014 Jun 1;115(6): 586-99.DOI: 10.1134/S0031918X14060076.

[7] Банных А. О., Блинов М. В., Костина В. М., Блинов В. Е., Калинин Ю. Г. Effect of hot-rolling and heat-treatment conditions on the structure and mechanical and technological properties of nitrogen-bearing austenitic steel 05Kh22AG15N8M2F-Sh. Russian Metallurgy (Metally). 2006 Aug 1;2006(4):306-13. DOI: 10.1134/S0036029506040069.

[8] Пиринен М., Мартикайнен Ю., Лайус Д. П., Кархин А. В., Иванов Ю. С. Effect of heat input on the mechanical properties of welded joints in high-strength steels. Welding International. 2016 Feb 1;30(2):129-32. DOI: 10.1080/09507116.2015.1036531.

[9] Цибульский А. И., Климова Г. О., Корсмик С. Р., Ахметов Д. А., Кузнецов В. М. Effect of technological parameters on the mutual penetration of copper and iron in laser cladding of steel with a copper–

nickel alloy. Welding International. 2018 Jan 2;32(1):76-81.DOI: 10.1080/09507116.2017.1382079.
[10] Сомонов В. В., Бём С., Гейер М., Бертельсбек С. Study on the Effect of Hot Spot Generated by Induction Heating to Prevent Hot Cracking During Laser Welding of Aluminum Alloys AA6082T4 and AA5754H22. Advances in Materials Science. 2013 Jun;2(2):38-47.
[11] Ishida Y., Yamamoto T. Linear and Nonlinear Rotor Dynamics (A modern Treatment with Applications), 2nd Enlarged and Improved Edition, Wiley-VCH Verlag &Co, 2012, Germany.
[12] Darpe A.K., Gupta K., Chawla A. Dynamics of Two-Cracked Rotor", Journal of Sound and Vibration. 2003, 259(3), c.649-675.
[13] Ramezanpour R., Ghayour M., Ziaei-Rad S. Dynamic Behavior of Jiffcott Rotors with An arbitrary Slant Crack Orientation on the Shaft", Applied and Computational Mechanics, 6, 2012, c.35-52.
[14] Todorovič P., Jeremic B., Mačuzic I., Brkovic A., Proso U. Vibration Analysis of Cracked Rotor During Run-up", Tribology in Industry, volume 30, No.1&2, 2008.
[15] Athanasios C. Vibration Analysis of Nonlinear-Dynamic Rotor-Bearing Systems and Defect Detection. Mechanical Engineering and Aeronautics, University of Patras, 2009, 326 c.
[16] Bachschmid N., Pennacchi R., Tanzi E. Cracked Rotors. A survey on Static and Dynamic Behavior Including Modeling and Diagnosis. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2010, 408 c.
[17] Абед С.А., Бахрами М.Р., Тхиджель Д.Ф. Analytical and numerical investigation to the effect of single transverse crack on the dynamic behavior of rotor-bearings system // International Journal of Engineering and Technology, 7 (3.20) (2018).

ISSN 2223-0807
Современное машиностроение: Наука и образование :
материалы 8-й международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н.Евграфова и А.А. Поповича.- СПб.: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2019.

DOI 10.1872/MMF-2019-31
УДК 621.01

А. Н.Болотов[1], Г.Б.Бурдо[2], О.О. Новикова[3]

СМАЗОЧНЫЕ СВОЙСТВА МАСЕЛ НА ОСНОВЕ КРЕМНИЙОРГАНИЧЕСКИХ НАНОЖИДКОСТЕЙ

[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

[3]Новикова Ольга Олеговна
Тверской государственный технический университет
Россия, Тверь
Тел.: (4822) 78-89-71

Аннотация

Приведены рекомендации по выбору компонентов для создания магнитного смазочного масла, которые характеризуются различными механизмами снижения трения и износа смазанных поверхностей. Описаны технологические особенности синтеза смазочных масел на основе полиэтилсилоксана и хлорфенилсилоксана, и исследованы их смазочные свойства при различных условиях трения.

Ключевые слова: магнитное смазочное масло, трение, изнашивание, дисперсионная среда, магнитная дисперсная фаза, антифрикционные и противоизносные присадки.

Введение

В настоящее время традиционные трехкомпонентные магнитные жидкости уже хорошо изучены, и их потенциальные возможности, как функционального материла в значительной мере исчерпаны [1-4]. Для смазывания трибосопряжений, работающих постоянно или кратковременно при граничном режиме трения, необходимо создавать специальные магнитные жидкости – магнитные смазочные масла (ММ), с высокими смазочными свойствами и специфическими физико-химическими характеристиками (вязкостью, испаряемостью, температурой застывания и кипения и т.д.) [5-7]. Причем, антифрикционные и противоизносные свойства масел должны быть на уровне свойств лучших традиционных смазочных масел [8].

Основная задача данного исследования состояла в разработке основ технологии получения магнитных смазочных масел на основе силоксанов, обладающих высокими магнитными и триботехническими характеристиками.

Выбор компонентов для создания магнитного смазочного масла

Исходя из требований, предъявляемых к магнитным маслам для узлов трения, дисперсионная среда (жидкость-носитель или основа), содержание которой доходит до 80 об.%, должна обладать следующими характеристиками: низкой испаряемостью; оптимальными вязкостно-температурными свойствами; хорошими смазочными свойствами при граничной смазке; высокой устойчивостью к окислению в присутствии мелкодисперсного магнетита; стабильностью магнитных и реологических свойств; невысокой стоимостью. Было установлено [5], что на качественном уровне смазочные свойства магнитных масел хорошо коррелируют с аналогичными свойствами дисперсионной среды.

По физическим свойствам наиболее полно отвечают указанным требованиям некоторые марки кремнийорганических жидкостей. Изучалась смазочная способность основных групп кремнийорганических жидкостей: олигодиметилсилоксанов (ПМС-100), олигодиэтилсилоксанов (ПЭС-5), олигометилтиенилсилоксанов (ФМ-6), олигометил(хлорфенил) силоксанов (ХС-2-1ВВ), олигометилтиенилсилоксанов (ПМТС-5), олигометилфторорганосилоксанов (ФС-56). Все указанные жидкости работоспособны в широком интервале температур, имеют низкую испаряемость и не вызывают коррозию конструкционных материалов.

Исследования смазочных свойств дисперсионных сред и магнитных масел при высоких контактных давлениях проводились на трехшариковой машине трения МТШ-М [9]. Для экспериментов были выбраны шаровые

образцы диаметром 8 мм и цилиндрический контробразец, выполненные из стали ШХ-15. Испытания проводили при скорости скольжения 0,24 м/с и начальном давлении на контакте 1,25 ГПа.

Триботехнические испытания дисперсионных сред и магнитных масел в области средних давлений проводились по схеме трения диск – палец на машине трения МТП [7]. Приведенные далее свойства масел получены при скорости скольжения 0,32 м/с и давлении на контакте 4,2 МПа. Материалы пары трения Ст.3 - бронза ОСЦ5-5-5.

На основании анализа физико-химических свойств, а также фрикционных испытаний в качестве основы магнитных смазочных масел были выбраны синтетические кремнийорганические жидкости ПЭС-5 и ХС-2-1ВВ, обладающие малой испаряемостью, хорошими реологическими характеристиками при низких температурах и высокими смазочными свойствами в широком диапазоне нагрузок.

Для синтеза магнитных масел в основном использовался высокодисперсный магнетит, полученный хорошо изученным методом химической конденсации. Частицы магнетита имели характерный размер от 5 до 17 нм при среднем размере около 10 нм; намагниченность насыщения частиц составляла около 430 кА/м; микротвердость частиц магнетита приблизительно 5 ГПа.

Для стабилизации коллоидных частиц применяют поверхностно-активные вещества, которые адсорбируются на поверхности магнетита и предотвращают агломерацию магнитных частиц, а также обеспечивают седиментационную стабильность коллоида в гравитационных и магнитных полях.

Для стабилизации магнитных масел на основе ПЭС-5 с магнитными наночастицами карбонильного железа хорошо подошел хлорфенилсилоксан ХС-2-1ВВ. Химическая адсорбция молекул жидкости ХС-2-1ВВ происходила непосредственно во время синтеза магнитных частиц при температуре 200^{o}С на их каталитически активной поверхности. Стабилизатор ХС-2-1ВВ растворенный в несущей среде ПЭС-5 благоприятно влияет на трибосвойства смазочной композиции (табл.1) – процесс трение становится более плавным, коэффициент трения и износ снижаются во всем диапазоне нагрузок.

Таблица 1. **Смазочные свойства растворов дисперсионных сред с ПАВ-стабилизаторами** (f-коэффициент трения; I_h- интенсивность линейного износа; d-диаметр пятна износа)

Смазочная композиция	Машина трения МТП		Машина трения МТШ-М	
	f	$I_h,10^{-9}$	f	d, мм
1. ПЭС-5	0,12	9,0	0,21	0,69

2. ПЭС-5 +5масс.% ОК	0,13	20,0	0,32	0,89
3. ПЭС-5 +1масс.% ХС-2-1ВВ	0,10	4,5	0,13	0,42
4. ПЭС-5 +1масс.% МКС-2-0			0,15	0,53
8. ХС-2-1ВВ	0,06	0,5	0,18	0,68
9. ХС-2-1ВВ +1масс.% ОДБА	0,11	0,56	0,19	0,68
10. ХС-2-1ВВ +1масс.% МКС-2-0	-	-	0,15	0,62
11. ХС-2-1ВВ +1масс.% 3Н2ТЭ	0,05	0,41	0,12	0,32
12. ХС-2-1ВВ +1масс.% МХС	0,10	0,48	0,16	0,59

Получены опытные партии магнитных смазочных масел на основе ПЭС-5 в которых, для повышения термической устойчивости и снижения низкотемпературной вязкости жидкости, стабилизатором выступали кремнийорганические триметилсилиллированные этилсиликаты с содержанием в олигомере до 20% остаточных гидроксильных и этоксильных групп при кремнии (олигомеры МКС-2-0). Олигомер МКС-2-0 хорошо растворяется в несущей жидкости магнитных масел и благодаря наличию поверхностно-активных этоксильных групп активно адсорбируется на поверхностях магнетита и трения. Однако данный олигомер не может нужным образом модифицировать поверхность трения и поэтому его влияние на износ при высоких нагрузках несущественно (табл.1). Олигомер МКС-2-0 проявляет при трении только слабые антифрикционные свойства.

Ограниченное применение может найти при получении магнитных масел на основе ХС-2-1ВВ поверхностно-активное соединение ОДБА, относящееся к классу аминов. Небольшая концентрация ОДБА в несущей среде индифферентно отражается на трении и износе (табл. 1).

Исследование влияния поверхностно-активного соединения МХС в дисперсионной среде на смазочные свойства раствора показало, что при умеренных концентрациях ПАВ (примерно до 6 масс.%) противоизносные свойства композиции незначительно улучшаются (табл. 1), а затем, по мере увеличения содержания ПАВ, наблюдается обратный эффект. Поэтому, строго контролировать содержание стабилизатора в магнитном масле находящегося в неадсорбированном (в растворенном) состоянии не требуется.

Для улучшения смазочных свойств магнитных масел в их состав вводились специальные антифрикционные, противоизносные и противозадирные присадки, содержание которых варьировалось от 1 до 20 масс.%.

В магнитных смазочных композициях на основе ПЭС-5 и ХС-2-1ВВ растворяли следующие присадки [10-12]: ДФ-11, Совол и 3Н2ТЭ. Присадка ДФ-11 - представляет собой 50 %-ный раствор диалкилдитиофосфата цинка в масле; получена на основе изобутилового спирта и 2-этилгексанола; улучшает антиокислительные, антикоррозионные и противоизносные свойства смазочных масел. Совол это смесь пента- и тетра-хлордифенилов, содержащая 40% хлора; применяется в качестве противоизносной и противозадирной присадки. Присадка-стабилизатор 3Н2ТЭ содержащая хлорированный эфир пентадиена, улучшает противоизносные и противозадирные свойства масел. Наиболее эффективно улучшает смазочные свойства дисперсионных сред присадка-стабилизатор 3Н2ТЭ за счет образования на поверхности трения защитных пленок содержащих хлориды металлов. Независимо от состава силоксановой дисперсионной среды, присадка Совол хорошо снижает трение и износ при умеренных контактных давлениях. Присадка ДФ-11 оказалась эффективной только при растворении в кремнийорганической жидкости ХС-2-1ВВ.

Технологии синтеза масел

Базовая технология синтеза магнитных масел включает несколько этапов [13]. Вначале получают высокодисперсный магнетит по реакции химической конденсации, предложенной Элмором.

После промывки магнетита от солей и аммиака до pH = 7 проводят его пептизацию раствором ПАВ в углеводородном растворителе и удаляют воду. Далее в суспензию добавляют смешанный растворитель, состоящий из силоксана и маловязкого летучего углеводорода. При этом объемное соотношение углеводорода к объему кремнийорганической жидкости должно быть 1:2, при уменьшении количества углеводорода происходит снижение концентрации магнетита в конечном продукте. Полученную суспензию перемешивают при температуре 50^{o}C в течение 2 - 3 часов, после завершения пептизации удаляют остатки воды и низкокипящие компоненты в вакууме.

На заключительном этапе в магнитную жидкость для получения масла вводят присадки при температуре 40÷50^{o}C и тщательном перемешивании. Необходимым условием для этого является не только хорошая совместимость присадки с дисперсной средой, но и достаточно высокое сродство ПАВ-присадки с углеводородной частью ПАВ-стабилизатора.

Это объясняется следующим. Экспериментальные исследования смазочных свойств от содержания присадки показали, что они достаточно эффективны лишь при высокой концентрации - 15÷20 масс.%. Одновременно, существенно изменяется состав дисперсионной среды, что может сказаться на коллоидной устойчивости магнитных масел и, соответственно, на других функциональных свойствах.

В качестве дисперсионной среды использовался хлорсилоксан ХС-2-1ВВ. Для облегчения адсорбции ПАВ - 3Н2ТЭ, магнетит отмывался от воды ацетоном. Пептизация велась в силоксане при температуре 100°С в течение 90 часов. Наблюдалось заметное диспергирующее воздействие ПАВ 3Н2ТЭ на коллоидный магнетит. После окончания пептизации и удаления следов воды было получено магнитное масло со следующими свойствами: намагниченность насыщения - 15÷30 кА/м, вязкость - 0,3÷0,6 Па·с, в зависимости от выбранного соотношения компонентов.

Получение другого магнитного масла на основе ХС-2-1ВВ стабилизированного специально синтезированным ПАВ-силоксаном (МХС) производилось следующим образом. Магнетит, отмытый от воды ацетоном, обрабатывали раствором ПАВ с кислотным числом около 60 в олигохлорсилоксане (15-20%). Содержание ПАВ составляло 35 масс.% от веса магнетита. Пептизация велась при 80 °С в вакууме. Отмечено высокое диспергирующее действие синтезированного ПАВ. После сепарации в центрифуге получается магнитное масло с намагниченностью насыщения ≈25 кА/м и вязкостью около 0,45 Па·с. Изменяя соотношения компонентов можно получить масло с намагниченностью до 40 кА/м, но при этом одновременно вязкость возрастает от 0,4 до 0,6 Па·с. Магнитное масло устойчиво к тепловому воздействию до температуры 180 ÷ 200 ^{0}С. Достоинством предложенной схемы получения магнитного масла является высокое сродство ПАВ и дисперсионной среды, что особенно важно для получения устойчивого коллоида с пологой вязкостно-температурной зависимостью.

Результаты экспериментальных исследований

Магнитное масло ММ1- ПЭС (табл.2, в скобках после марки масла указана дисперсная фаза и стабилизатор) стабилизированно олеиновой кислотой (ОК) и содержит около 6 об.% магнитной фазы. Вязкость масла в несколько раз выше вязкости основы, что нельзя объяснить указанным объемным содержанием магнетита. По-видимому, сольватные оболочки частиц имеют полимолекулярное строение и именно это приводит к значительному росту объема дисперсной фазы, а значит и вязкости. Существенный вклад в реальное содержание дисперсной фазы вносит поверхностный слой частиц, потерявший феррримагнитные свойства в

результате химического взаимодействия с олеиновой кислотой. Намагниченность насыщения масел ММ1- ПЭС не слишком высокая (19–25кА/м), но этого достаточно, чтобы масло сохраняло хорошую магнитоподвижность в узлах трения.

Таблица 2. **Свойства магнитных масел на основе ПЭС-5**

Смазочная композиция	Машина трения			
	МТП		МТШ-М	
	f	$I_h,10^{-9}$	f	d, мм
1. ПЭС-5	0,14	14,5	0,21	0,69
2. ММ1- ПЭС (Fe_3O_4+ОК)	0,12	12,6	0,15	0,6
4. ММ1- ПЭС +5масс.% Совол +15масс.% Совол +20масс.% Совол	0,08	2,1	 0,15 0,13 0,12	 0,82 0,48 0,39
6. ММ1- ПЭС +10масс.% ДФ-11	0,13	4,1	0,12	0,69
7. ММ1- ПЭС +5масс.% 3Н2ТЭ	0,14	3,7	0,16	0,49
8. ММ2- ПЭС (Fe+ХС-2-1ВВ)	0,1	2,0	0,3	0,95
9. ММ3- ПЭС (Fe_3O_4+МКС-2-0)	0,07	5,5	0,28	1,0
10. ТМ-5-18	0,07	0,4	0,15	0,35
11. ОКБ-122-7(1)	-	-	0,13 - 0,34	0,71
12. ОКБ-122-7(2)	0,12	≈15	0,13	0,62

Магнитное масло ММ1-ПЭС имеет очень хорошую седиментационную и агрегативную устойчивость в градиентных магнитных полях. Малая испаряемость составляющих его компонентов позволяет применять масло в газовой среде и в условиях вакуума при температуре от -40^{o}С до 100^{o}С. При более высоких температурах происходит деструкция сольватных оболочек частиц в результате десорбции олеиновой кислоты и в масле начинают развиваться коагуляционные процессы. Если температура ниже -40^{o}С, масло теряет магнитоподвижность, то есть перестает реагировать на внешнее магнитное поле.

Триботехнические свойства масла ММ1- ПЭС (табл. 2.) несущественно отличаются от аналогичных свойств кремнийорганической жидкости ПЭС-5. Для их улучшения применяли присадки с различным механизмом влияния на процессы трения.

Отмечена необычная зависимость смазочных свойств от концентрации присадки. После введение присадки в немагнитные масла, как правило, наблюдается нелинейное снижение трения и износа. В нашем случае, при небольших концентрациях присадки Совол (смесь пента- и тетра-хлордифенилов) происходило ухудшение смазочных свойств масла (табл. 2). По существу, в результате совместного действия ПАВ-стабилизатора и ПАВ-присадки проявлялся отрицательный синергетический эффект. Магнитное масло ММ1- ПЭС содержащее 15 масс.% присадки Совол имеет смазочные характеристики сравнимые с характеристикам хорошего трансмиссионного масла ТМ-5-18. Дальнейшее увеличение концентрации присадки в масле, хотя и приводит к снижению трения и износа, но одновременно начинают нарастать процессы, приводящие к разрушению коллоидной структуры масла и возрастанию коррозионного действия хлора присадки.

Добавление в масло ММ1- ПЭС присадки ДФ-11 (раствор диалкилдитиофосфата цинка в масле) не позволило существенно поднять его смазочные свойства, хотя данная присадка хорошо зарекомендовала себя при работе в составе углеводородных смазочных композиций. Присадка 3Н2ТЭ (хлорированный эфир пентадиена) позволяет существенно улучшить противоизносные свойства магнитного масла ММ1- ПЭС. Значительный эффект в данном случае достигается при содержании присадки около 5масс.%. Процесс трения после введения присадки становится более равномерным, и амплитуда колебаний силы трения резко уменьшается. Коллоидную устойчивость масла данная присадка заметно не изменила.

Магнитные масла ММ2-ПЭС и ММ3-ПЭС (присадка - олигомер МКС-2-0) отличаются от других масел на той же основе высокой намагниченностью, которая у масла ММ2- ПЭС сочетается с относительно низкой вязкостью. Масло ММ2 - ПЭС содержит пластичные наноразмерные частицы железа, объемная концентрация которых в несколько раз ниже, чем в масле ММ3- ПЭС из-за большей намагниченности железа, чем магнетита.

Смазочные свойства магнитных масел ММ2 - ПЭС и ММ3 - ПЭС удовлетворительные лишь при средних контактных давлениях. Невысокая эффективность масел при больших контактных давлениях объясняется отсутствием достаточного количества молекул способных своими продуктами термодеструкции химически модифицировать поверхность. Результаты испытаний масла ММ2- ПЭС показали, что существенно улучшить триботехнические свойства магнитных масел только заменой твердого магнетита дисперсной фазы на мягкое железо добиться нельзя.

Приведенные данные по свойствам различных магнитных масел на основе ПЭС-5 показывают, что наиболее перспективным для

практического применения в трибоузлах является масло ММ1- ПЭС. Оно рекомендуется к применению в различных трибосопряжениях в целях снижения энергопотерь при трении, уменьшения износа деталей и увеличения срока службы механизмов.

Триботехнические свойства смазки ОКБ-122-7, определенные по методике испытаний магнитных масел, приведены в табл.3. Испытания смазки ОКБ-122-7(1) проводили при разовой заправке узла трения смазкой, а смазки ОКБ-122-7(2) при постоянном восполнении ее потерь на дорожке трения. Независимо от условий испытаний, смазочные свойства магнитного масла ММ1- ПЭС выше, чем у смазки ОКБ-122-7 даже без присадки. Важный результат такого сравнения смазочных материалов заключается в том, что магнитные масла можно эффективно применять вместо пластичных смазок, содержащих полиэтилсилоксан.

В табл. 3 представлены смазочные свойства магнитных масел на основе ХС-2-1ВВ определенные при различных контактных давлениях в присутствии магнитного поля в зоне трения.

Таблица 3. С**войства магнитных масел на основе ХС-2-1ВВ**

Смазочная композиция	Машина трения			
	МТП		МТШ-М	
	f	$I_h, 10^{-9}$	f	d, мм
1. ХС-2-1ВВ	0,03	0,5	0,21 - 0,15	0,68
1. ММ1-ХС (Fe_3O_4+МХС)	0,15	0,6	0,16	0,51
2. ММ1-ХС+5масс.% Совол	0,09	0,55	0,15	0,47
3. ММ1-ХС+5масс.% ДФ-11			0,13	0,39
4. ММ2-ХС (Fe_3O_4+МК)	0,12	5,3	0,17	0,63
5. ММ3-ХС (Fe_3O_4+ОДБА)	0,11	8,3	0,25	0,73
6. ММ4-ХС (Fe_3O_4+3Н2ТЭ)	0,10	0,95	0,13	0,35
7. ТМ-5-18	0,07	0,4	0,15	0,35
8. ВНИИ НП-274	0,10	≈6,5	0,13	0,54

Исследования показали, что магнитные масла на основе олигомера ХС-2-1ВВ могут надежно использоваться для смазывания при окружающей температуре до ~180^{o}С. При более высоких температурах защитные оболочки магнитных частиц начинают постепенно разрушаться, и коллоидная устойчивость нарушается. В области отрицательных температур масла испытывались при трении до -30^{o}С и необратимых изменений в их коллоидной структуре отмечено не было.

Наиболее высокие смазочные свойства показали синтезированные магнитные масла на основе олигохлорорганосилоксана ММ1-ХС (стабилизировано модифицированным хлорсилоксаном МХС) и масло

ММ4-ХС (стабилизировано хлорсодержащей присадкой 3Н2ТЭ). Эти масла способны длительное время сохранять коллоидную стабильность в гравитационном и высокоградиентном магнитном полях.

Магнитные масла ММ1-ХС и ММ4-ХС даже без дополнительных присадок очень хорошо снижают трение и износ в сопряжении из материалов сталь-бронза при средних нагрузках (табл. 3). В этом диапазоне нагрузок указанные магнитные масла по смазочным свойствам сравнимы с немагнитным маслом ТМ-5-18 и существенно превосходят пластичную смазку ВНИИ НП-274. Здесь не учитывается то, что движением разработанных магнитных масел в узле трения можно бесконтактно управлять с помощью магнитных сил и значительно повысить эффективность их смазочного действия.

При контактных давлениях характерных для зубчатых передач аномально высокие смазочные свойства, такие же, как у трансмиссионного немагнитного масла ТМ-5-18, показало масло ММ4-ХС. Это объясняется тем, что молекулы соединения 3Н2ТЭ не только хорошо защищают дисперсные частицы от агломерации, но и образуют пленки хлорида железа с низким сдвиговым напряжением на стальных поверхностях трения, которые предохраняют от металлического контакта и снижают адгезионную составляющую износа. Сравнение трибосвойств масла ММ4-ХС и дисперсионной среды ХС-2-1ВВ содержащей присадку 3Н2ТЭ (табл. 3) свидетельствует о том, что применение присадки в качестве стабилизатора позволило нивелировать негативное влияние агрегатов дисперсных частиц магнетита на абразивное разрушение поверхностей.

Для улучшения противоизносных свойств магнитного масла ММ1-ХС и, в отличие, например, от масел на основе ПЭС-5, достаточно 5 масс.% присадки Совол и ДФ-11, дальнейшее увеличение содержание присадки не дает существенного повышения свойств. Отметим хорошие свойства масла с присадкой ДФ-11, показанные при высоких контактных нагрузках: диаметр пятна износа на стальных шарах после добавления присадки уменьшился почти на 50%. Возможно, это связано с синергетическим эффектом совместного модифицирования поверхности трение активными атомами хлора основы масла, а также серы и фосфора присадки.

Магнитные масла ММ2-ХС и ММ3-ХС стабилизированные кремнийорганическими ПАВ (МК – кремний органическое соединение, ОДБА – соединение, относящееся к классу аминов) имеют высокую намагниченность насыщения, но смазочные свойства у них посредственные, особенно у масла ММ3-ХС. Это объясняется тем, что молекулы стабилизатора не могут химически модифицировать поверхность трения и образовывать на ней прочный защитный адсорбционный слой. К тому же, масла недостаточно устойчивы, под

действием гравитационного и магнитного полей из них в состоянии покоя медленно отделяется дисперсионная среда.

Заключение

Таким образом, изучены смазочные свойства магнитных кремнийорганических масел при различных условиях трения и показаны их специфические особенности. Детально проанализировано влияние на трение ряда противоизносных присадок, растворенных в маслах и предложен механизм их действия.

Основной результат работы заключается в установлении факта, что по трибологическим свойствам разработанные магнитные масла незначительно уступают жидким смазочным материалам и значительно превосходят пластичные смазки на силиконовой основе.

Если на ряду с этим учитывать уникальные магнитные свойства предложенных магнитных масел, которые дают им преимущество перед немагнитными маслами, то вполне обоснованно можно надеяться на их эффективное применение в различных традиционных и перспективных трибоузлах.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

[1] Орлов, Д.В. Магнитные жидкости в машиностроении / Д.В. Орлов, Ю.О. Михалев, Н.К. Мышкин и др. - М.: Машиностроение, - 1993. - 272 с.

[2] Фертман В.Е. Магнитные жидкости: справочное пособие. - Минск: Вышэйш. шк. - 1988. 184 с.

[3] Болотов А.Н., Бурдо Г.Б. Расчет ресурса магнитожидкостных узлов трения, работающих в вакууме или газовой среде / Современное машиностроение. Наука и образование. 2017. № 6. С. 294-303.

[4] Ермаков С.Ф. Влияние смазочных материалов и присадок на триботехнические характеристики твердых тел. Часть 2. Активное управление трением // Трение и износ. - 2012 (33), № 3, 275-283.

[5] Болотов А.Н., Новикова О.О., Новиков В.В. Исследование триботехнических свойств наноструктурных магнитных смазочных масел с различными дисперсионными средами // Трение и износ - 2017. Т. 38. № 2.- С. 107-113.

[6] Bolotov A.N., Sozonov K.K., Orlov D.V. On the role of structural components of magnetic oil in the boundary lubrication conditions // Friction and wear. 1991. Т. 12. № 5. С. 824-831.

[7] Мищак А. Трибологические свойства феррожидкости // Трение и износ. - 2006 (27), № 3, 330-336.

[8] Смазочные масла: Учебное пособие / Р. З. Фахрутдинов, Т.Ф. Ганиева. - СПб. : Проспект Науки, 2018. - 160 с.
[9] Болотов А.Н., Новиков В.В., Новикова О.О., Мардян М.В. Комплект оборудования для исследования физико-химических свойств нанодисперсных магнитных сред. часть 1/ Механика и физика процессов на поверхности и в контакте твердых тел, деталей технологического и энергетического оборудования. 2013. № 6. С. 68.
[10] Годлевский В.А., Марков В.В. Принцип сочетаемости разнородных присадок в трибоактивных сотс для лезвийной обработки металлов / Современное машиностроение. Наука и образование. 2016. № 5. С. 359-367.
[11] Медведева В.В., Бреки А.Д., Крылов Н.А., Александров С.Е. О механизме противоизносного действия консистентного смазочного композиционного материала, содержащего смесь гидросиликатов магния / Современное машиностроение. Наука и образование. 2016. № 5. С. 486-498.12.
[12] Бреки А.Д., Толочко О.В., Гвоздев А.Е., Стариков Н.Е. Общие свойства и особенности взаимодействия дисперсных компонентов смазочного материала / Современное машиностроение. Наука и образование. 2014. № 4. С. 319-326.
[13] Байбуртский Ф. С. Магнитные жидкости: способы получения и области применения. Электронный ресурс. // URL: http://maiineticliquid.narod.ru/ autoritv/008.htm.

A.N.Bolotov[1], G.B.Burdo[2], O.O. Novikova[3]

THE LUBRICATING PROPERTIES OF THE OILS BASED ON SILICONE FLUIDS

[1,2,3] Tver state technical University, Russia.

Abstract

The paper gives recommendations for the selecting components for magnetic lubricating oils, which are characterized by various mechanisms to reduce friction and wear of lubricated surfaces. The paper describes technological features of the synthesis of lubricating oils based on polyethylsiloxane and chlorphenylsiloxane and investigated their lubricating properties under various conditions of friction.

Key words: magnetic lubricating oil; friction; wear; dispersed phase; magnetic dispersed phase; antifriction additives; antiwear additives/

REFERENCES

[1] Orlov, D. V. Magnetic fluids in mechanical engineering / D. V. Orlov, Yu. O. Mikhailov, N. To. Myshkin and others - M.: mechanical engineering, 1993. - 272 p.

[2] Fertman, V. E. Magnetic fluids: a reference guide. - Minsk: Visas. SHK. - 1988. 184 p.

[3] Bolotov A. N., Burdo G. B. calculation of the resource of magnetic fluid friction units operating in a vacuum or gas environment / Modern Mechanical Engineering: Science and Education. 2017. No. 6. P. 294-303.

[4] Ermakov S. F. the Influence of lubricants and additives on tribological characteristics of a solid. Part 2. Active friction control / / Friction and wear. - 2012 (33), № 3, 275-283.

[5] Bolotov A. N., Novikova O. O., Novikov V. V. study of tribological properties of nanostructured magnetic lubricating oils with different dispersion media // Friction and wear - 2017. Vol.38. No. 2.- P. 107-113.

[6] Bolotov A. N., Sozonov K. K., Orlov D. V. On the role of structural components of magnetic oil in the boundary lubrication conditions // Friction and wear. 1991. Vol. 12. No. 5. P. 824-831.

[7] Misak A. Tribological properties of ferrofluid // Friction and wear. - 2006 (27), № 3, 330-336.

[8] Lubricating oils: textbook / R. Z. Fakhrutdinov, T. F. Ganieva. - SPb. : Prospect Of Science, 2018. 160 p.

[9] Bolotov A. N., Novikov V. V., Novikova O. O., Mardyan M. V. Set of equipment for the study of physical and chemical properties of nanodispersed magnetic media. part 1 / Mechanics and physics of processes on the surface and in contact with solids, parts of technological and power equipment. 2013. No. 6. P. 68.

[10] Godlevskii V. A., Markov V. V. the Principle of the compatibility of heterogeneous triboactive additives in coolants for cutting metal processing / Modern Mechanical Engineering: Science and Education. 2016. No. 5. P. 359-367.

[11] Medvedev V. V., Breki A. D., Krylov N. Ah. Alexandrov S. E. on the mechanism of anti-wear action of a lubricating grease composite material containing a mixture of magnesium hydrosilicates / Modern engineering. Science and education. 2016. No. 5. P. 486-498.12.

[12] Breki A.D., Tolochko O. V., Gvozdev A. E., Starikov N. E. General properties and features of the interaction of dispersed components of lubricant / Modern engineering. Science and education. 2014. No. 4. P. 319-326.

[13] Baybursky F. S. Magnetic fluids: methods of preparation and application. Electronic resource. // URL: http://maiineticliquid.narod.ru / autoritv / 008.htm.

ISSN 2223-0807
Современное машиностроение: Наука и образование:
материалы 8-й Международной научно-практической конференции / Под ред.
А.Н.Евграфова и А.А. Поповича.- СПб.: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2019.

DOI 10.1872/MMF-2019-32
УДК 620.192

В. П. Гомера[1], Е. Ю. Нефедьев[2], А. Д. Смирнов[3], Л. О. Стояновский[4]

МОНИТОРИНГ РАЗВИТИЯ РАССЛОЕНИЯ В КОРПУСЕ СОСУДА ДАВЛЕНИЯ ПРИ ЕГО ПЕРИОДИЧЕСКОЙ ИНСПЕКЦИИ

[1]Виктор Петрович Гомера,
ООО «КИНЕФ»
Россия, г. Кириши, Ленинградская область
Тел.: +7-813-68-972-76, E-mail: Gomera-V-P@yandex.ru

[2]Евгений Юрьевич Нефедьев, к.ф.-м.н.,
ФГУП «Крыловский государственный научный центр»
Россия, г. Санкт-Петербург
E-mail: ne246@ya.ru

[3]Анатолий Джумамуратович Смирнов,
ООО «КИНЕФ»
Россия, г. Кириши, Ленинградская область
E-mail: kfnmpa@mail.ru

[4]Лев Олегович Стояновский,
Санкт-Петербургский политехнический ун-т Петра Великого
Россия, г. Санкт-Петербург
E-mail: sto-lev@yandex.ru

Аннотация

В работе рассматриваются результаты применения методов неразрушающего контроля для анализа динамики развития расслоения в корпусе сосуда, используемого в нефтепереработке, от его инкубационной стадии до стадии формирования. Обсуждается соотношение результатов, полученных при использовании двух методов неразрушающего контроля (ультразвукового и акустико-эмиссионного) на разных стадиях развития дефектов данного типа.

Ключевые слова: сосуд давления, неметаллические включения, наводороживание металла, расслоение, акустическая эмиссия, ультразвуковой контроль

Введение

Одним из наиболее опасных дефектов оборудования нефтегазохимических производств, который может вызвать его катастрофическое разрушение, является расслоение под действием наводороживания основного металла или сварных соединений конструкций [1, 2]. Так, 23 июля 1984 года на нефтеперерабатывающем заводе в Чикаго произошел взрыв абсорбера очистки сероводорода моноэтаноламином, за которым последовал пожар, в результате которого погибли 17 человек, и был причинен значительный материальный ущерб [3].

Согласно документам [4, 5] расслоение является недопустимым дефектом и эксплуатация сосудов и аппаратов с таким дефектом не возможна. Однако, как показывает опыт проведения экспертизы промышленной безопасности сосудов с расслоениями и расчетные оценки их допустимых размеров, запрещение эксплуатации не всегда является обоснованным [6, 7]. Если в аппарате выявлен трещиноподобный дефект типа расслоения, независимо от размера и расположения в металле, вопрос о возможности допуска к эксплуатации решается специализированой организацией с учетом рекомендаций подраздела 6.5 документа [5]. Эксплуатации такого оборудования разрешается в случае ремонта. Эксплуатация сосудов с расслоениями без проведения ремонтных работ возможна при разработке мероприятий, позволяющих повысить уровень безопасности. Это, например, эксплуатация оборудования на сниженных рабочих параметрах с периодическим проведением неразрушающего контроля зоны расслоения для наблюдения за изменением его размеров [8].

В работе [8] также, на основе анализа работ [9-11], отмечается, что традиционно среди неразрушающих методов контроля наиболее приемлемым для выявления расслоения признается метод ультразвукового контроля (УЗК), несмотря на его относительную трудоемкость. Например, метод цветной дефектоскопии не выявляет расслоение пока этот дефект не выходит на поверхность; метод рентгенографии является малоинформативным, поскольку дефект располагается параллельно внутренней и наружной поверхностям стенки; методы вихретокового и магнитного контроля не дают полной информации, так как дефект располагается не в подповерхностном слое, а в толщине стенки. Отмечается, что при УЗК на ранней стадии возникновения расслоения также могут возникать сложности в интерпретации результатов. Возможности метода акустической эмиссии (АЭ) для контроля

расслоений, как относительно нового метода НК, не рассматриваются в указанных работах.

Примеры успешного использования метода АЭ для обнаружения дефектов этого типа приведены, например, в работах [12-14].

В работе [15] предлагается концепция связи стадии развития расслоения с вероятностью его обнаружения методами АЭ и УЗК. Процесс развития расслоения можно свести к следующим этапам: I - инкубационный период (время накопление водорода до момента создания максимальных объёмных напряжений, когда ещё не образуется трещина); II - зарождение трещин и увеличение их площади за счёт роста и объединения; III - образование вздутия (блистера) при достижении площади расслоения критического значения ($D_{кр}$) и IV – разрушение по трем возможным механизмам: (распространение расслоения по оставшемуся неповреждённому сечению стенки с выходом на поверхность) или (с выходом на поверхность путём соединения расслоений залегающих параллельно на разных глубинах) или (путём разрушения стенки в месте максимального вздутия блистера).

В данной работе представлен пример использования методов АЭ и УЗК при проведении периодического неразрушающего контроля сосуда давления, в котором происходит поэтапное развитие расслоения. Благоприятные условия для инициирования расслоения возникают на участках скопления неметаллических включений, образовавшихся при выплавке металла и служащих коллекторами водорода [16, 17]. Далее, под воздействием наводороживания расслоение развивается с разной скоростью в зависимости от сочетания технологических факторов. На стадии образования в области скопления коллекторов первых трещиноподобных дефектов для обнаружения этой области возможно эффективное использование АЭ метода: данный метод является наиболее чувствительным методом регистрации развивающихся (растущих) трещин [18].

Результаты контроля колонны установки гидроочистки НПЗ методами АЭ и УЗК

Объект инспекции: вертикальный аппарат колонного типа (Рис. 1а), абсорбер очистки сероводорода раствором моноэтаноламина. Время начала эксплуатации t_0 = 1968 г.; диаметр внутренний d = 1600 mm; высота корпуса l = 18354 mm; толщина стенки s = 28,0 мм; материал – сталь 09Г2С; способ изготовления – сварка; рабочая температура t_{op} = 35 ^{0}C; рабочее давление p_{op} = 3,9 MPa; испытательное давление (паспортное) p_{test} = 5,05 MPa.

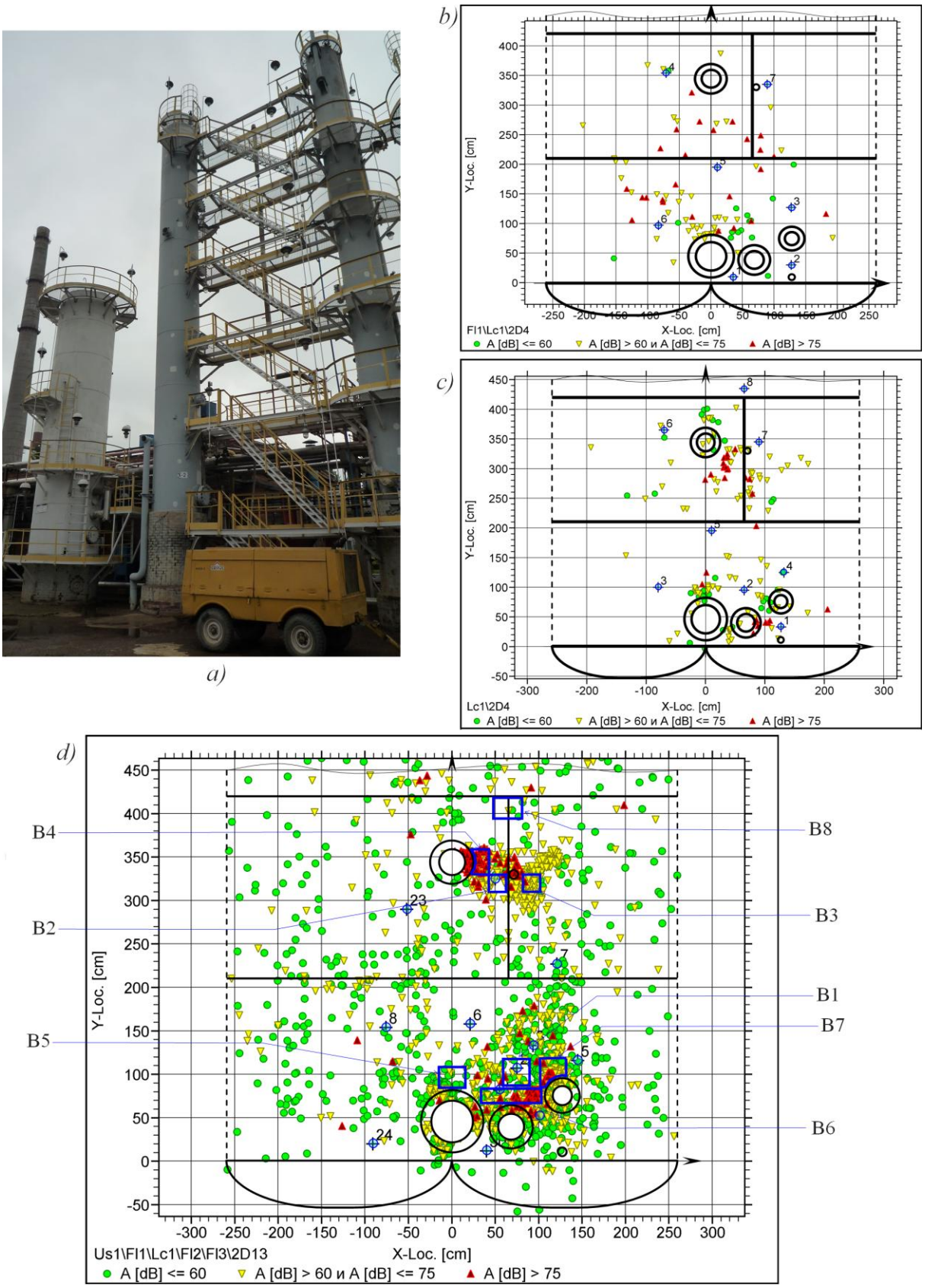


Рис. 1. Результаты локации источников АЭ в нижней части колонны после разного срока эксплуатации: *b* – 28 лет; *c* – 31 год; *d* – 42 года

АЭ контроль колонны проводился несколько раз на протяжении длительного времени. Поэтому для его проведения были использованы АЭ системы разных поколений: Locan AT (PAC, США) в 1996 г., Vallen AMSY-4 (ФРГ) в 1999 г. и Vallen AMSY-5 (ФРГ) в 2010 г. Близкие значения настроек систем контроля позволили сопоставить результаты всех инспекций. Это позволяет проследить определенную хронологию в изменении индикации дефекта в нижней части колонны (район ввода продукта в аппарат и место расположения отбойника влаги) методом АЭ по данным нескольких инспекций.

По результатам АЭ контроля на участках регистрации активных источников АЭ назначался УЗК: участок В1 (Рис. 1b) в 1996 г. и В2 (Рис. 1c) в 1999 г. Результат УЗК: фиксируются одиночные точечные несплошности предположительно металлургического происхождения в разных частях участков В1 и В2, дефекты являются допустимыми. Дефекты, обнаруженные при АЭ тестировании, были признаны неопасными ввиду более высокого приоритета результатов примененного арбитражного метода. Дополнительные мероприятия по контролю состояния колонны не были установлены.

При проведении УЗК в 2007 г. на этих участках была зафиксирована развитая система структурных нерегулярностей. Несплошности фиксировались преимущественно на глубине 10…14 mm на участке В1 и 16…20 mm на участке В2. Донный сигнал присутствовал.

Перед инспекцией 2010 г. по результатам предыдущих АЭ тестов (Рис. 1b и Рис. 1c) и данных УЗК 2007 г. можно было уже с большой вероятностью предположить наличие расслоений не ниже II стадии развития в нижних обечайках колонны. Поэтому АЭ тестирование сосредоточилось на этом участке: здесь использовалась большая по сравнению с обычной практикой плотность установки преобразователей АЭ. Результаты локации источников АЭ при тестировании 2010 года представлены на Рис. 1d.

По результатам тестирования для определения геометрических характеристик источников АЭ эхо-методом УЗК на корпусе были отмечены 7 участков (включая В1 и В2). Участок В8 – выбран в качестве контрольного. Результаты УЗ инспекции сведены в Таблицу 1.

Визуальный контроль поверхностей колонны не выявил на стенках наличия блистеров классической формы – в виде вздутий. Но формирование расслоений надежно диагностировалось по отсутствию донного сигнала при УЗК. Поэтому состояние расслоений на участках В1, В2, В5, В6 и В7 можно оценить как приближение к III стадии (к вздутию).

Таблица 1. Результаты УЗК (2010 г.)

Участок	Дефект	Глубина (mm)	Площадь (m^2)	Донный сигнал
B1	Несплошность	9,0-12,0	0,24	Отсутствует
B2	Несплошность	Измерения не проводились		Отсутствует
B3	Отдельные несплошности	10,9-21,0	–	Присутствует
B4	Отдельные несплошности	8,5-20,0	–	Присутствует
B5	несплошность	9,0-12,0	0,16	Отсутствует
B6	Несплошность	9,0-12,0	0,10	Отсутствует
B7	Несплошность	9,0-12,0	0,16	Отсутствует
B8	Дефекты не выявлены	–	–	Присутствует

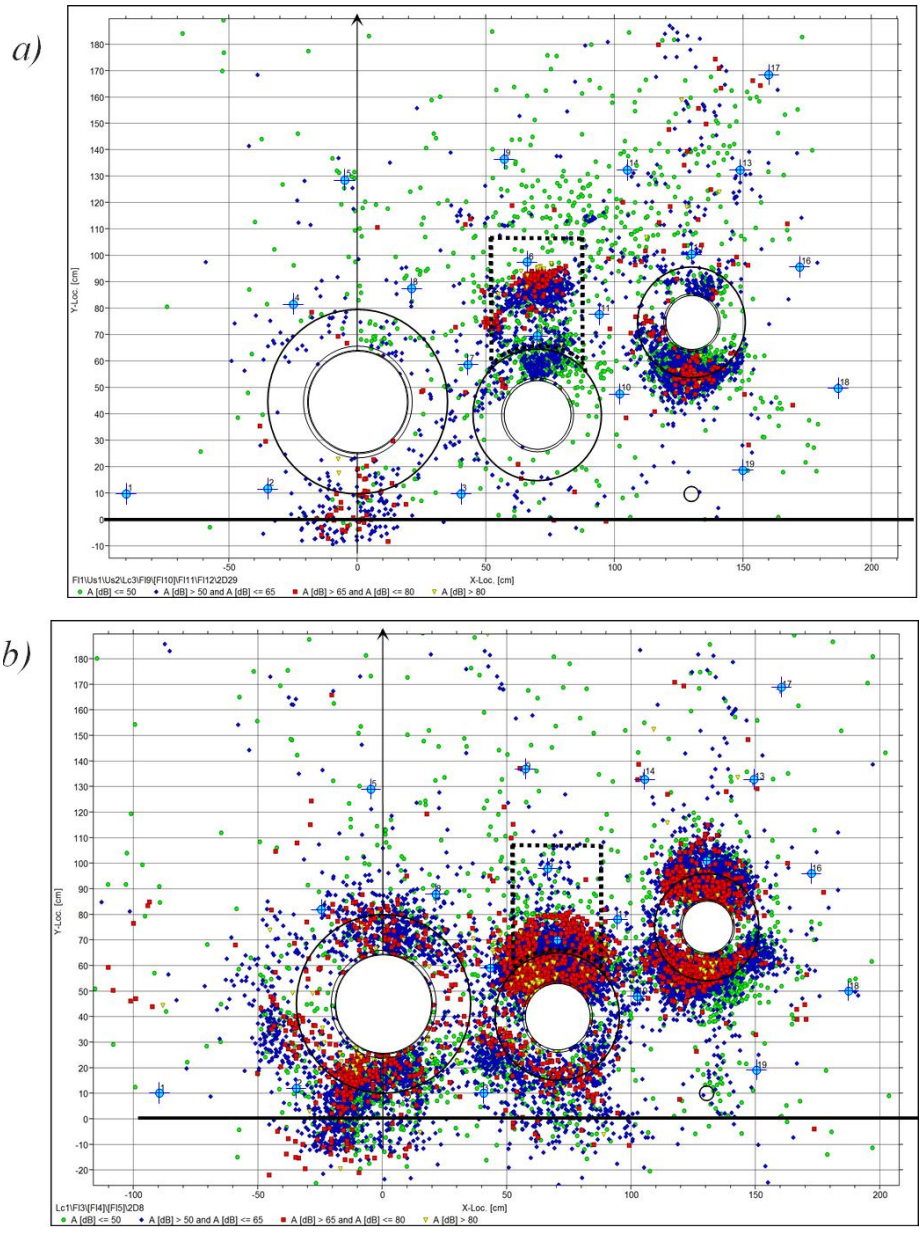


Рис. 2. Результаты локации источников АЭ в нижней части колонны при дополнительных испытаниях: *a* – P_{MAX} = 4,7 МРа; *b* – P_{MAX} = 7,5 МРа

После оценки состояния колонны по результатам третьего АЭ испытания и последующей регистрации расслоений методом УЗК в зонах АЭ активности аппарат был признан непригодным к дальнейшей эксплуатации. Так как заменить колонну немедленно было невозможно, пришлось экстренно изменять технологическую схему, чтобы исключить ее из работы до изготовления нового аппарата.

Поскольку по техническим причинам со дня вывода аппарата из эксплуатации до ее демонтажа прошло некоторое время, была использована возможность провести дополнительное тестирование колонны методом АЭ. Теперь такое тестирование можно было провести с превышением регламентного испытательного давления.

Можно предположить, что во время простоя в металле колонны продолжались деструктивные процессы. Так как технологические факторы коррозии можно было, в основном, исключить, то на металл, вероятно, активно воздействовали факторы атмосферной коррозии ввиду отсутствия мероприятий по консервации отбракованного аппарата. Вероятно, с этим связан разрыв дренажного штуцера в месте образования большой коррозионной трещины, из-за которого первую попытку тестирования пришлось прервать при давлении P=4,7 MPa. Об этом свидетельствует также высокая АЭ активность объекта контроля (Рис. 2a). При повторном испытании было достигнуто давление P=7,5 MPa. При этом значении утечки через фланцевые соединения сделали дальнейший подъем давления невозможным. Результаты локации представлены на Рис.2b. Основная АЭ активность зарегистрирована при превышении максимального давления первого испытания.

Если хронологически проследить изменение АЭ активности объекта тестирования, то можно сделать вывод: его характер, на первый взгляд, не соответствует концепции, предложенной в работе [15]. На участках B1 и B2 активность то снижается в соответствии с переходом от II стадии к III стадии, то опять повышается, снова возвращаясь ко II стадии. АЭ активность объекта в целом постоянно возрастает с ростом срока эксплуатации.

Основные аргументы в защиту концепции можно получить, на наш взгляд, проанализировав графики на Рис. 3b, c, d, e. Из стенки колонны были вырезаны несколько образцов металла, в том числе с участком B1 (Рис. 3a). Далее было проведено УЗ исследование образца с использованием дефектоскопа HARFANG VEO на фазированной решетке X-32. На Рис. 3b, c показаны результаты локации в площади вырезанного образца (с распределением источников по амплитудам). На Рис. 3d, e эти результаты (для лучшего контраста – без указания амплитуд) совмещены с результатами УЗ образца (вид сверху). По крайней мере, на качественном уровне заметно следующее:

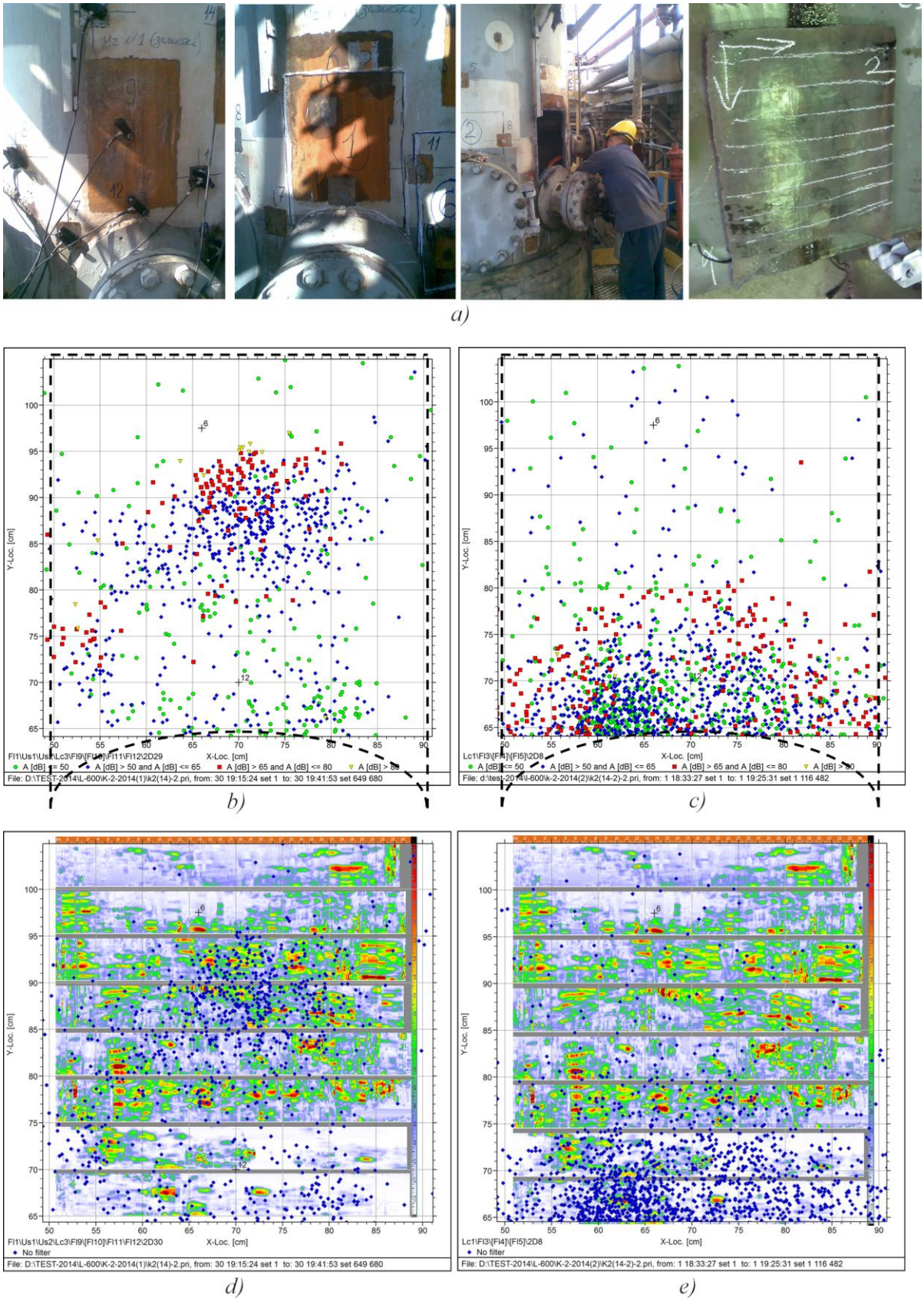
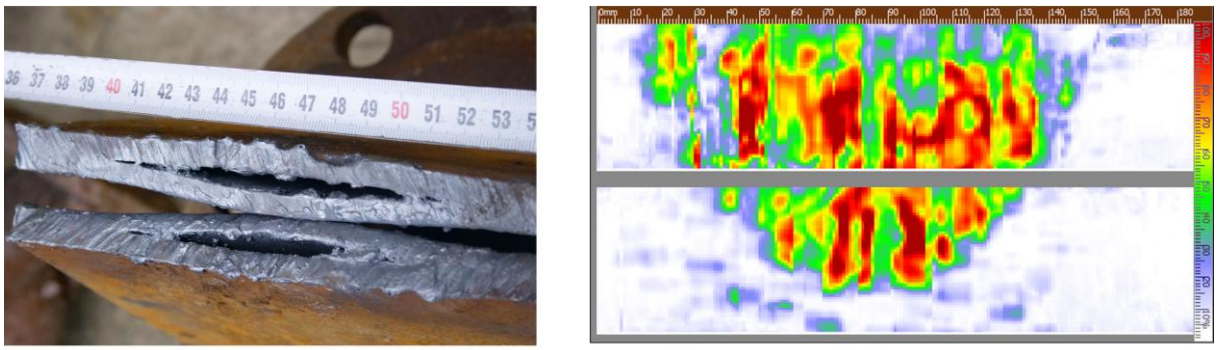


Рис. 3. Фото участка B1 (а); локационная карта АЭ источников в площади участка B1 при первом (*b*) и втором (*c*) АЭ контроле; сравнение результатов УЗК и результатов первого (*d*) и второго (*e*) АЭ контроля

1. Первый подъем давления инициировал рост трещин преимущественно на границах несплошностей большого размера, образующих развитую систему в верхней части образца. АЭ события здесь характеризуются высокими амплитудами (завершение II стадии, начало III стадии). О том, что регистрируется процесс перехода участка металла площадью примерно 250x400 mm в III стадию расслоения можно сказать, соотнеся этот результат УЗ с результатом, представленным на Рис. 4. На Рис. 4 для сравнения представлен близкий по структуре изображения результат УЗ образца с разрезанным блистером (III стадия). В нижней части образца, где расположены только отдельные большие несплошности, но регистрируется значительное количество небольших структурных неоднородностей, число АЭ событий меньше и их амплитуды ниже (I стадия, начало II стадии).

2. Второй подъем давления существенно изменил схему АЭ активности. Наибольшая плотность АЭ событий теперь наблюдается в нижней части образца в окрестности самых больших местных несплошностей. Амплитуды, в основном, остаются невысокими: трещин много, но их размеры небольшие (развитая фаза II стадии). Верхняя часть, очевидно, полностью перешла в III стадию и АЭ активность здесь незначительна. События с самыми большими амплитудами регистрируются на условной границе верхней и нижней части образца. Возможно, этот участок мог стать зоной между двумя потенциальными блистерами, если бы эксплуатация колонны продолжалась.



a) *b)*

Рис. 4. Разрезанный посередине блистер в стенке сосуда (*a*) и УЗК-изображение (вид сверху) половины этого блистера внутри стенки (*b*). Результат получен УЗК дефектоскопом HARFANG VEO с фазированной решеткой X-32.

Наблюдение мнимого «возвращения» в предыдущую стадию может быть также связано с развитием расслоения на разных уровнях по толщине стенки. Условия развития расслоения существенно зависят от глубины его залегания. Надежно зарегистрировать слоистые расслоения удается лишь при использовании УЗ дефектоскопов высокого класса [19]. На Рис. 5 представлен результат сканирования дефектоскопом HARFANG VEO

вертикальной полосы металла 30х500 mm на участке В1 (до вырезки образца). Вид сбоку демонстрирует наличие расслоения на двух уровнях: первое – на глубине 11 mm (зафиксировано УЗ-сканером), второе – на глубине 20 mm (ранее не обнаруженное).

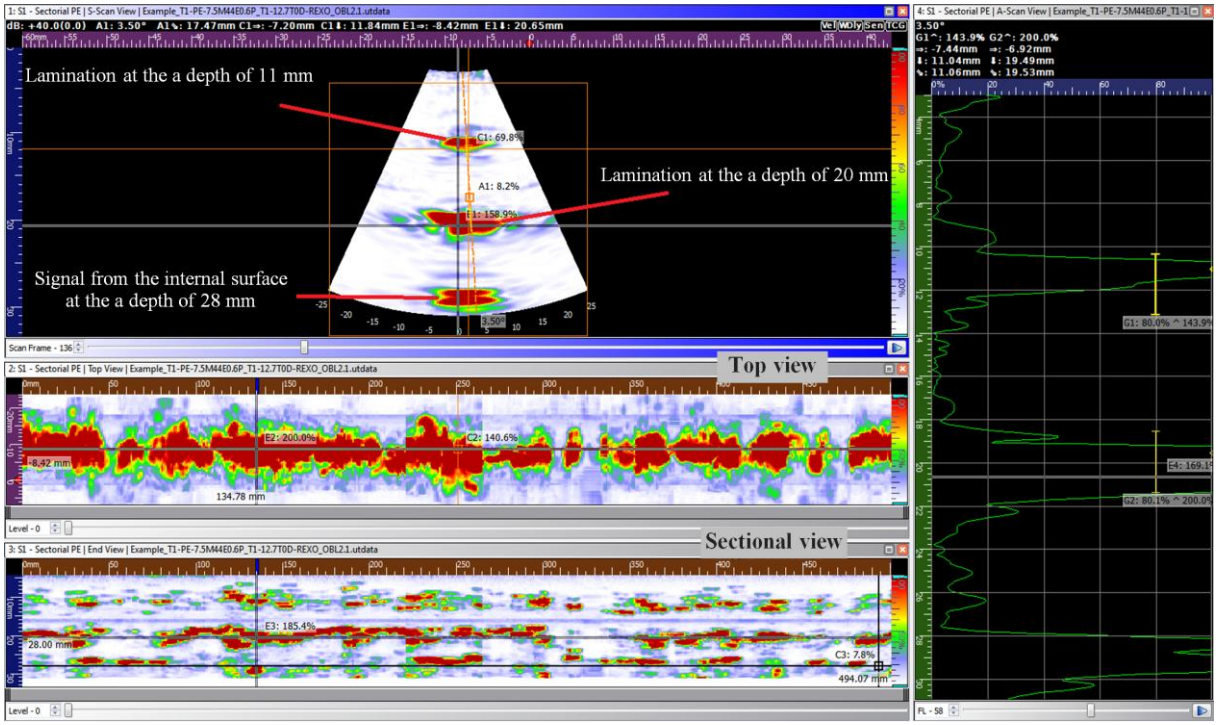


Рис. 5. Результат одного прохода ультразвукового дефектоскопа HARFANG VEO на участке В1. Наблюдается расслоение на двух уровнях по толщине стенки.

Заключение

Одной из особенностей рассмотренного примера является то, что он может служить демонстрацией ситуации, когда предпочтение результатов традиционного УЗК результатам АЭ контроля, распространенное в экспертной среде, может стать причиной некорректной оценки действительного состояния объекта контроля. Как следствие, возникают проблемы, связанные с необходимостью экстренных действий по выводу оборудования из эксплуатации и изменения параметров штатного технологического процесса, что всегда связано с дополнительными экономическими затратами.

При сочетании основных преимуществ метода АЭ (интегральный характер контроля, высокая чувствительность, регистрация развивающихся дефектов) и УЗК (возможность определения геометрических характеристик дефектов и структуры их расположения в материале) их согласованное применение позволяет диагностировать дефекты типа расслоение на ранних стадиях его развития.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

[1] Шрейдер, А.В. Влияние водорода на нефтяное и химическое оборудование / А. В. Шрейдер, И. С. Шпарбер, Ю. И. Арчаков - М.: Машиностроение, 1976. – 144 с.

[2] *Харламов И.Е., Валеев С.И., Зайнуллин Ф.Р., Булкин В.А. Исследование расслоений различной формы и ориентации в обечайке с определением параметров трещиностойкости* // Вестник Казанского Технологического университета. 2014. Т.17,.-№ 20 - С.267-269

[3] Harry I. McHenry, T. Robert Shives, David T. Read, J. David McColskey, Charles H. Brady, and Patrick T. Purtscher, Examination of a Pressure Vessel that Ruptured at the Chicago Refinery of the Union Oil Company on July 23, 1984, NBSIR 86-3049,National Bureau of Standards, Boulder, Colorado (1986).

[4] Правила устройства и безопасной эксплуатации сосудов, работающих под давлением: ПБ 03-576-03: утв. Госгортехнадзором России 11.06.03: ввод в действие с19.06.03. – М.: Государственное унитарное предприятие «Научно-технический центр по безопасности в промышленности Госгортехнадзора России», 2003. – 192 с.

[5] РД 03-421-01 Методические указания по проведению диагностирования технического состояния и определению остаточного срока службы сосудов и аппаратов ГУП «НТЦ «Промышленная безопасность», 2002

[6] *Харламов И.Е., Валеев С.И., Булкин В.А. Возможная эксплуатация емкостного оборудования с технологическими дефектами на нефтегазохимическом производстве* // Вестник Казанского технологического университета. 2015. Т.18, №22, С.82-83

[7] *Альбакасов А.И., Климов М.И. К вопросу нормирования щелевидных несплошностей в конструкциях с водородсодержащими средами* // Вестник Оренбургского государственного университета. - 2006. - N 9, ч. 2. - С. 328-334

[8] *Шакирова Ю. И., Валеев С. И., Булкин В. А. Эксплуатация технических устройств (сосудов и аппаратов) с дефектами типа расслоения* // Вестник Казанского Технологического университета. 2012. Т.15, № 16 - С.157-158

[9] Коновалов Н.Н. Нормирование дефектов и достоверности неразрушающего контроля сварных соединений / Н. Н. Коновалов. – М.: ФГУП «НТЦ «Промышленная безопасность», 2004. – 242 с.

[10] Алешин Н.П. Радиационная, ультразвуковая и магнитная дефектоскопия металлоизделий / Н.П. Алешин, В.Г. Щербинский – М.: Высшая школа, 1991. - 271 с.

[11] Химченко Н.В. Неразрушающий контроль в химическом и нефтяном машиностроении / Н.В. Химченко, В.А. Бобров. - М.: Машиностроение, 1978. - 264 с.
[12] *Rastegaev I.A., Chugunov A.V., Vinogradov A.Yu., Merson D.L, Danyuk, A.V. The specific features of acoustic-emission testing of vessel equipment with a wall delamination of a technological origin //* Russian Journal of Nondestructive Testing – 2015 –Vol. 51, No 5, pp. 280–291.
[13] *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.
[14] *Peacock M. Acoustic emission testing of an HF acid sphere //* Insight – August 2004 – Vol.46, No 8, Pp. 461-467.
[15] *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.
[16] Казаков А.А. Неметаллические включения в стали. Теория и ее приложения / Казаков А.А. – Изд-во СПбПУ, 2017. 74 с
[17] Гоциридзе А.В., Кедо Д.Л., Мартынов К.В. Исследование структуры и свойств слитков из цветных металлов получаемых полунепрерывным методом литья // 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.648-654.
[18] 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.
[19] Х-32 – ультразвуковой дефектоскоп на фазированной решетке (Harfang) – В кн.: Средства акустического контроля: технический справочник. – СПб.: Свен, 2008, с. 130–131.

V.P. Gomera[1], A.D. Smirnov[1], E.J.Nefedyev[2], L.O. Stojanovsky[3]

MONITORING OF THE DELAMINATION'S EVOLUTION IN THE PRESSURE VESSEL BODY DURING ITS PERIODIC INSPECTIONS

[1]Kirishi, Leningrad region, KINEF Ltd, Russia,
[2]St. Petersburg, Krylov Scientific Center, Russia,
[3]Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, Russia

Abstract

The paper considers the results of the non-destructive methods testing application to analyze the delamination's dynamics in the body of the pressure vessel used in oil refining, from delamination's incubation stage to the stage of its formation. The correlation of the results obtained using two methods of non-destructive testing (ultrasonic and acoustic emission) at different stages of this type defect's evolution is discussed.

Key words: pressure vessel, non-metallic inclusions, metal hydrogenation, delamination, acoustic emission, ultrasonic testing

REFERENCES

[1] Shrejder A.V., Shparber I.S., Archakov Yu.I. I*nfluence of hydrogen on oil and chemical equipment*, Mashinostroenie, Moscow, 1976

[2] Kharlamov I., Valeev C., Zaynullin F. , *Study of delaminations of different shapes and orientations in the shell with determination of crack resistance parameters,* Vestnik KTU, pp.267-269, No 20 (Vol.17), 2014

[3] McHenry H., Shives R., Read D., McColskey. D., Brady C., Purtscher P. *Examination of a Pressure Vessel that Ruptured at the Chicago Refinery of the Union Oil Company on July 23, 1984,* NBSIR 86-3049, National Bureau of Standards, Boulder, Colorado (1986).

[4] Rules of design and safe operation of pressure vessels (2003) Safety rules No PB 03-576-03. Moscow: GUP «NTTs «Promyshlennaia bezopasnost'»

[5] Methodical instructions on carrying out diagnostics of a technical condition and determination of residual service life of vessels and devices. *Rules and regulations No. RD 03-421-01*. Moscow: GUP «NTTs «Promyshlennaia bezopasnost'»

[6] Kharlamov I., Valeev C., Bulkin V. *Possible operation of capacitive equipment with technological defects in petrochemical production*, Vestnik KTU, pp.82-83, No 22 (Vol.18), 2015

[7] Al'bakasov A.,Klimov M. *On the problem of normalization of slit-like discontinuities in structures with hydrogen-containing media*, Vestnik OGU, pp.328-334, No 9, part 2, 2006

[8] Shakirova Yu., Valeev C., Bulkin V. Operation of technical devices (vessels and apparatus) with defects such as delamination, Vestnik KTU, pp.157-158, No 16 (Vol.15), 2012

[9] Konovalov N.N. *Normalization of defects and reliability of non-destructive testing of welded joints*, FGUP «NTTs «Promyshlennaia bezopasnost'», 2004

[10] Aljoshin N.P., Shcherbinskii V.G. *Radiation, ultrasonic and magnetic flaw detection of metal products*, Higher School, Moscow, 1991

[11] Khimchenko N.V., Bobrov V.A. Non-destructive testing in chemical and petroleum engineering, Mashinostroenie, Moscow, 1978

[12] Rastegaev I.A., Chugunov A.V., Vinogradov A.Yu., Merson D.L, Danyuk, A.V., *The specific features of acoustic-emission testing of vessel equipment with a wall delamination of a technological origin*, Russian Journal of Nondestructive Testing, pp. 280–291, Vol. 51, No 5 (2015)
[13] 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, pp. 234-245, Vol.28 (2010)
[14] Peacock M. *Acoustic emission testing of an HF acid sphere*, Insight, pp. 461-467, Vol.46, No 8 (August 2004)
[15] Gomera V.P., Rastegaev I.A. *To the problem of early diagnostics of delaminations in pressure vessel walls by ultrasonic and acoustic-emission methods*, Testing. Diagnostics, pp. 82-89, No 1 (199), 2015
[16] Kazakov A.A. *Non-metallic inclusions in steel. Theory and its applications*, Publishing House of Polytechnic University, 2017
[17] Gotsiridze A., Kedo D., Martynov K. The Study of the Structure and Properties of Ingots of Nonferrous Metals Obtained by Semi-continuous Casting,In M.M. Radkevich and A.N. Evgrafov (Ed), Modern Engineering. Science and education, St. Petersburg, Publishing House of Polytechnic University – 2017, Pp.648-654.
[18] Nefedyev E., Gomera V., Smirnov A. at al. Determination of the Degree of Danger of Crack-like Defects in 17G1C Steel by the Acoustic Emission Method, 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.
[19] X-32 – phased array ultrasonic flaw detector (Harfang), In: Facilities of acoustic testing: technical reference, Sven, SPb, 2008

ISSN 2223-0807
Современное машиностроение: Наука и образование:
материалы 8-й Международной научно-практической конференции / Под ред.
А.Н.Евграфова и А.А. Поповича.- СПб.: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2019.

DOI 10.1872/MMF-2019-33
УДК 620.192

В. П. Гомера[1], И. А. Растегаев[2], Е. Ю. Нефедьев[3], А. В. Григорьева[4]

ОСОБЕННОСТИ ДИАГНОСТИКИ РАССЛОЕНИЯ МЕТАЛЛА В СОСУДАХ ДАВЛЕНИЯ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ АКУСТИКО-ЭМИССИОННОГО И УЛЬТРАЗВУКОВЫХ МЕТОДОВ НЕРАЗРУШАЮЩЕГО КОНТРОЛЯ

[1]Виктор Петрович Гомера,
ООО «КИНЕФ»
Россия, г. Кириши, Ленинградская область
Тел.: +7-813-68-972-76, E-mail: Gomera-V-P@yandex.ru

[2]Игорь Анатольевич Растегаев, к.ф.-м.н.,
Тольяттинский государственный университет
Россия, г. Тольятти, Самарская область
E-mail: rastigaev@yandex.ru

[3]Евгений Юрьевич Нефедьев, к.ф.-м.н.,
ФГУП «Крыловский государственный научный центр»
Россия, г. Санкт-Петербург
E-mail: ne246@ya.ru

[4]Анастасия Викторовна Григорьева, к.т.н.,
Санкт-Петербургский государственный университет,
Россия, г. Санкт-Петербург
E-mail: a.v.grigorieva@spbu.ru

Аннотация

В работе рассматриваются некоторые особенности применения ультразвукового и акустико-эмиссионного методов контроля при выявлении дефектов типа расслоения металла, возникающих под действием наводороживания в корпусах промышленных сосудов давления. Обсуждается проблема возможного несовпадения в оценке опасности дефектов при использовании разных методов неразрушающего контроля.

Предлагается качественная концепция стадийности развития расслоений и обсуждается возможность обнаружения расслоения на ранних стадиях его развития. В рамках анализа практических результатов инспекции нескольких сосудов сделаны численные оценки для параметров предложенной концепции. Обсуждается возможность повышения эффективности диагностики расслоений на ранней стадии их образования при совместном применении акустико-эмиссионного и ультразвукового методов, используя особенности каждого из методов.

Ключевые слова: сосуды давления, наводороживание металла, этапы развития расслоения, акустическая эмиссия, ультразвуковой контроль

Введение.

Водородное расслоение – один из видов коррозионно-механического разрушения стали, являющийся распространенным дефектом для нефтеперерабатывающего и нефтехимического оборудования. Механизм его образования связан с наводороживанием металла: атомарный водород, который выделяется в ряде химических реакций в рабочей среде, проникает в металл стенки сосуда и, в целом, свободно мигрирует в металле, но может задерживаться и собираться на участках структурных неоднородностей – коллекторов (неметаллических включений, газовых пузырей и т.д.) [1-3]. В коллекторах атомарный водород при достижении достаточной концентрации коагулирует в молекулярную форму и теряет возможность перемещаться. По мере накопления водорода из-за роста внутреннего давления [4] создаются расклинивающие напряжения и образуются микронесплошности. В зависимости от распределения полос включений по толщине стенки на разной глубине образуются микрорасслоения, параллельные поверхности. При дальнейшем накоплении водорода и под действием рабочих нагрузок происходит образование микротрещин и объединение соседних полостей [5-7]. В результате образуются макрополости – блистеры, которые могут спровоцировать разгерметизацию корпуса.

Расслоения характеризуются следующими особенностями:

1. Скорость развития дефекта является существенно неравномерной. Как правило, наблюдается длительный инкубационный период, а затем происходит очень быстрый рост размеров дефектов на стадии формирования макродефекта (блистера). Период быстрого роста обычно на порядки короче инкубационного периода [8, 9].

2. Отсутствие достоверных данных о скорости деградации свойств металла под действием доминирующих механизмов повреждения не позволяет аналитически с достаточной достоверностью рассчитать остаточный ресурс для конкретного промышленного оборудования с расслоениями. Исследования по моделированию процессов развития расслоений представлены, например, в работах [10-12]. Однако, как и в

случае коррозионного растрескивания под напряжением, однозначного теоретического и методологического решения для расчета остаточного ресурса реальных конструкций не существует, поскольку многочисленные факторы сами по себе и в комплексе действуют неравномерно от времени и от конструкции к конструкции [13-15].

3. Расслоения образуются при сочетании нескольких неблагоприятных факторов, в том числе случайных. Поэтому до образования блистеров, фиксируемых уже визуально, сложно предугадать область их формирования на корпусе крупнотоннажного сосуда. Тем более, если дефект образуется в труднодоступных местах конструкции. Некоторые исследователи считают [15], что единственным достоверным методом, пригодным для обнаружения внутренних несплошностей, является акустический (ультразвуковой метод контроля - УЗК). Однако при использовании данного локального метода сложно обеспечить высокую вероятность обнаружение расслоения в конструкции большого размера. В работе [16] проведена оценка для вероятности обнаружения таких участков с помощью различного сочетания методов НК. Применение лишь локальных методов (визуально-измерительного и ультразвукового) позволяет, например, обнаружить расслоения размером 100х100 мм с вероятностью не более 20%, что неприемлемо при оценке состояния оборудования опасных производств.

Поэтому комплекс методов НК должен включать метод интегрального контроля всей конструкции для локализации участков, содержащих развивающиеся дефекты, включая расслоения, особенно на ранней стадии их формирования. Это необходимо для разработки мероприятий по дальнейшей безопасной эксплуатации сосуда и подготовки к его плановому ремонту или замене. В качестве такого метода можно успешно использовать метод акустической эмиссии (АЭ). Авторы работы [15] не исключают возможности использования метода АЭ для контроля расслоений (помимо метода УЗК), но лишь для организаций с многолетней практикой проведения подобных работ. Примеры успешного использования метода АЭ для обнаружения дефектов типа расслоения приведены в работах [17-19].

Расслоение относится к трещиноподобным дефектам. Одним из основных достоинств метода АЭ является высокая чувствительность при регистрации развивающихся (наиболее опасных) дефектов именно такого типа, начиная со стадии их зарождения. Это отражено, например, в результатах работ, связанных как с исследованиями в области свойств конструкционных материалов, так и с неразрушающим контролем промышленного оборудования [20-24, 28, 29]. Однако из-за более низкой чувствительности дополнительных и арбитражных методов НК при проверке результатов АЭ контроля иногда имеет место следующее: размер дефекта находится либо ниже уровня чувствительности традиционного

дополнительного метода НК, либо имеет допустимые геометрические характеристики по нормам отбраковки этого метода. Поэтому даже при фактическом подтверждении арбитражным методом результатов АЭ тестирования о наличии структурной неоднородности в металле некоторые потенциально опасные (склонные к развитию) дефекты не относятся к категории критических. При этом может быть упущена возможность раннего обнаружения опасного дефекта.

В работе на примерах инспекции промышленного оборудования рассматриваются результаты применения методов АЭ и УЗК на разных этапах развития расслоений, а также оценивается длительность этих этапов.

Как причина отказов емкостного оборудования расслоение корпуса находится на втором месте после коррозии [8, 25], поэтому его раннее выявление является актуальной задачей обеспечения безопасности эксплуатации промышленного оборудования и предупреждения аварийных ситуаций.

Оценки возможности раннего диагностирования расслоения

Процесс развития расслоения в принципе совпадает со стадийностью развития трещин, но с некоторыми особенностями [1, 23], которые можно свести к следующим этапам: I - инкубационный период (время накопление водорода до момента создания максимальных объёмных напряжений, когда ещё не образуется трещина); II - зарождение трещин и увеличение их площади за счёт роста и объединения; III - образование вздутия (блистера) при достижении площади расслоения критического значения ($D_{кр}$) и IV – разрушение по трем возможным механизмам: (распространение расслоения по оставшемуся неповреждённому сечению стенки с выходом на поверхность) или (с выходом на поверхность путём соединения расслоений залегающих параллельно на разных глубинах) или (путём разрушения стенки в месте максимального вздутия блистера).

Обозначенные этапы развития расслоения графически представлены на рис. 1, со следующими обозначениями: t_0 – год начала эксплуатации, τ – время эксплуатации до момента развития расслоения недопустимого вида, τ_{cr} – время начала трещинообразования, τ_1 – длительность инкубационного периода, τ_2 – время существования дефекта до локального разрушения стенки, $D_{кр}$ – критический диаметр расслоения, предшествующий вздутию, τ_3 – запаздывание в обнаружении дефекта между УЗ и АЭ методами НК.

На рис. 1 параметр $\omega(t)$, отражающий динамику понижения несущей способности стенки в месте локализации расслоения, представлен исходя из основных концепций потери прочности [26]. Если при этом оперировать временем эксплуатации, как дискретной величиной, исчисляемой по времени получения данных НК (при периодическом контроле – в годах,

при мониторинге – время усреднения данных), то поврежденность структуры объекта контроля можно свести к модели вида:

$$\omega = \omega_0 + J^{t-\tau_{cr}} \quad (1)$$

где: ω – текущий уровень повреждения структуры, ω_0 – начальный уровень структурной неоднородности, t – текущее значение срока эксплуатации (в годах), τ_{cr} – критическая точка конца инкубационного периода и начала ускоренного роста дефекта (в годах), J – функционал, учитывающий влияние металлургических (в том числе ω_0) и эксплуатационных факторов (температура, среда, содержание влаги и др.) применительно к данному объекту контроля. В общем случае функционал J должен иметь сложную структуру, но в данной модели приводится к константе, чтобы привести функцию (1) только к временной зависимости.

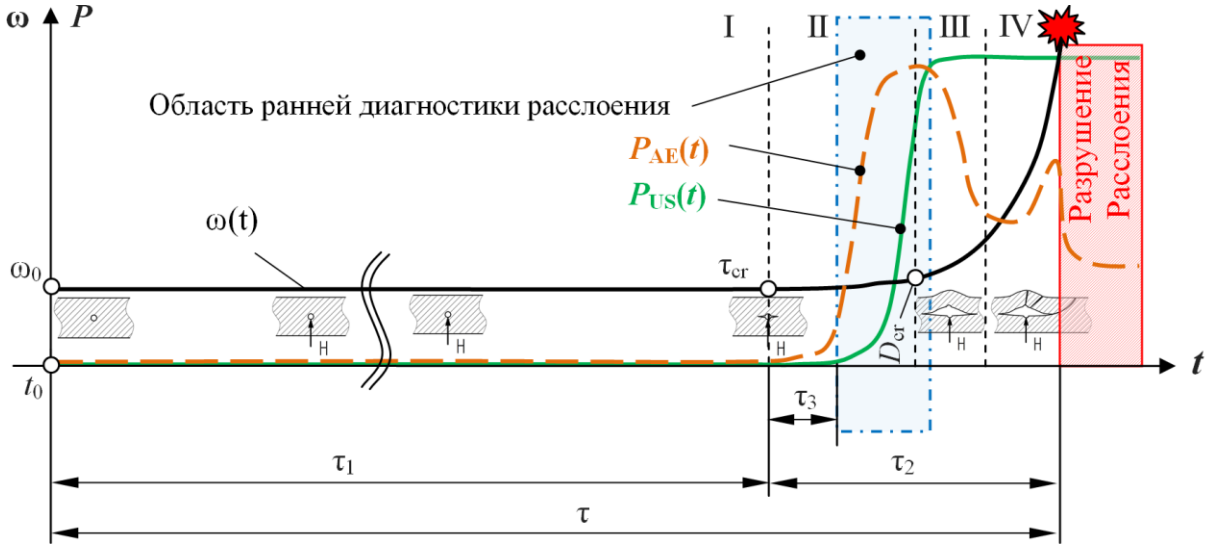


Рис. 1. Качественные зависимости повреждаемости материала стенки сосуда ($\omega(t)$) и вероятности его обнаружения ($P_{US}(t)$ и $P_{AE}(t)$) от времени эксплуатации t при тестировании методами УЗ и АЭ на различных этапах развития расслоения.

В настоящее время отсутствуют методы НК, отдельное разовое применение которых позволяло бы регистрировать процесс накопления водорода в материале на I этапе. Раннее диагностирование зарождения расслоения на ансамбле близлежащих коллекторов на данном этапе (оценка параметра ω_0) возможно только по данным комплексного применения различных методов НК с регистрацией всех выявленных структурных неоднородностей. Это потребует от изготовителя и владельцев сосудов полного периодического сканирования корпуса. Затем данные о расположении и размерах неоднородностей, полученные при последовательных инспекциях сосудов необходимо вносить в их паспорта для анализа возможных изменений. Данный подход, по мнению авторов, представляется нереалистичным на существующем уровне развития методов и средств контроля промышленного оборудования.

Традиционно основным методом выявления и подтверждения расслоений является метод УЗК, в силу высокой чувствительности к дефектам трещиноподобного типа [15]. При одностороннем доступе для поиска трещин, параллельных плоскости проката (на II и III этап развития расслоения), используется эхо-метод ультразвукового сканирования толщины (УЗТ) с помощью прямого или раздельно-совмещённого преобразователя. В случаях, если послойно залегающие трещины на разных глубинах начинают соединяться между собой перемычками (IV этап развития дефекта), расслоение выявляется эхо-методом ультразвуковой дефектоскопии с помощью наклонного преобразователя. Известно [например, 27], что чувствительность эхо-метода начинает линейно повышаться с условия отражения $0{,}4 \cdot m > L \geq \lambda = C/f$, где: m – ширина главного максимума акустического поля искателя, L – минимальный устойчиво выявляемый размер дефекта, λ - длины волны, C – скорость распространения УЗ волны в материале, f – частота УЗ контроля. Учитывая, что основные рабочие частоты УЗ контроля составляют: 2,5; 5,0 и 10,0 МГц, то, теоретически, в стали на продольной волне ($C_p \approx 5850$ m/s) [27] $L \geq 2{,}3$; 1,2 и 0,6 mm, на поперечной волне ($C_t \approx 3260$ m/s) $L \geq 1{,}3$; 0,7 и 0,3 mm соответственно. Поэтому на Рис. 1 вероятность обнаружения расслоения методом УЗК начинается с некоторого минимального размера дефекта L, непрерывно повышается с ростом дефекта, и достигнет максимума, когда возникнет акустически непрозрачная граница раздела фаз размером $L \geq m$.

Практика диагностики развития расслоений в стенках сосудов давления

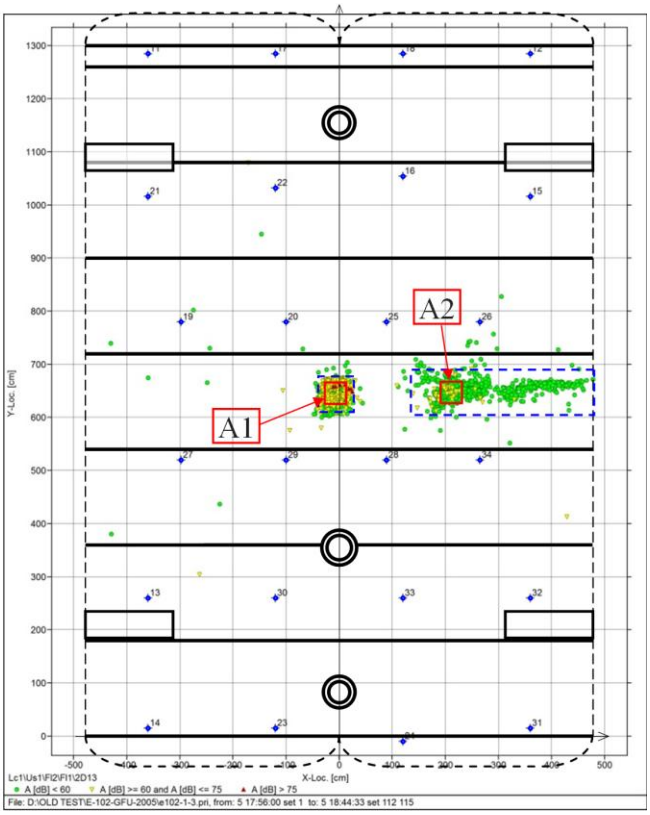
Пример 1. Объект контроля: горизонтальная емкость для хранения пропана (рис. 2*a*). Год ввода в эксплуатацию t_0 = 1976 г.; внутренний диаметр d = 3000 mm; общая длина l = 13000 mm; материал 09Г2С; толщина стенки s = 22,0 mm; способ изготовления: сварка; рабочее давление p_{op} = 0,2 MPa; рабочая температура t_{op} = 50 ^{0}C; испытательное давление p_{test} = 0,25 MPa. Особенность: сосуд установлен на высоких опорах; доступ к наружной поверхности без использования специальных средств ограничен небольшой площадью (не более 10% от общей площади).

В 2005 г. во время гидроиспытания емкости метод АЭ показал наличие активных источников. При АЭ тестировании использовалась система Vallen AMSY4 с преобразователями АЭ (ПАЭ) типа VS150-RIC. Согласно локационной карте событий, представленной на рисунке 2b в зонах наибольшей кластеризации (A1 и A2) был назначен УЗК, который проводился УЗ дефектоскопом Krautkramer USK-6 с прямым преобразователем K-4N (2,5 МГц). Результат УЗ контроля: допустимые

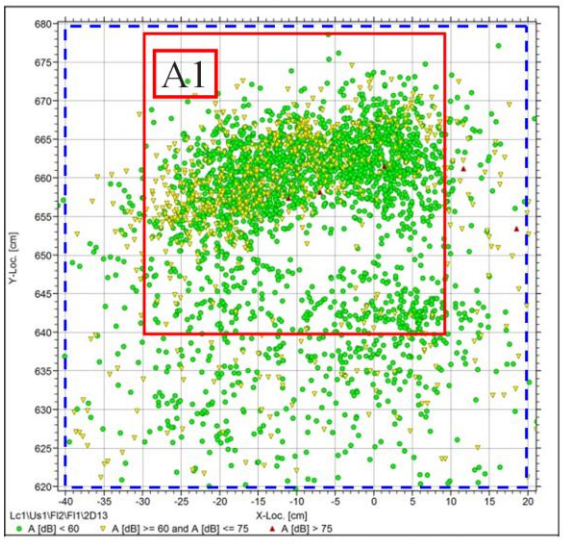
одиночные точечные несплошности предположительно металлургического происхождения в разных частях зон А1 и А2.

В 2011 г. во время очередного регламентного обследования емкости при визуальном осмотре в зонах А1 и А2 были обнаружены блистеры. УЗ сканирование глубины залегания и границ расслоения в зонах А1 и А2 УЗ дефектоскопом УИУ «Скаруч» с блоком из 4 датчиков (2,5 МГц) показали

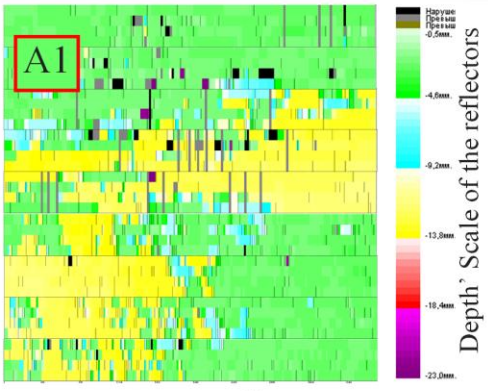
a)



b)



c)



d)

качественное совпадение формы границы расслоения с распределением АЭ событий на глубине 10 mm от поверхности. На рис.2*b* и рис.2*c* видно, что участок высокой АЭ активности (в окрестности зоны А1) имеет

размеры примерно 600x600 mm. Зона УЗК А1 равна 380x380 mm. Можно заметить, что в этой зоне наблюдается значительная корреляция между результатами УЗК и конфигурацией кластера из АЭ-событий с высокими амплитудами (выше 60 дБ), но при временной разнице в шесть лет между проведением АЭ и УЗК. Таким образом, в 2005 г. расслоение в зонах А1 и А2 находилось на II стадии развития. Кроме этого, в 2011 г. визуально обнаружили расслоения и на других обечайках емкости. Для них кластеров АЭ событий на локационной карте 2005 г. не наблюдалось. Следовательно, можно предположить два варианта: либо эти расслоения не проявились в 2005 г., так как уже находились на высокой степени развития (III этап), либо они находились на I стадии, а процесс расслоения проходил очень интенсивно именно в последние годы. Если верно последнее, то во время АЭ контроля была определена зона, с которой началась деградация конструкции. В любом случае, конфликт результатов полученных двумя методами, и решенный в пользу менее консервативной оценки, в данном случае привел к значительным сложностям, связанным с необходимостью экстренной замены емкости.

Значения параметров модели, представленной на рис. 1, составили: $\tau_1 \approx 29$ лет, $\tau_2 \leq 6$ лет.

Пример 2. Объект контроля: вертикальный аппарат колонного типа, абсорбер очистки сероводорода раствором моноэтаноламина; $t_0 = 1966$ г.; $d = 1800$ mm; $l = 20130$ mm; материал 09Г2С; $s = 25{,}0$ mm; способ изготовления: сварка; $p_{op} = 3{,}9$ MPa; $t_{op} = 35\ ^0$C; $p_{test} = 4{,}9$ MPa.

На 39-м году эксплуатации колонны визуально по вздутию на внутренней поверхности металла обнаружены блистеры. Наибольшее количество блистеров имела вторая сверху обечайка колонны. На ее уровне расположены внутренние устройства: сетчатый каплеотбойник и две тарелки. На рис.3 представлены АЭ локационные карты данной обечайки, полученные в различные периоды времени эксплуатации колонны. Данные получены АЭ системами разных поколений при схожих настройках всех систем. Это позволило сопоставить результаты всех инспекций одной программой анализа.

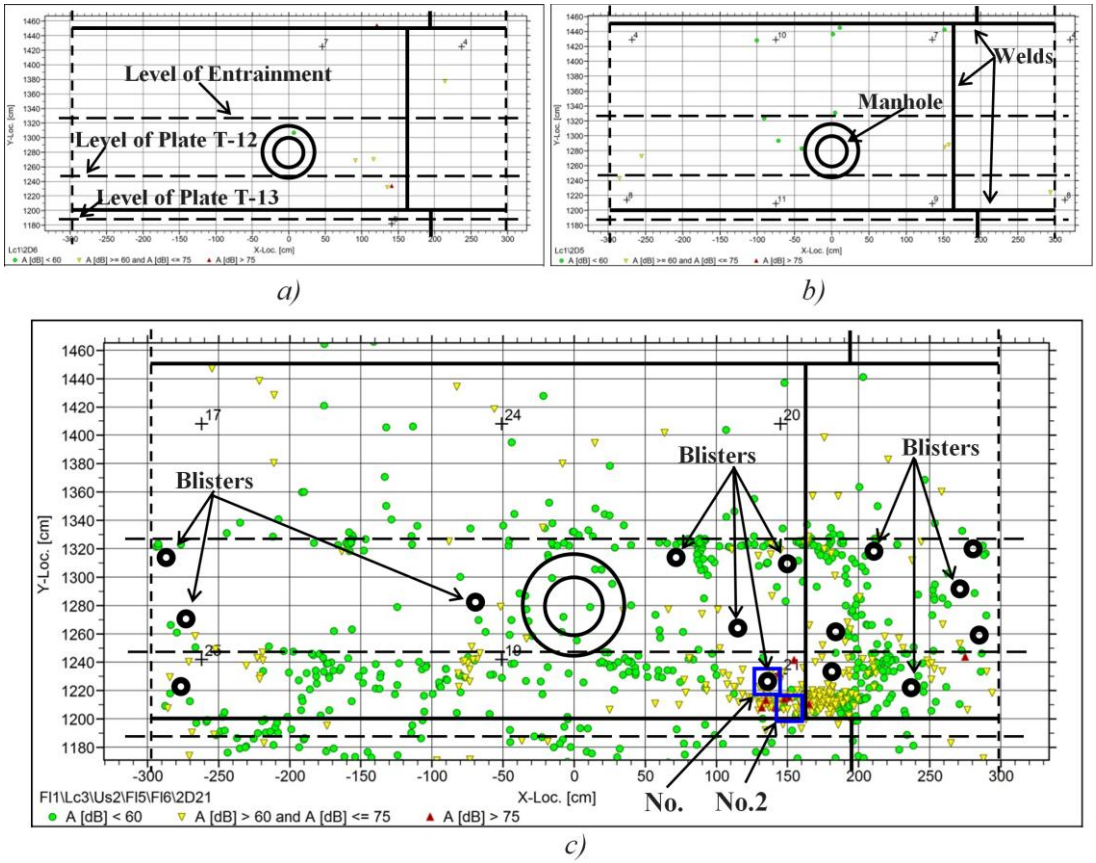


Рис. 3. Результаты локации источников АЭ на обечайке колонны из Примера 2 после разного срока эксплуатации: *a* – 27 лет; *b* – 35 лет; *c* – 39 лет

Рис. 3*a* и 3*b* показывают: на момент первого и второго тестирования метод АЭ не давал прямых указаний на процесс формирования расслоений. УЗК и визуальный осмотр поверхности, проведенные в то же время, дефектов также не выявили. Следует отметить, что УЗК проводился чаще, чем АЭ (за 18, 16, 12, 8 и 4 года до 2005 года). Заключения УЗК были аналогичны результатам, приведенным в примере 1: допустимые одиночные точечные несплошности предположительно металлургического происхождения. При УЗК происходит срабатывание по первому эхо-сигналу, но из-за наличия устойчивого последующего сигнала отражения от донной поверхности сделан вывод о наличии ликвации неметаллических включений без расслоения (акустически прозрачный дефект). В 2001 году при УЗ толщинометрии подобные акустически прозрачные дефекты обнаруживались на глубинах от 5 до 17 mm и имели в основном площадь эквивалентную отражателям диаметром 1,5…4,0 mm (отдельные до 7,0 mm). На наш взгляд, этот результат можно считать УЗ-критерием наличия формирующегося расслоения при его подтверждении результатами АЭ. В этом случае расслоение, находящееся на II стадии развития, можно было бы идентифицировать методом УЗ в 2001 году. Но АЭ тестирование этого года не выявило устойчивых локационных кластеров (хотя количество отдельных событий, в том числе локационных,

увеличилось по сравнению с предыдущим тестированием). Вероятно, это соответствует предположению о статистически редких АЭ событиях на этом этапе развития расслоения. Должно существовать определенное количество несплошностей, приходящихся на единицу объема материала, чтобы инициировать критическое напряженное состояние. На это указывается, в частности, в работах [18, 23].

Во время обследования колонны в 2005 году блистеры обнаруживались уже визуально, и АЭ контроль был проведён для оценки его чувствительности к III стадии развития расслоения. Результаты локации представлены на рис. 3*c*. Можно заметить, что в местах образования блистеров локационные события отсутствуют, но имеются скопления событий вокруг этих зон (зона № 1 и др.). И, наоборот, имеются места, где визуально не обнаружены блистеры, но имеется устойчивый кластер АЭ событий (зона № 2 и др.). Результаты УЗ сканирования дефектоскопом УИУ «Скаруч» с блоком из 4 датчиков (2,5 МГц) зоны № 1 и № 2 приведены на рисунках 4*a* и 4*b*.

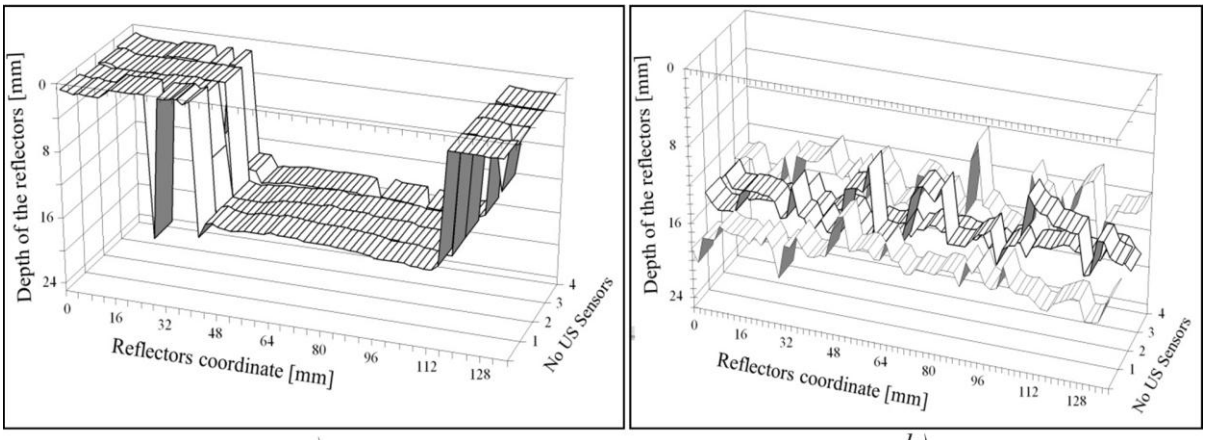


Рис. 4. Результаты УЗ сканирования на участках №1 и №2, отмеченных на обечайке колонны на рис 3с: *a* – участок №1; *b* – участок №2

На рис. 4 по отражённым УЗ сигналам видно: на участке №1 по всей площади блистера регистрируется отражающая поверхность границы фаз. Граница сформирована из отражателей, залегающих на одной глубине. На участке №2 наблюдается высокая концентрация небольших несплошностей, расположенных нерегулярно. Они залегают на разных глубинах. Вероятно, данный факт определяет разницу в уровне концентрации местных напряжений в металле и, следовательно, в реакции материала на нагрузку, приложенную при испытании. Это, в свою очередь, определяет интенсивность процессов трещинообразования и, соответственно, параметры АЭ активности. Поэтому зона, на котором расположен дефект, относящийся ко II стадии развитии, проявляет себя как зона высокой АЭ активности при достижении определённой концентрации микроповреждений. По-видимому, так выглядит самая

энергетически активная для АЭ метода стадия формирующегося блистера. А участок сформировавшегося блистера, относящийся к III стадии развития, формирует в металле «зону молчания» для АЭ (иногда эти участки на локационных схемах можно определить визуально как «чистые» зоны, обычно округлой формы, в окружении участков, насыщенных локационными событиями). Вероятность его обнаружения АЭ методом снижается до минимальных значений, зато вероятность регистрации расслоения методом УЗК, если известно, конечно, место его расположения, становится абсолютной. Для данного примера: $\tau_1 \approx 35$ лет, $\tau_2 \approx 4$ года.

Дополнительный пример, в котором приводятся результаты периодической инспекции колонны очистки сероводорода с наблюдением за развитием расслоения в одной из ее обечаек, представлен в работе [30]. В этом случае оценка для τ_1 составляет около 28 лет, для τ_2 – более 14 лет.

Обсуждение результатов и рекомендации по их использованию

Анализируя рассмотренные данные, можно отметить следующее:

1. Условия для развития расслоения, как правило, существуют на большей площади сосуда по сравнению с размером локального расслоения. Концепция, представленная на Рис. 1 относится к процессу развития именно локальных расслоений (d = 10-20 mm).

2. На различных локальных участках зоны воздействия низкотемпературной водородной коррозии в зависимости от исходной структуры металла могут наблюдаться разные временные стадии развития расслоений. Иллюстрацией этого обстоятельства является наблюдаемая стадийность в формировании зон АЭ активности по мере повышения приложенного давления (см. [9, 30]). В выражении (1) через время t обобщенно выражается степень повреждения структуры, и, следовательно, напряженного состояния в зоне дефекта. Поэтому повышением значения P в широком диапазоне в течение испытания, мы, в свою очередь, можем моделировать повышение значения t. При этом появляется возможность по характеру АЭ активности не только разделять дефекты, которые находятся на разной стадии развития, но и наблюдать переход отдельных дефектов из одной стадии в другую. К сожалению, на практике, в рамках регламентных испытательных давлений сложно реализовать идею изменения P в широком диапазоне.

3. Обнаружение на объекте АЭ контроля признаков существования расслоений II стадии может быть признаком наличия расслоений более высокой III стадии. Поиск таких дефектов упрощается тем, они находятся, как правило, рядом с дефектами II стадии. Обнаружение расслоений III стадии надежно реализуется методом УЗК. Использование результатов АЭ сокращает объем УЗК.

4. Полученные результаты показывают, что для выявления расслоения методом АЭ можно использовать стандартные методики, однако эффективность их применения для ранней диагностики расслоений может быть повышена при выполнении следующих условий:

- В случае регистрации признаков расслоения при АЭ тестировании следует использовать в качестве УЗ-критерия расслоения «скачки» толщины или наличие множественных допустимых дефектов залегающих на разных глубинах. Критерий остается верным как при наличии устойчивого последующего сигнала отражения от донной поверхности, так и при отсутствии сигнала.

- Параллельное применение технологии УЗ сканирования прямым (УЗТ) и наклонным преобразователем (УЗК) при проверке АЭ результатов. Это позволит снизить время конфликтов результатов АЭ и УЗ измерений (τ_3 – Рис.1).

Однако следует иметь в виду, что данные мероприятия не исключают проблему диссонанса чувствительности АЭ и УЗ метода на ранней стадии развития дефекта полностью. Этот факт необходимо принимать во внимание при расхождении результатов. Приоритет в данной ситуации следует отдать методу АЭ, как более чувствительному и регистрирующему развивающиеся дефекты. Кроме того, АЭ дает более консервативные оценки, что важно для опасных промышленных объектов.

5. В случае если в местах локации АЭ событий методом УЗ значительные дефекты не найдены, следует проводить профилактические визуальные и УЗ обследования данных участков с периодичностью менее срока регламентных обследований. Стандартную схему тестирования методом УЗ следует изменить, включив в нее, в первую очередь, участки, смежные с зонами АЭ активности – для поиска возможных дефектов III и IV стадии развития. Также необходимо сопровождать АЭ тестированием каждое следующее регламентное гидроиспытание сосуда.

6. Целесообразно использование широкополосных преобразователей АЭ (20-500 kHz) или одновременная параллельная установка резонансных низкочастотных преобразователей АЭ (например, 65 kHz) и высокочастотных (150 kHz и выше) в одних антенных группах с целью повышения чувствительности к процессам трещинообразования и трения на границах расслоения.

7. По существующим нормативам [31] металл сосудов и аппаратов, работающих в водородосодержащих средах, подвергается диагностированию по истечении 150000-200000 часов эксплуатации (соответствует 17-23 годам). Приведенные примеры показали, что время существования расслоения от начала трещинообразования до разрушения (τ_2) может быть оценено как период от 4 до 14 лет. Расслоение может изначально присутствовать в металле сосуда. Поэтому, по мнению авторов, чтобы исключить возможность разрушения оборудования,

следует использовать консервативную оценку τ_2, и первое АЭ тестирование рекомендуется проводить через 3-4 года после начала эксплуатации, последующие АЭ испытания – через каждые 2-3 года, совмещая их с регламентными гидравлическими испытаниями.

Заключение

Рассмотрены этапы развития дефекта типа расслоение металла сосудов давления, работающих в водородосодержащих средах, в связи с вероятностью выявления данного дефекта на каждом из этапов методами АЭ и УЗК. Даны качественные оценки для относительной вероятности обнаружения расслоения этими методами на разных этапах.

На практических примерах показаны некоторые особенности регистрации расслоения методами АЭ и УЗК на разных этапах развития дефекта и сделана оценка продолжительности фазы развития расслоения от начала трещинообразования до разрушения (τ_2), составившая период от 4 до 14 лет.

Предложены рекомендации по повышению эффективности совместного применения АЭ и УЗ методов. Экспериментально показана возможность обнаружения расслоений на II этапе развития (на ранней стадии) в результате объединения преимуществ каждого из методов, что позволяет осуществить замену оборудования в штатном режиме до истечения времени τ_2.

Ранняя диагностика экономически эффективна, поскольку неожиданный выход сосуда из строя связан с потенциальной аварией и (или) длительной остановкой технологического блока для ремонта или замены оборудования. На замену крупнотоннажного оборудования требуется значительное время (проектирование, изготовление, транспортировка, монтаж и подключение нового и демонтаж старого сосуда), и является мероприятием, требующим планирования.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

[1] Карпенко Г.В., Крипякевич Р.И. Влияние водорода на свойства стали. М.: Металлургиздат, 1962, 198 с.

[2] Горицкий В.М. Диагностика металлов М.:Металлургиздат, 2004, 408с.

[3] Чирков Ю.А., Кушнаренко В.М., Фот А.П., Репях В.С., Ставишенко В.Г. Механизм повреждения стальных изделий при воздействии наводороживающих сред//«Вестник ОГУ»–2012–№4 (140)–С.284-288.

[4] Зайнуллин Р.С., Морозов Е.М., Кантемиров А.И. Расчетная оценка предельного давления молизованного водорода в замкнутых коаксиальных трещинах // «Нефтегазовое дело» – 2015 – т.13, №3 – С.131-135.

[5] Гольдштейн Р.В., Зазовский А.Ф., Павловский Б.Р. Развитие дискообразного расслоения в стальном листе под действием растяжения и наводороживания // «Физико-химическая механика материалов» – 1985 – №5 – С.100-105.
[6] Гольдштейн Р.В., Морозова Т.М., Павловский Б.Р. Модель возникновения структур разрушения в сталях при наводороживании // «Механика твердого тела» – 1989 – №4 – С.131-138.
[7] Гиренко В.С., Рабкина М.Д., Гиренко С.В. Физико-механические изменения в сталях при эксплуатации в водородосодержащих средах // «Техническая диагностика и неразрушающий контроль» – 2003 – №4 – С.18-23.
[8] Макаренко В. Д., Горбунов С. И., Огородников В. В., Бакеев Р.Б., Шевцов В.Л. Причины отказов технологического оборудования газоперерабатывающих заводов Западной Сибири // «Технология машиностроения» – 2007 – № 8 – С.45-48.
[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] Кушнаренко В.М., Стеклов О.И., Климов М.И., Холзаков Н.В. К прогнозированию развития расслоения в условиях наводороживания // «Физико-химическая механика материалов» – 1988 – №1 – С.98-100.
[11] Дядин В.П., Давыдов Е.А. Инженерная оценка роста низкотемпературных слоистых водородных расслоений в случае их канального слияния // «Техническая диагностика и неразрушающий контроль» – 2009 – №1 – С.26-29.
[12] Волковас В., Дорошевас В., Эльманович В.И., Багмутов Д.В. Методологические аспекты оценки прочности и остаточного ресурса сосудов давления на основе акустико-эмиссионной диагностики // «Дефектоскопия» – 2004 – №11 – С.50-61.
[13] Зольников Ю.Г., Литвинов Н.М., Кашлев А.В., Власов И.Э., Иванов В.И., Эльманович В.И. Оценка пригодности к эксплуатации технических устройств на опасных производственных объектах // «Безопасность труда в промышленности» – 2005 – №5 – с.24-28.
[14] Павловский Б.Р., Щугорев В.В., Холзаков Н.В. Водородная диагностика: опыт и перспективы применения // «Газовая промышленность» – 1989 – №3 – С.30-31
[15] Давыдов Е.А., Дядин В.П., Кузьмин В.В. Некоторые аспекты диагностики слоисто-водородного повреждения нефтехимического оборудования // «Техническая диагностика и неразрушающий контроль» – 2002 – №2 – С.11-16.
[16] Rastegaev I. A., Gomera V. P., Tyupin S. A., Smirnov A. D. and Grigor'eva A. V. Estimating the Probability of Detecting a Delamination in

the Wall of Equipment Depending on the Set of Used Methods of Nondestructive Testing and Ways of Its Improvement // Russian Journal of Nondestructive Testing – 2018 – Vol. 54, No. 9 – Pp. 619-629.
[17] Пилин Б.В. Выявление коррозионных поражений сосудов и трубопроводов неразрушающими методами // «Химическая техника» – 2010 – № 10 – с.22-25.
[18] 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.
[19] Papasalouros D, Bollas K., Ladis I, Aerakis E., Anastasopoulos A., Kourousis D. Novel AE monitoring of hydrogen induced damaged vessel and real time alarms. A case study // Proc. of 33rd European Conf. on AE testing – Senlis, France – 12-14 September 2018 – Pp.167-174.
[20] 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.
[21] 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.
[22] Лахова Е.Н., Носов В.В. Оценка состояния критически нагруженных конструкций // 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.445-453.
[23] Мерсон Е.Д., Криштал М.М., Мерсон Д.Л., Еремичев А.А., Виноградов А.Ю. Исследование стадийности процесса разрушения высокоуглеродистой стали, охрупченной водородом, с применением метода акустической эмиссии // «Деформация и разрушение материалов» – 2012 – №9 – с. 41-48.
[24] Гомера В.П., Смирнов А.Д., Нефедьев Е.Ю., Григорьева А.В. Об использовании акустико-эмиссионного метода в процедуре входного контроля нового оборудования // Современное машиностроение: Наука и образование: Материалы 7-й Международной научно-практической конференции (MMESE-2018) / Под ред. А.Н. Евграфова и А.А. Поповича. – СПб.: Изд-во Политехнического ун-та, 2018. – С.276-292.
[25] Гафаров Н. А., Гончаров А. А., Кушнаренко В. М. Определение характеристик надежности и технического состояния оборудования

сероводородсодержащих нефтегазовых месторождений. М.: Недра-Бизнес-центр, 2001, 239 с.
[26] Регель В.Р., Слуцкер А.И., Томашевский Э.Е. Кинетическая природа прочности твердых тел. М: Наука, 1974. 560 с.
[27] Гурвич А.К., Ермолов И.Н. Ультразвуковой контроль сварных швов. Киев: Техніка, 1972. 460 с.
[28] ГОСТ Р 52727-2007. Техническая диагностика. Акустико-эмиссионная диагностика. Общие требования.
[29] ПБ 03-593-03. Правила организации и проведения акустико-эмиссионного контроля сосудов давления, котлов, аппаратов и технологических трубопроводов.
[30] Гомера В.П., Смирнов А.Д., Нефедьев Е.Ю., Стояновский Л.О. Мониторинг развития расслоения в корпусе сосуда давления при его периодической инспекции // Современное машиностроение: Наука и образование: Материалы 8-й Международной научно-практической конференции (MMESE-2019) / Под ред. А.Н. Евграфова и А.А. Поповича. – СПб.: Изд-во Политехнического ун-та, 2019. – С.?-?.
[31] РД 03-421-01 Методические указания по проведению диагностирования технического состояния и определению остаточного срока службы сосудов и аппаратов ГУП «НТЦ «Промышленная безопасность», 2002

V.P. Gomera[1], I.A. Rastegaev[2], E.J. Nefedyev[3], A.V. Grigorieva[4]

FEATURES OF DIAGNOSTICS THE PRESSURE VESSELS METAL DELAMINATION USING ACOUSTIC EMISSION AND ULTRASONIC METHODS OF NONDESTRUCTIVE TESTING

[1]Kirishi, Leningrad region, KINEF Ltd, Russia,
[2]Togliatti, Togliatti State University, Russia,
[3]St. Petersburg, Krylov Scientific Center, Russia,
[4]St. Petersburg State University, Russia

Abstract

The paper considers some aspects of the application the ultrasonic testing and acoustic emission testing in the diagnostics of metal delamination in the bodies of industrial pressure vessels under the action of wet hydrogen sulfide-containing chemical medium. The problem of possible discrepancy in the risk assessment of defects using different methods of nondestructive testing is discussed. A qualitative concept of the delamination stages evolution is proposed and the possibility of the delamination detecting at the early stages of its growth is analyzed. As part of the analysis of the practical results of the several pressure vessels inspections numerical estimates are made for the

parameters of the proposed concept. The possibility of increasing the efficiency of delamination diagnostics at the early stage of its formation with the joint application of acoustic emission and ultrasonic methods, using the features of each method is discussed.

Key words: pressure vessels, metal hydrogenation, stages of delamination evolution, acoustic emission, ultrasonic testing

REFERENCES

[1] Karpenko G.V., Kripiakevich R.I., The influence of hydrogen on the properties of steel, Metallurgizdat, Moscow, 1962
[2] Goritskii V.M. Diagnosis of metals, Metallurgizdat, Moscow, 2004
[3] Chirkov A. Yu., Kushnarenko V. M., Fot A. P., Repyakh V. S., Stavishenko V. G. The mechanism of steel products damage under the influence of hydrogenating media, Vestnik OGU, pp.284-288, No 4 (140), 2012
[4] Zainullin R. S., Morozov E. M., Kantemirov A. I. Estimated limit pressure of hydrogen in confined co-axial cracks, Neftegazovoe delo, pp.131-135, No 3 (Vol.13), 2015
[5] Goldstein R. V., Zazovsky A. F., Pavlovsky B. R. The development of the disc-shaped delamination in the steel sheet under tension and hydrogen, Physical and Chemical Mechanics of Materials, pp.100-105, No 5 (1985)
[6] Goldstein R. V., Morozova T.M., Pavlovsky B. R. Model of the emergence of fracture structures in steels under hydrogen absorption, Physical and Chemical Mechanics of Materials, pp. 131-138, 1989, No 4 (1989)
[7] Girenko V.S., Rabkina M.D., Girenko S.V. Physical-mechanical changes in steels in service in hydrogen containing media, Technical Diagnostics and Non-Destructive testing, pp. 18-23, No 4 (2003)
[8] Makarenko V.D., Gorbunov S.I., Ogorodnikov V.V., Bakeev, R.B., and Shevtsov, V.L., Causes of failures of technological equipment of gas processing plants in Western Siberia, Tekhnologiya Machinostroeniya, pp. 45-48, No 8 (2007).
[9] Gomera V.P., Rastegaev I.A. To the problem of early diagnostics of delaminations in pressure vessel walls by ultrasonic and acoustic-emission methods, Testing. Diagnostics, pp. 82-89, No 1 (199), 2015
[10] Kushnarenko V.M., Steklov O.I, Klimov M.I., Kholzakov N.V., To prognosis the development of delamination in the conditions of hydrogenation, Physical and Chemical Mechanics of Materials, pp.98-100, No 1(1988)
[11] Dyadin V.P., Davydov E.A., Engineering Evaluation of the growth of low-temperature lamellar hydrogen-induced delaminations in the case of their channel coalescence, Technical Diagnostics and Non-Destructive testing, pp. 26-29, No 1 (2009)

[12] Volkovas V., Doroshevas V., El'manovich V.I., Bagmutov D.V., Methodological aspects of strength and residual life evaluation of pressure vessels on the basis of acoustic emission diagnostics, Defectoscopy, pp.50-61, No11 (2004)
[13] Zol'nikov Yu.G., Litvinov N.M., Kashlev, A.V., Vlasov I.E., Ivanov V.I., El'manovich V.I., Assessment of the service suitability of technical devices at hazardous production facilities, Bezopastnost Truda v Promushlennosti, pp. 24–28, No 5 (2005)
[14] Pavlovsky B. R., Shchugorev V. V., Kholzakov N.V., Hydrogen diagnostics: experience and perspectives of application, Gazovaya Promyshlennost, pp.30-31, No 3 (1989)
[15] Davydov E.A., Dyadin V.P., Kuzmin V.V. Some Aspects of Diagnostics of Lamellar hydrogen Damage of Petrochemical Equipment, Technical Diagnostics and Non-Destructive testing, pp. 11-16, No 2 (2002)
[16] Rastegaev I. A., Gomera V. P., Tyupin S. A. et el., Estimating the Probability of Detecting a Delamination in the Wall of Equipment Depending on the Set of Used Methods of Nondestructive Testing and Ways of Its Improvement, Russian Journal of Nondestructive Testing, pp.619-629, Vol. 54, No 9 (2018)
[17] Pilin B.V. Detection of vessels and pipelines corrosion damage by non-destructive methods, Chemical Technics, pp.22-25, No 10 (2010)
[18] 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, pp. 234-245, Vol.28 (2010)
[19] Papasalouros D, Bollas K., Ladis I, Aerakis E., Anastasopoulos A., Kourousis D. Novel AE monitoring of hydrogen induced damaged vessel and real time alarms. A case study // Proc. of 33rd European Conf. on AE testing – Senlis, France – 12-14 September 2018 – Pp.167-174.
[20] Nefedyev E., Gomera V., Smirnov A. at al. Determination of the Degree of Danger of Crack-like Defects in 17G1C Steel by the Acoustic Emission Method, 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.
[21] 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.
[22] Lakhova E.N., Nosov V.V., Assessment of the state of Critical loaded structures, In M.M. Radkevich and A.N. Evgrafov (Ed), Modern Engineering. Science and education , St. Petersburg, Publishing House of Polytechnic University – 2012, Pp.445-453.

[23] Merson E.D., Krishtal M.M., Merson D.L. et el., The study of stages of the process of high-carbon steel destruction that became brittle due to hydrogen, using the method of acoustic emission, Deformatsiia i razrushenie materialov, pp. 41-48, No 9 (2012).
[24] Gomera V.P., Smirnov A.D., Nefedyev E.J., Grigorieva A.V. About the Use of the Acoustic Emission Method in the Procedure of Initial Inspection of New Pressure Vessels, In M.M. Radkevich and A.N. Evgrafov (Ed), Modern Engineering. Science and education, St. Petersburg, Publishing House of Polytechnic University – 2018, Pp.276-292.
[25] Gafarov, N.A., Goncharov, A.A., Kushnarenko V.M. Determining the Characteristics of Reliability and Technical Condition of Equipment for Hydrogen-Sulphide–Containing Oil and Gas Deposits), Moscow: Nedra-Bizinestsentr, 2001.
[26] Regel' V.R., Slutsker A.I., Tomashevskii E.E. The Kinetic Nature of Strength of Solids, , Moscow: Nauka, 1974.
[27] Gurvich A.K., Ermolov I.N. Ultrasonic testing of welded joints, Tekhnika, Kiev, 1972
[28] The rolled sheet. Methods of ultrasonic inspection. Ru Standard No. GOST 22727-88. Moscow: Izdatel'stvo standartov, 1988.
[29] The steel pipes seamless and welded. Ultrasonic method of bundles inspection, Ru Standard No. GOST R ISO 10124-99. Moscow: Gosstandart Rossii, 2000.
[30] Gomera V.P., Smirnov A.D., Nefedyev E.J., Stojanovsky L.O. Monitoring of the delamination's evolution in the pressure vessel body during its periodic inspections, In M.M. Radkevich and A.N. Evgrafov (Ed), Modern Engineering. Science and education, St. Petersburg, Publishing House of Polytechnic University – 2019, Pp.?-?.
[31] Methodical instructions on carrying out diagnostics of a technical condition and determination of residual service life of vessels and devices. Rules and regulations No. RD 03-421-01 Moscow: GUP NTC Promyshlennaya bezopasnost, 2002.

ISSN 2223-0807
Современное машиностроение: Наука и образование :
материалы 8-й Международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н.Евграфова и А.А. Поповича.- СПб.: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2019.

DOI 10.1872/MMF-2019-34
УДК 539.3

Т. В. Зиновьева[1], В.А. Пискунов[2], К.К. Смирнов[3]

УСТОЙЧИВОСТЬ U-ОБРАЗНОГО ГОФРИРОВАННОГО КОМПЕНСАТОРА ИЗ УПРУГОПЛАСТИЧЕСКОГО МАТЕРИАЛА

[1]Татьяна Владимировна Зиновьева, к.т.н.
Институт Проблем Машиноведения РАН
Россия, Санкт-Петербург
E-mail: tatiana.zinovieva@gmail.com

[2]Пискунов Владимир Александрович, к.т.н.
АО «Концерн «НПО Аврора»
Россия, Санкт-Петербург
E-mail: vladimirpiskunov17@mail.ru

[3]Смирнов Кирилл Константинович,
Институт Проблем Машиноведения РАН
Россия, Санкт-Петербург
E-mail: kismir@mail.ru

Аннотация

Рассматривается задача об устойчивости гофрированного сильфона компенсатора под гидростатической внутренней нагрузкой. С целью определения критического давления жидкости сильфон моделируется стержнем с эквивалентной жесткостью на изгиб. Получено аналитическое выражение следящей гидростатической нагрузки на стержень переменного сечения. Поставлена задача на собственные значения для стержня из упругопластического материала, численные расчеты проведены далее методом конечных разностей.

Разработана альтернативная методика расчета критического давления в сильфоне методом конечных элементов. Построена компьютерная модель сильфона и проведен анализ его устойчивости в программе Ansys.

Ключевые слова: сильфонный компенсатор, устойчивость, упруго-пластичные стержни, следящая гидростатическая нагрузка, метод конечных разностей, метод конечных элементов.

Во многих отраслях промышленности для обеспечения надежности функционирования трубопроводов и производственного оборудования используются сильфонные осевые компенсаторы. Они монтируются в прямолинейные участки трубопровода с целью нивелирования нежелательных осевых изменений его длины, вызванных температурными перепадами и вибрациями. Сильфон компенсатора представляет собой гофрированную стальную трубку, приваренную или прикрепленную к трубе с помощью фланцев.

Проектируя гофрированный компенсатор, важно не допустить потерю устойчивости. Цель данной работы – нахождение критического давления жидкости внутри компенсатора, при котором он теряет устойчивость в глобальной форме, характеризующейся отклонением оболочки сильфона от оси симметрии. Работа продолжает исследования, начатые авторами в [1], теперь учитываются упругопластические свойства материала трубы, а также изменение площади поперечного сечения сильфона вдоль его оси при расчете гидронагрузки.

1. Сильфон как стержень

Для исследования условий потери устойчивости гофрированного сильфона будем моделировать его стержнем с эквивалентной жесткостью на изгиб, пока считая стержень упругим. Сильфон расположен вертикально, его концы шарнирно закреплены, он испытывает давление со стороны находящейся внутри него жидкости (рис. 1).

Стержень как линия определяется зависимостью $\boldsymbol{r}(x)$ радиус-вектора от дуговой координаты x в отсчетном состоянии – ненапряженном расположении вдоль вертикальной оси. Векторы $\boldsymbol{Q}, \boldsymbol{M}$ определяют силовое и моментное взаимодействие между частицами стержня. Нагрузкой является распределенная по длине сила $\boldsymbol{q}$.

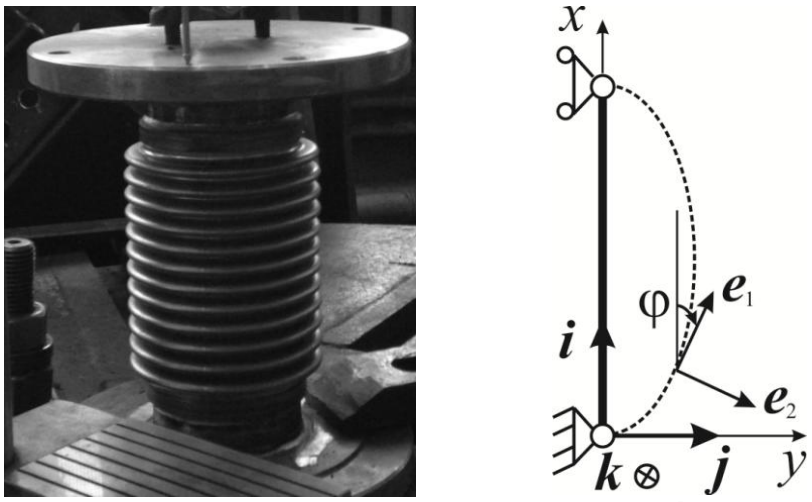
Допустим, что стержень нерастяжим и деформируется в вертикальной плоскости x, y. Для задания ориентации с каждой частицей стержня свяжем пару ортов $\boldsymbol{e}_i(x)$; в отсчетном состоянии $\boldsymbol{e}_1 = \boldsymbol{i}$ – совпадает с ортом оси x. Угол $\varphi(x)$ – между осью x и ортом $\boldsymbol{e}_1$ связывает направляющие орты до и после деформации:

$$\boldsymbol{e}_1 = \boldsymbol{i}\cos\varphi + \boldsymbol{j}\sin\varphi,\ \boldsymbol{e}_2 = -\boldsymbol{i}\sin\varphi + \boldsymbol{j}\cos\varphi. \qquad (1)$$

В плоскости *x, y* лежат также векторы $\boldsymbol{Q}$, $\boldsymbol{q}$, $\boldsymbol{r}$. Перпендикулярен плоскости (т. е. параллельны оси *z* с ортом $\boldsymbol{k} = \boldsymbol{e}_3$) вектор $\boldsymbol{M}$. Система уравнений нелинейной статики упругих стержней примет вид [2]:

$$\boldsymbol{Q}' + \boldsymbol{q} = 0,\ M' + \boldsymbol{k}\cdot\boldsymbol{r}'\times\boldsymbol{Q} = 0,\ M = a\varphi',\ \boldsymbol{r}' = \boldsymbol{e}_1, \qquad (2)$$

здесь *a* – жесткость стержня на изгиб. Два первых уравнения системы (2) определяют баланс сил и моментов, третье представляет собой соотношение упругости физически-линейной модели, оно связывает кривизну с изгибающим моментом. Четвертое уравнение связывает перемещение и поворот в используемой классической модели стержня.



(a) (b)

Рис.1. Сильфонный компенсатор (a) и стержневая модель (b)

При расчете состояния стержня до момента потери устойчивости и после него важно правильно учесть нагрузку от жидкости и ее поведение при деформации.

2. Гидростатическая нагрузка на стержень

Рассчитаем гидростатическую нагрузку на гофрированную изогнутую трубку, содержащую жидкость. Длина трубки сравнительно невелика, поэтому пренебрежем весом жидкости.

Радиус-вектор точек на деформированной оси трубки $\boldsymbol{r} = \boldsymbol{r}(s)$ – функция дуговой координаты *s* в актуальной конфигурации. Орт касательной к этой оси обозначим $\boldsymbol{t}(s) = d\boldsymbol{r}/ds$. Запишем уравнение баланса сил для элемента трубки между сечениями *s* и $s + ds$ (рис. 2), распределенная нагрузка компенсируется силами на концах:

$$\boldsymbol{q}ds + Fp\boldsymbol{t}\big|_s^{s+ds} = 0 \;\Rightarrow \boldsymbol{q} = -\left(Fp\boldsymbol{t}\right)^{\cdot}, \tag{3}$$

здесь $p(s)$ – давление жидкости, $F(s)$ – площадь сечения трубки “в свету”, $(...)^{\cdot}$ – производная по дуговой координате s.

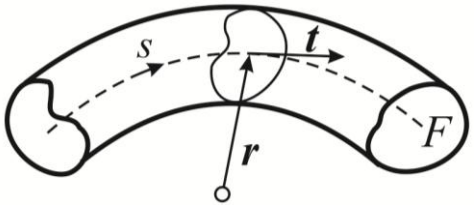


Рис. 2. Элемент стержня

Эта же формула получается при более общем выводе интегрированием гидростатической нагрузки по поверхности изогнутой трехмерной трубки [3].

Известно, что гидростатическая нагрузка консервативна [4]. Покажем, что найденная нагрузка (3) действительно имеет потенциал, рассмотрев ее работу на виртуальном перемещении стержня:

$$\delta A = \boldsymbol{q}\cdot\delta\boldsymbol{r} = -\left[\left(Fp\right)^{\cdot}\boldsymbol{t} + Fp\dot{\boldsymbol{t}}\right]\cdot\boldsymbol{t}\delta s = \delta\left(-Fp\right),$$

(при выводе использовано очевидное равенство $\boldsymbol{t}\cdot\boldsymbol{t} = 1 \Rightarrow \dot{\boldsymbol{t}}\cdot\boldsymbol{t} = 0$). Это означает, что для расчета сильфона на устойчивость под действием гидростатической силы достаточно использовать Эйлеров статический подход [5].

Поскольку для стержня Кирхгофа дуговые координаты в отсчетной и актуальной конфигурации совпадают, вид нагрузки (3) в пересчете на единицу длины стержня в отсчетном состоянии не изменится:

$$\boldsymbol{q}ds = \boldsymbol{q}_H dx \;\Rightarrow\; \boldsymbol{q}_H = -\left(Fp\boldsymbol{t}\right)'. \tag{4}$$

Эту формулу будем использовать далее.

3. Расчет устойчивости сильфона

Состояние стержня перед потерей устойчивости найдем, решая систему (2) с нагрузкой (4), будем считать давление в сильфоне постоянным. Допустим, что вплоть до критического момента стержень остается прямым, при этом $y \equiv 0, \varphi \equiv 0, \boldsymbol{t} = \boldsymbol{i}$, гидронагрузка имеет вид: $\boldsymbol{q}_H = -pF'\boldsymbol{i}$. Из (2) получим, $M = 0, Q_y = 0,$ а для осевой силы имеем:

$$Q_x' = pF' \Rightarrow Q_x\left(x\right) = p\left[F\left(x\right) - F\left(l\right)\right], \tag{5}$$

константа интегрирования определилась из граничного условия на верхнем торце: $Q_x(l)=0$. Заметим, что до потери устойчивости гофрированный стержень находится в сложном напряженном состоянии – в зависимости от функции $F(x)$, он может быть растянут или сжат, частично или полностью. Распределение осевых напряжений в нем можно найти по формуле:

$$\sigma_0(x)=Q_x(x)/S(x), \tag{6}$$

где $S(x)$ – площадь поперечного сечения стержня.

Для нахождения критического давления жидкости необходимо сначала проварьировать нелинейные уравнения стержня (2) вблизи этого состояния. Пусть нагрузка получает малое приращение $\tilde{\boldsymbol{q}}_H$, будем считать, что стержень остается при этом в плоскости x, y. Тогда малые приращения получают и все неизвестные функции системы (2): $\tilde{\boldsymbol{r}} \triangleq \boldsymbol{u}, \tilde{\varphi} \triangleq \vartheta, \tilde{\boldsymbol{Q}}, \tilde{M}$. Система уравнений (2) в вариациях примет вид:

$$\tilde{\boldsymbol{Q}}' + \tilde{\boldsymbol{q}}_H = 0,\ \tilde{M}' + \boldsymbol{k}\cdot\left(\boldsymbol{u}'\times\boldsymbol{Q} + \boldsymbol{r}'\times\tilde{\boldsymbol{Q}}\right)=0,\ \tilde{M}=a\vartheta',\ \boldsymbol{u}'=\tilde{\boldsymbol{e}}_1, \tag{7}$$

коэффициенты в ней определены состоянием перед варьированием: $\boldsymbol{Q}=Q_x(x)\boldsymbol{i},\ \boldsymbol{r}'=\boldsymbol{i}$. Варьируя выражение для орта касательной $\tilde{\boldsymbol{t}}=\tilde{\boldsymbol{e}}_1=\vartheta\boldsymbol{j}$, получим формулу для приращения внешней нагрузки:

$$\tilde{\boldsymbol{q}}_H = -p\left(F\tilde{\boldsymbol{t}}\right)' = -p\left(F\vartheta\right)'\boldsymbol{j}. \tag{8}$$

В проекциях из системы (7) для изгиба стержня имеем:

$$\tilde{Q}' = p\left(F\vartheta\right)',\quad \tilde{M}' - p\left[F(x)-F(l)\right]u' + \tilde{Q}=0,\quad \tilde{M}=a\vartheta',\quad u'=\vartheta. \tag{9}$$

Откуда следует

$$\tilde{M} + pF(l)u + C_1x + C_2 = 0. \tag{10}$$

Учитывая граничные условия в шарнирах $\tilde{M}(0)=\tilde{M}(l)=0$, и соотношение упругости, из (10) имеем:

$$au'' + pF(l)u = 0,\quad u(0)=u(l)=0. \tag{11}$$

Мы получили простейшую задачу на собственные значения. Заметим, что эта математическая постановка соответствует также задаче об устойчивости стержня на шарнирных опорах под действием осевой сжимающей силы $pF(l)$. Задача (11) имеет нетривиальные решения при выполнении равенства:

$$pF(l)=\pi^2 a/l^2. \tag{12}$$

Это известная формула Эйлера для критической сжимающей силы.

Жесткость стержня на изгиб обычно находят по формуле $a = EI$, где E – модуль Юнга материала, I – момент инерции сечения стержня. Но для гофрированного сильфона мы будем использовать эффективную жесткость постоянную по его длине.

Однако формула (12) верна только при условии выполнения соотношений упругости. Если начальное напряжение $\sigma_0(x)$ окажется достаточно большим, со значением вблизи предела пропорциональности материала, то связь между изгибающим моментом и кривизной в задаче (9) потребует корректировки. Хорошее совпадение с экспериментом показывает подход Энгессера-Шенли [6]: эту зависимость оставляют линейной, но вместо модуля Юнга при определении изгибной жесткости используют касательный модуль:

$$\tilde{M} = a_t \vartheta', \quad a_t = E_t I, \ E_t \equiv d\sigma / d\varepsilon. \tag{13}$$

Характерная связь между напряжениями и деформациями для стали показана на рисунке 3.

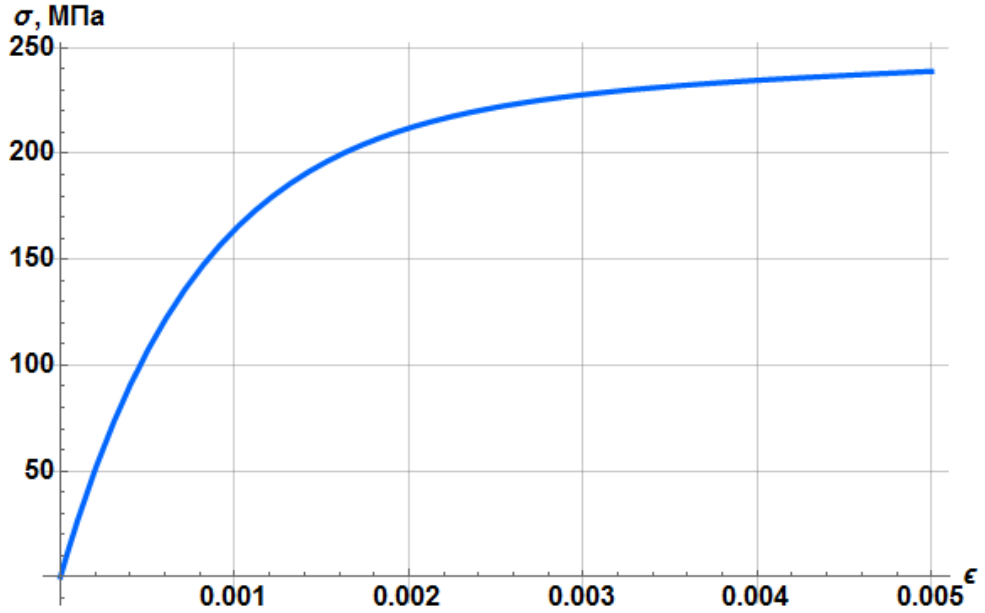


Рис.3. Диаграмма растяжения стали

При таком подходе, учитывая осевые напряжения (6), жесткость стержня становится функцией осевой координаты: $a_t(x) = E_t(\sigma_0) I$ и вместо задачи (11) имеем:

$$a_t(x) u'' + pF(l) u = 0, \qquad u(0) = u(l) = 0, \tag{14}$$

в общем случае задача (14) может быть решена только численно. Как и в работе [1], здесь она решается методом конечных разностей в системе компьютерной математики Mathematica [7].

4. Применение метода конечных элементов

Для оценки устойчивости металлических компенсаторов сильфонного типа под гидростатической нагрузкой обычно используют признанные во всем мире стандарты по их выбору и применению: американские EJMA и европейские UNI EN 14917.

В работах [8,9] предложен метод расчета сильфона компенсатора с учетом пластических свойств материала методом конечных элементов. Согласно этой методике задача определения критического давления, при котором становится возможным наличие смежных форм равновесия, сводится к поиску собственных значений следующего уравнения:

$$\left(K+\lambda_i S\right) X_i = 0, \tag{15}$$

где K – матрица жесткости модели, λ_i – множитель начальной нагрузки, X_i – вектор перемещений, S – геометрическая матрица жесткости модели.

Для случая, когда требуется учесть пластические свойства материала, матрица жесткости заменяется на тангенциальную матрицу жесткости, а процесс расчета сводится к итерационному поиску такой исходной нагрузки, чтобы множитель λ при решении задачи на собственные значения был равен единице.

Модель сильфона была построена в CAE-программе Ansys. Для расчета использована конечно-элементная сетка с 8-ми узловыми оболочечными (SHELL) элементами [10].

Для расчета устойчивости по формулам п.3 необходимо знать эффективную изгибную жесткость сильфона. Для этого можно, например, воспользоваться приемом, описанным в [11].

В данной работе жесткость была определена методом конечных элементов из решения дополнительной задачи статики. Один край модели был жестко защемлен, а второй край (при $x=L$) повернут на угол Θ. В результате решения задачи был найден момент M_L на свободном крае. Далее необходимая жесткость была вычислена по формуле для балки Кирхгофа:

$$a = M_L L/\Theta. \tag{16}$$

5. Численный расчет и сравнение результатов

Профиль гофрированного сильфона задается в виде:

$$\rho\left(x\right) = R + r\sin\left(\Omega x + \phi\right),\ \Omega = 2\pi/w, \tag{17}$$

где R, r – образующие радиусы, w – длина одного гофра. Расчет критического давления жидкости был проведен для следующих

параметров: $R = 7{,}5$ мм, $r = 3{,}25$ мм, $h = 0{,}5$ мм, $w = 10$ мм, $L = 210$ мм, $\phi = 4{,}71$(рис. 4). Материал – сталь с диаграммой растяжения, приведенной на рис. 3, и коэффициентом Пуассона $\nu = 0{,}3$.

Рис. 4. Геометрия сильфона

По формуле (16) определена эквивалентная жесткость сильфона на изгиб: a=2,77 МН·мм^2.

Критическое давление для сильфона из упругого материала, вычисленное методом конечных элементов, оказалось равным 14,9 МПа, расчет по формуле Эйлера (12) дал значение 10,9 МПа.

С учетом пластических свойств материала критическое давление уменьшилось до 9,1 МПа в конечно-элементной постановке и до 7,8 МПа при решении задачи (14) методом конечных разностей.

Различия в результатах расчета по оболочечной и стержневой модели оказались довольно большими. Для уменьшения этих расхождений необходимо учесть в стержневой модели податливость на растяжение-сжатие и сдвиг.

Заключение

Проведен анализ устойчивости гофрированного компенсатора под внутренним гидростатическим давлением. В первой части статьи сильфон моделируется стержнем с эффективной податливостью на изгиб. Посредством математического моделирования показано, что при упругом поведении сильфона критическое давление определяется по известной формуле Эйлера для сжатого осевой силой стержня. Если сильфон теряет устойчивость при напряжениях за пределом пропорциональности, то эта формула не работает. Необходимо скорректировать изгибную жесткость как функцию осевой координаты и решать соответствующую задачу на собственные значения.

Во второй части изложен вариант расчета критического давления на компенсатор, основанный на методе конечных элементов. Проведены расчеты с использованием оболочечных элементов.

Вычисления показали необходимость учета пластических свойств материала при расчете сильфона компенсатора на устойчивость, поправка к значению критического давления при учете пластических эффектов составляет более 30%.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

[1] Беляев А.К., Зиновьева Т.В., Смирнов К.К. "Теоретическое и экспериментальное исследование напряженно-деформированного состояния сильфонных компенсаторов как упругих оболочек // НТВ СПбГПУ. Физико-математические науки. 10(1) 2017, с. 9-19.

[2] Елисеев В.В., Зиновьева Т.В. Механика тонкостенных конструкций. Теория стержней: Учеб. пособие.– СПб.: Изд-во СПбГПУ, 2008. – 96 с.

[3] Елисеев В.В., Зиновьева Т.В. Нелинейно-упругая деформация подводного трубопровода в процессе укладки // Вычислительная механика сплошных сред. – 2012. Том 5, № 1. – С. 70-78.

[4] Бауэр С.М., Венатовская Л.А., Воронкова Е.Б. Основы теории устойчивости упругих систем. Учебное пособие. – СПб, Изд-во С.-Петерб. Ун-та, 2017. – 52 с.

[5] Елисеев В. В. Механика упругих тел. – СПб.: Изд-во СПбГПУ, 2003. – 336 с.

[6] Работнов Ю.Н. Сопротивление материалов / Изд.2. – М.: Ленанд, 2019. – 456 с.

[7] Borwein J.M., Skerritt M.B. An introduction to modern mathematical computing: with Mathematica. – Springer, 2012. – Vol. XVI. – 224 p.

[8] Tsukimori K., Iwata K. The Buckling Behavior of U-Shaped Bellows under Pressure Loads. – Int. J. Pres. Ves. and Piping 44, 1990. – p. 365-380.

[9] Смирнов К.К. Учет пластических свойств материала при расчете устойчивости сильфонных компенсаторов. – Нижний Новгород: АО “ОКБМ Африкантов”. Развитие технологии реакторов на быстрых нейтронах с натриевым теплоносителем, 2016. – С. 120-130.

[10] ANSYS Inc. PDF Documentation for Release 15.0

[11] ЗиновьеваТ.В. Вычисление эквивалентных жесткостей гофрированной тонкостенной трубы. Материалы 7-ой международной научно-практической конференции “Современное машиностроение: Наука и образование-2018”. 29–30 мая 2018. – СПб: Изд-во Политехн. ун-та, 2018. – С.311-321. DOI 10.1872/MMF-2018-27

T.V.Zinovieva[1], V.A.Piskunov[2] , K.K.Smirnov[3]

STABILITY OF U-SHAPED CORRUGATED EXPANSION BELLOWS OF ELASTIC-PLASTIC MATERIAL

[1,3]Institute for Problems in Mechanical Engineering,
Russian Academy of Sciences, Russia;
[2]Concern Avrora Scientific and Production Association JSC, Russia

Abstract

The problem of stability of the corrugated thin-wall expansion bellows under the hydrostatic internal load is considered. In order to find the critical fluid pressure, the bellows is modeled by a rod with equivalent bending stiffness. An analytical expression of the follower hydrostatic load is obtained for rod of variable cross section. Eigenvalue buckling problem for elastoplastic rod is set and solved with use of finite difference method.

An alternative approach is developed to calculate the critical pressure in the bellows by the finite element method. A computer model of the bellows is built and the bellows stability is analyzed in the Ansys software.

Key words: metal bellows, buckling, elastoplastic rods, follower hydrostatic load, finite difference method, finite element method.

REFERENCES

[1] Belyaev A.K., Zinovieva T.V., Smirnov K.K. Theoretical and experimental studies of the stress–strain state of expansion bellows as elastic shells. St. Petersburg Polytechnical University Journal: Physics and Mathematics 3, 2017. P. 7–14. https://doi.org/10.1016/j.spjpm.2017.03.003

[2] Eliseev V.V., Zinovieva T.V. Mechanics of thin-wall structures: theory of rods. Textbook. St. Petersburg, Polytechnic University Press, 2008. 96 p. (rus.)

[3] Eliseev V.V., Zinovieva T.V. Nonlinear-elastic strain of underwater pipeline in laying process. Computational Continuum Mechanics 5, № 1, 2012. p. 70-78. (rus.).

[4] Bauer S.M., Venatovskaya L.A., Voronkova E. B. Fundamentals of the theory of stability of elastic systems. Textbook. St. Petersburg, University Press, 2017. 52 p. (rus.).

[5] Eliseev V.V. Mechanics of Deformable Solids. St. Petersburg, Polytechnic University Press, 2003. 336 p. (rus.)

[6] Rabotnov Yu.N. Strength of materials. M.: Lenand, 2019. 456 p. (rus.).

[7] Borwein J.M., Skerritt M.B. An introduction to modern mathematical computing: with Mathematica. Springer, 2012. Vol. XVI. 224 p.

[8] Tsukimori K., Iwata K. The Buckling Behavior of U-Shaped Bellows under Pressure Loads. Int. J. Pres. Ves. and Piping 44, 1990. p. 365-380.

[9] Smirnov K.K. Accounting for plastic properties of the material for calculating the stability of bellows expansion joints. Nizhnij-Novgorod, AO "OKBM Afrikantov". The development of fast neutron reactor technology with sodium coolant, 2016. p. 120-130. (rus.).

[10] ANSYS Inc. PDF Documentation for Release 15.0

[11] Zinovieva T.V. Calculation of equivalent stiffness of corrugated thin-walled tube. Modern engineering: science and education. Proceedings of international scientific and practical conference "Modern Engineering: Science and Education - 2018". St. Petersburg, Polytechnic University Press, 2018. p. 311-321. (rus.). DOI 10.1872/MMF-2018-27

ISSN 2223-0807
Современное машиностроение: Наука и образование :
материалы 8-й Международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н.Евграфова и А.А. Поповича.- СПб.: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2019.

DOI 10.1872/MMF-2019-35
УДК 629.7

И. Н. Лукьяненко[1], Д. Ю. Ершов[2], А. А. Тыртычный[3], Е. Э. Аман[4]

РАЗРАБОТКА АЛГОРИТМА РАСЧЕТА ХАРАКТЕРИСТИК ИНЕРЦИАЛЬНЫХ ДАТЧИКОВ, РАБОТАЮЩИХ В РЕЖИМЕ АВТОКОЛЕБАНИЙ

[1]Ирина Николаевна Лукьяненко
Санкт-Петербургский государственный университет аэрокосмического приборостроения
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: 8(921)8904768, E-mail: irina.n.lukyanenko@gmail.com

[2]Дмитрий Юрьевич Ершов
Санкт-Петербургский государственный университет аэрокосмического приборостроения
Санкт-Петербургский горный университет,
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: 8(921)5982462, E-mail: fetcat@mail.ru

[3]Алексей Анатольевич Тыртычный
Санкт-Петербургский государственный университет аэрокосмического приборостроения
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: 8(812)3719173, E-mail: alekseyguap@mail.ru

[4]Елена Эдуардовна Аман
Санкт-Петербургский государственный университет аэрокосмического приборостроения
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: 8(911)1029377, E-mail: anhelena7@gmail.com

Аннотация

В статье рассматривается алгоритм расчета и имитационного моделирования инерциального датчика первичной информации с компенсирующим преобразователем магнитоэлектрического или электромагнитного типа. Рассмотрены вопросы динамических процессов, возникающих в микромеханических устройствах на примере датчика первичной информации при наступлении автоколебательных режимов.

Приведены результаты имитационного моделирования основных режимов датчика первичной информации и их сравнение с математической моделью. Доказана адекватность проводимых научных исследований.

Ключевые слова: микромеханика, планарные технологии, нанотехнологии, автоколебания электромеханических систем, акселерометр, датчик, компенсационный преобразователь, компенсационный метод, имитационное моделирование, динамика электромеханических систем, амплитудно-частотная характеристика, нелинейные механические системы.

Технические решения, определяемые концепцию построения микромеханических инерциальных датчиков первичной информации (ДПИ), оказывают существенное влияние на выбор типов и конструкций элементов приборов. В частности, минимизация массогабаритных характеристик обеспечивается использованием планарных технологий, что, в свою очередь, делает наиболее целесообразным построение приборов на базе электростатических, оптоэлектронных, волоконно-оптических и других элементов, достаточно просто реализуемых в рамках указанных технологий. При этом очевидна тенденция к созданию электромеханических приборов компенсационного типа, поскольку компенсационный метод измерения обеспечивает высокую точность измерениях [1].

По результатам разработок микромеханических инерциальных датчиков с емкостными преобразователями стали наиболее заметны их недостатки:

а) чрезмерная минимизация габаритов приборов привела к существенной потере их чувствительности к входному воздействию и увеличению влияния помех разного рода,

б) использование емкостных силовых преобразователей, имеющих исключительно малые силовые характеристики, приводит к необходимости использования резонансных режимов работы приборов, а также требует уменьшения массы чувствительных элементов.

в) малость геометрических размеров подвижных чувствительных элементов приборов и их реакция на воздействия измеряемых физических величин в виде микро и нанoперемещений приводят к проблеме сверхточных измерений емкостей и их приращений.

Для улучшения характеристик ДПИ необходим поиск принципиально новых схемотехнических и конструктивных решений.

Актуальными являются исследования, направленные на поиски путей построения датчиков с использованием новых физических принципов и эффектов [2, 3, 4, 5], лежащих в основе работы приборов, дающих возможность повышения точностных характеристик и реализующих

нетрадиционные решения в плане формирования цифрового сигнала на выходе приборов.

Для акселерометра ИМ является чувствительным элементом, обеспечивающим взаимодействие датчика с измеряемой физической величиной (процессом) и формирует входное воздействие, прикладываемое к подвижному узлу (ПУ). Силовая обратная связь формирует компенсирующее воздействие, которое из-за наличия релейного элемента, имеет импульсную форму. Автоколебания ПУ поддерживаются поступлением энергии от источника тока (напряжения), которое является регулятором движением самой системы. При этом силы, создаваемые компенсирующим преобразователем (КП), будут иметь знакопеременный характер, вызывающий колебания ПУ [4, 6, 7].

Достаточно новыми являются конструкции ДПИ, в которых использованы компенсационные преобразователи магнитоэлектрического типа с плоской катушкой, размещенной на инерционной массе, и постоянным магнитом на корпусе [5, 10]. Анализ исследований показал, что такие микромеханические акселерометры (ММА) могут иметь достаточно высокие метрологические характеристики [6, 7, 9, 10]. Однако недостатком таких конструкций является необходимость подведения тока (напряжения) через торсионы к плоским катушкам [6, 9]. Именно это обстоятельство и является идеей разработки принципиально новой для микромеханических приборов конструктивной схемы прибора, в которой компенсирующий преобразователь является «обращенным», то есть с магнитом на подвижной части и неподвижными плоскими катушками (токоповодящими дорожками), напыленными на основании и крышке ММА. На рисунке 1 представлена конструктивно-кинематическая схема ММА «обращенной» схемы, где показаны инерционная масса (ИМ), выполненная из кремния с нанесенным покрытием из магнитотвердого материала (например, Sm-Co [5]) и представляющая собой постоянный магнит (1), плоские катушки с током (2), крышка и основание прибора с полюсными наконечниками, представляющие собой магнитопровод (3). Инерционная масса совершает автоколебания вдоль оси OX, размещенная на упругих подвесах (4) [10].

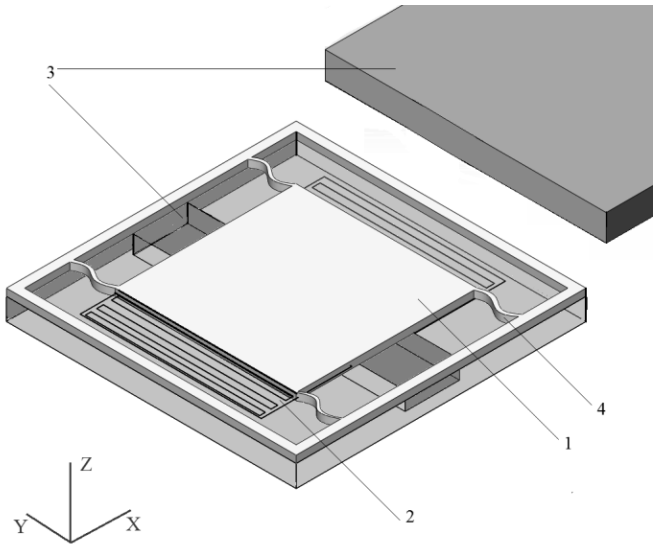


Рис.1. Конструктивно-кинематическая схема «обращенного» ММА

Для возбуждения автоколебаний в контур прибора вводится нелинейное звено с известными статическими характеристиками. Эта нелинейность поглощает все остальные (часто неизвестные) нелинейности [3, 4, 8].

Рассматриваемая система может быть отнесена к нелинейным автоматических системам первого класса [8, 11, 12], тогда

$Q(p) + R(p)\Phi(x, px) = 0,$ (1)

где $Q(p)$ и $R(p)$ – операторные многочлены с вещественными постоянными коэффициентами. $\Phi(x, px)$.

Наличие периодического движения ПУ дает возможность использовать для оценивания характеристик системы метод гармонической линеаризации, который позволяет представить нелинейную функцию в виде

$\Phi(x, px) = qx + q'px$, (2)

где q и q' коэффициенты гармонической линеаризации зависящие от вида нелинейности.

В общем случае уравнение, описывающее движение ПУ будет иметь вид

а) при линейном перемещении

$$m\ddot{x} + \mu_x \dot{x} + c_x x = F(x) \quad (3)$$

б) при угловом перемещении

$J\varphi'' + \mu\varphi' + c\varphi = M(\varphi)$ (4)

m – масса, J – момент инерции, μ – коэффициент демпфирования, c – коэффициент жесткости упругих подвесов

Оба приведенных уравнения можно представить в виде [11, 12]

$(T_1^2 p^2 + 2\xi T_1 p + 1)x = F(x)$,

где $T_1 = \sqrt{\frac{m}{c_x}}$, или $\left(T_1 - \sqrt{\frac{J}{c_\phi}} \right)$, $F(x) = \frac{k_{КП}}{T_2 p + 1} U_{КП}(x)$, а $k_{КП}$ – коэффициент преобразования компенсирующего преобразователя.

Метод гармонической линеаризации особенно удобен для исследований автоколебательных систем, поскольку физические предпосылки, заложенные в основу метода, базируются именно на наличии периодического сигнала на входе нелинейной части системы [9].

Таким образом, уравнение (1) можно переписать следующим образом

$$[(T_2 p + 1)(-T_1^2 p^2 + 2\xi T_1 p + 1) + k_{ДС}(q + q'p)]x = 0, \qquad (5)$$

где

$$T_1 = \sqrt{\frac{m}{c_x}}, \qquad \xi = \frac{\mu_x}{2\sqrt{mc_x}}, \qquad k_{ДС} = \frac{F_a}{U_{ДС_m}} = 0,00092 \frac{H}{B}$$

.

Постоянная времени T_2 может быть рассчитана следующим образом

$T_2 = L/R$,

где L – индуктивность, R – сопротивление обмотки КП.

$$L = 2 \cdot 10^{-7} \cdot (n \cdot l + 2b_0) \cdot \left(ln \frac{4l}{b} - 0,75 \right)$$

На этапе предварительного анализа или синтеза системы, весьма удобно использовать частотный способ определения параметров периодического решения, основанный на исследовании амплитудно-фазовой частотной и амплитудной характеристики системы [8], которые определяются соотношением

$$W(i\Omega) = W_л(i\Omega) W_н(A)$$

Наличие в характеристическом уравнении замкнутой системы пары чисто мнимых корней по критерию устойчивости Найквиста соответствует прохождению системы через точку (-1, 0). Следовательно, периодическое решение определяется равенством

$$W_л(i\Omega) W_н(A) = -1$$

Амплитудно-частотная характеристика (АФХ) системы может быть получена на основе (1) и (2).

$$W_л(i\Omega) = -\frac{1}{W_н(A)} \qquad (6)$$

АФХ линейной части системы имеет вид

$$W_л(i\Omega) = \frac{k_{ДС}}{(T_2 i\Omega + 1)(-m\Omega^2 + \mu_x i\Omega + c_x)}$$

Амплитудная характеристика (АХ) нелинейной части системы имеет вид

$$W_н(A) = q + jq'$$

В качестве апробации предлагаемого метода были проведены расчеты характеристик собственного движения ИМ акселерометра, параметры которого приведены в табл. 1.

Таблица 1. Параметры ММА

Обозначение параметра	Значение параметра
Масса ИМ, m, кг	$4{,}15\cdot10^{-6}$
Сила Ампера, F_a, Н	0,37
Ширина гистерезисной петли, x_m, м	$40\cdot10^{-6}$
Величина напряжения, $U_{\text{пДС}}$, В	5
Постоянная времени магнитоэлектрического ДС, T_2, с	10^{-8}

Результаты расчета в виде графиков приведены на рис. 2.

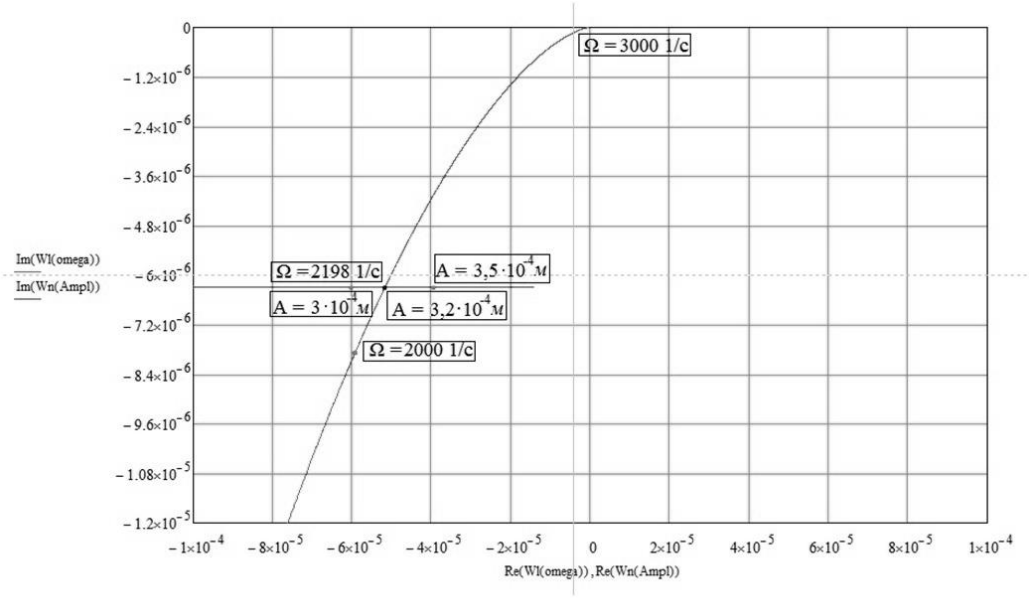


Рис. 2. Графики $W_l(i\Omega)$ и $W_n(A)$, отображенные на комплексной плоскости

Точка пересечения данных графиков определяет искомое решение:

а) значение циклической частоты Ω в данной точке, Ω = 2198 1/с = 350 Гц ,

б) значение амплитуды А. В приведенном примере эти значения равны: $A = 3{,}2\cdot10^{-4}$ м

Результаты, полученные при графоаналитическом решении, (амплитуда и частота автоколебаний), становятся основой для дальнейшего исследования, так как, опираясь на них можно подобрать значения коэффициентов жесткости и демпфирования, варьируя этими величинами при компьютерном моделировании с разными их значениями до получения требуемых частоты и амплитуды.

В автоколебательном ММА был использован магнитоэлектрический ДС, постоянная времени T_2 которого должна быть учтена. Данный ДС может быть описан, как апериодическое звено первого порядка [13, 14].

Динамика системы и её переходные функции могут быть исследованы с использованием имитационного моделирования.

Методом подбора коэффициентов при научных исследованиях удалось добиться частоты автоколебаний 350 Гц и амплитуды - $3{,}2 \cdot 10^{-4}$ м, что совпадает со значениями, полученными при графоаналитическом методе, при этом значение коэффициента демпфирование оказалось равным $\mu_x = 8 \cdot 10^{-4}$ Н·с/м, а коэффициента жесткости подвесов $c_x = 5$ Н/м.

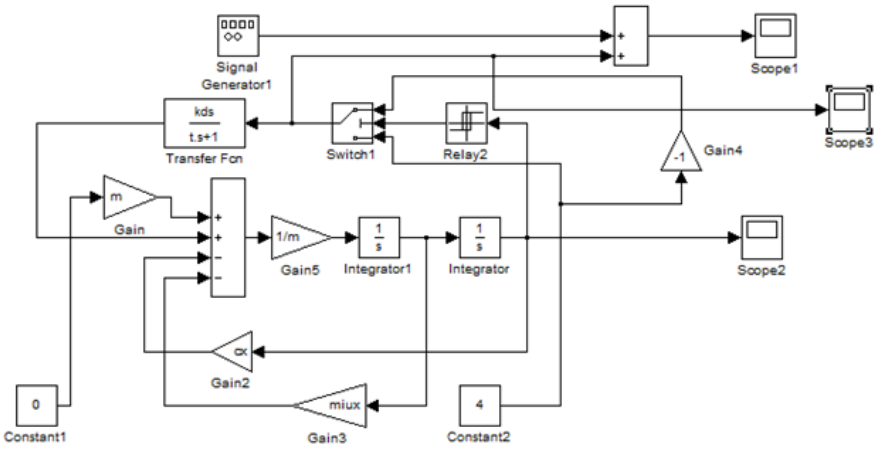


Рис.3. Имитационная модель ММА

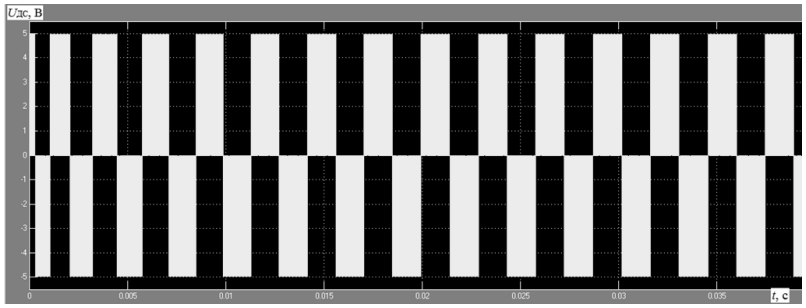


Рис. 4. Формирование импульсов при нулевом входном воздействии

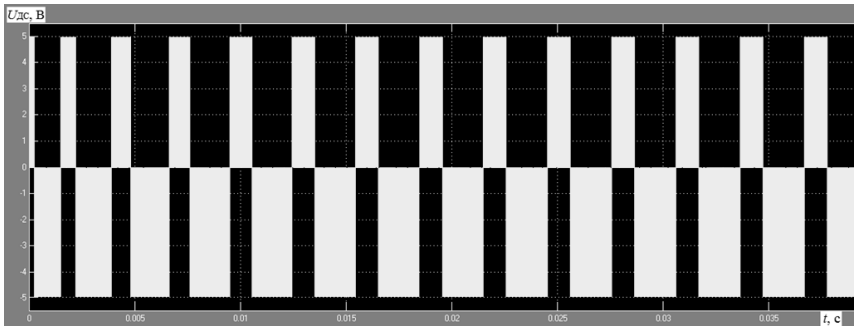


Рис.5. Формирование импульсов при входном воздействии 40g

Сравнивая графоаналитическое решение поставленной задачи с результатами проведенного имитационного моделирования в научно-исследовательской лаборатории университета, получен адекватный результат, доказывающий о правильности разработанной методики оценивания основных характеристик ДПИ, работающих в автоколебательных режимах с предлагаемой математической моделью.

Дальнейшая последовательность выполнения аналитического расчета и имитационного моделирования является закономерной в решении задач разработки нового микромеханического оборудования. В настоящее время определены некоторые параметры проектируемого устройства (его габаритные размеры, материалы изготовления отдельных элементов), что позволяет провести расчет силы тока в проводниках, индукции магнита и индукции в воздушном зазоре. Благодаря имитационному моделированию осуществляется подбор параметров для дальнейшего расчета. Коэффициент демпфирования и жесткость подвесов при известных в настоящее время величинах становятся исходными данными для дальнейших исследований.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

[1] *Боднер В.А*. Приборы первичной информации. – М.: Машиностроение, 1981. – 344с.

[2] *Thomas B. Jones, Nenad G.* Nenadic Electromechanics and MEMS – Cambridge University Press, - 2013 - 577 с.

[3] *Новиков П.В., Новиков В.В., Шейпак А.А.* Интегрированная навигационная система наземного транспортного средства // Научная электрон, б-ка. 2015. URL: https://elibrary.ru/item.asp?id=25113509 / (дата обращения: 20.11.2018).

[4] Андриенко П. А., Каразин В.И., Козликин Д.П., Хлебосолов И.О. О воспроизведении гармонического воздействия резонансным методом // 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, С. 89-98.

[5] *D. R. SapateC. M. KaleA. A. PanditK. M. Jadhav* Structural, magnetic and magnetoelectric properties of the magnetoelectric composite material // Springer Link, 2014. URL: https://link.springer.com/article/10.1007/s10854-014-1938-7 / (дата обращения: 15.11.2018)

[6] Линейный микроакселерометр: пат. 2410703 Рос. Федерация. № 2009125120/28; заявл. 30.06.2009; опубл. 27.01.2011, Бюл. № 3. 8 с. :ил.

[7] Линейный микроакселерометр: пат. 2561303 C1 Рос. Федерация. № 2014124052/28; заявл. 11.06.2014; опубл. 27.08.2015, Бюл. №24. – 8 с. : ил.
[8] *Браславский Д.А.* Приборы и датчики летательных аппаратов. – М.: Машиностроение, 1970, 391 с.
[9] Угловой акселерометр: пат. 239915 C1 Рос. Федерация. № 2009116309/28; заявл. 28.04.2009; опубл. 20.09.2010, Бюл. № 26. – 9 с. : ил.
[10] Линейный акселерометр: пат. 2509307 C1 Рос. Федерация. № 2012125448/28; заявл. 19.06.2012; опубл. 10.03.2014, Бюл. № 7. – 7 с. : ил.
[11] Пальтов И.П. Качество процессов и синтез корректирующих устройств в нелинейных автоматических системах. – М: Наука, 1975, 368 с.
[12] *Пальтов И. П., Попов Е. П.* Приближенные методы исследования нелинейных автоматических систем. – М: Физматгиз, 1960. 792 с.
[13] *М. Я. Израилович, А. Н. Обухов, Р. Имаш* Генерация устойчивых автоколебаний высокой интенсивности при наличии нелинейной упругости и двух источников возбуждения // Научная электрон, б-ка. 2015. URL: https://elibrary.ru/item.asp?id=11618929 / (дата обращения: 20.11.2018)
[14] *Бесекерский В.А., Попов Е.П.* Теория систем автоматического регулирования. - М: Наука, 1975. 768 с.

I. N. Lukyanenko[1], D. Yu. Ershov[1,2], A. A. Tyrtychny[1], E. E. Aman[1]

ALGORYTHM FOR AUTO-OSCILLATING INERTIAL SENSOR PARAMETERS CALCULATION

[1]St. Petersburg State University of Aerospace Instrumentation
[2]St. Petersburg Mining University

Abstract

The paper discusses algorithms for calculation and modeling of primary inertial sensor with magneto-electric or electro-magnetic compensatory converter. It studies the dynamic processes of auto-oscillating mode in primary inertial sensors as exemplary for Micro Electro-Mechanical Systems (MEMS). The results of primary inertial sensor multiscale modeling are compared to its mathematical model proving the relevance of the study.

Key words: Micro Electro-Mechanical Systems (MEMS), planar technologies, nanotechnologies, auto-oscillation in MEMS, accelerometer,

sensor, compensatory converter, compensation, modeling, MEMS dynamics, amplitude-frequency, nonlinear mechanical system

REFERENCES

[1] *V. Bodner*Primary information sensors. – Moscow: Mashinostroyenie,1981.

[2] *Thomas B. Jones, Nenad G.* Nenadic Electromechanics and MEMS – Cambridge University Press, - 2013

[3] *P .Novikov, V. Novikov, A. Sheipak* Integrated navigation system of ground vehicle // Electronic scientific lib. 2015. URL: https://elibrary.ru/item.asp?id=25113509 / (on 20.11.2018).

[4] P. A. Andrienko, V.I. Karazin, D.P. Kozlikin, I.O, Khlebosolov About implementation harmonic impact of the resonavce method // Modern mechanical engineering: Science and education.: materialy 7-j megdunarodnoy nauchno-prakticheskoy konferencii / Pod red. A.N.Evgrafova i A.A.Popova / - SPb: Izd-vo Politehn.un-ta, 2018.- P.89-98.

[5] *D. R. Sapate, C. M. Kale, A. A. Pandit, K. M. Jadhav* Structural, magnetic and magneto-electric properties of the magneto-electric composite material // Springer Link, 2014. URL: https://link.springer.com/article/10.1007/s10854-014-1938-7 / (on 15.11.2018)

[6] Linear MEMS accelerometer: Patent 2410703 Russian Federation. № 2009125120/28; appl. 30.06.2009; pub. 27.01.2011, Bul. № 3. 8 p. :illustr.

[7] [7] Linear MEMS accelerometer: Patent 2561303 C1 Russian Federation. № 2014124052/28; appl. 11.06.2014; pub. 27.08.2015, Bul.. №24. – 8 p. : illustr.

[8] *D. Braslavsky* Air vehicles instruments and sensors. – Moscow: Mashinostroyenie, 1970.

[9] Angular accelerometer: Patent 239915 C1 Russian Federation. № 2009116309/28; appl. 28.04.2009; pub. 20.09.2010, Bul. № 26. – 9 p. : illustr.

[10] Linear accelerometer акселерометр: Patent 2509307 C1 Russian Federation. № 2012125448/28; appl. 19.06.2012; pub. 10.03.2014, Bul. № 7. – 7 p. : illustr.

[11] *I. Paltov* Process quality and correction synthesis in nonlinear automatic systems. – M: Nauka, 1975.

[12] *I. Paltov , E. Popov* Approximation in studies of nonlinear automatic systems. – M: Fizmatgiz, 1960.

[13] *M. Izrailovich, A. Obukhov, R. Imash* Generation of wide-range stable auto-oscillation with non-linear elasticity and two drivers // Electronic scientific lib. 2015. URL: https://elibrary.ru/item.asp?id=11618929 / (on 20.11.2018)

[14] *V. Besekersky, E. Popov* Auto-regulating systems theory. M: Nauka, 1975.

ISSN 2223-0807
Современное машиностроение: Наука и образование:
материалы 8-й международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н.Евграфова и А.А. Поповича. - СПб.: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2019.

DOI 10.1872/MMF-2019-36
УДК 621.5: 620.1

М.А. Скотникова[1], А.А. Стрельникова[2], Г.В. Иванова[3], А.А. Попов[4], И.С. Сюндюков[5]

ЛОКАЛИЗАЦИЯ ПЛАСТИЧЕСКОЙ ДЕФОРМАЦИИ В АУСТЕНИТНОЙ СТАЛИ ПРИ НИЗКОТЕМПЕРАТУРНОМ ЦИКЛИРУЮЩЕМ НАГРУЖЕНИИ

[1] Скотникова Маргарита Александровна
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (921)987-8752, E-mail: skotnikova@mail.ru

[2] Стрельникова Ангелина Анатольевна
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (981)1452927, E-mail: strelnikova.angelina@bk.ru

[3] Иванова Галина Валерьевна
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (921)575-9143, E-mail: galura@yandex.ru

[4] Попов Александр Александрович
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (911)086-40959, E-mail: alexandr-popov92@mail.ru

[5]Сюндюков Ильнур Салаватович
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (911)1315655, E-mail: ilnursyundyukov@gmail.com

Аннотация

С применением электронной микроскопии, изучена неустойчивость (локализация) пластической деформации в аустенитной стали ЧС-52 при низкотемпературном циклирующем нагружении сварных сосудов, предназначенных для транспортировки и хранения криогенных жидкостей для увеличения их срока службы.

Показано, что с понижением температуры деформирования от 293 К (комнатной) до 20 К, сталь ЧС-52 интенсивно упрочняется, а ее характеристики пластичности уменьшаются, в тоже время оставаясь на достаточно высоком уровне. Чем ниже температура деформирования и меньше величина циклирующего нагружения, тем через большее число циклов наступает локализация пластической деформации и достигается разрушение образца.

Ключевые слова: аустенитная сталь, низкие температуры, электронная микроскопия, усталость, срок службы.

1. Введение

Известно, что долговечность и надежность машин и механизмов во многом определяются сопротивлением их материала к преждевременной локализации пластической деформации и к зарождению в этих местах трещин, способных к распространению.

Переход от однородной пластической деформации к локализованной, в подавляющем большинстве случаев, детали машин претерпевают со снижением температуры испытания, с увеличением скорости нагружения, под воздействием циклирующих нагрузок (усталости, пар трения, вибраций, скоростной лезвийной обработки), особенно из материалов с низкой энергией дефекта упаковки (например, из высоколегированных аустенитных сталей или титановых сплавов) [1-10].

Характерной особенностью низкотемпературного деформирования сплавов, является возникновение в них сильновозбужденного упругонапряженного поля и формирование неравновесных твердых растворов, пересыщенных легирующими элементами и точечными дефектами. В этих условиях диссипация энергии проявляется в возникновении дополнительных эффектов массопереноса (высокоскоростных дрейфовых перескоков), в появлении метастабильных структур и фаз [11-12].

Поэтому, для разработки и исследования сварных сосудов, предназначенных для транспортировки и хранения криогенных жидкостей (см. рис. 1), были проведены низкотемпературные испытания и электронно-микроскопические исследования.

Рис.1. Сварной сосуд, предназначенный для транспортировки и хранения криогенных жидкостей

Цель данной работы заключалась в изучении неустойчивости (локализации) пластической деформации в аустенитной стали ЧС-52 при низкотемпературном циклирующем нагружении сварных сосудов, предназначенных для транспортировки и хранения криогенных жидкостей для увеличения их срока службы.

2. Методика и материалы

Стали для криогенной техники должны обеспечивать необходимую прочность в сочетании с высокой вязкостью и пластичностью, обладать малой чувствительностью к концентрации напряжений и низкой склонностью к хрупкому разрушению. Учитывая технологию изготовления изделий, работающих при низких температурах, такие стали должны обладать хорошей свариваемостью и высокой коррозионной стойкостью. Поэтому материалом для исследования была выбрана хромоникелевая аустенитная сталь ЧС-52 (07Х13Н4АГ20), см. табл. 1.

Таблица 1. Химический состав аустенитной стали 07Х13Н4АГ20

Марка стали	Массовая доля, %							
	C	Si	S	P	Cr	Mn	Ni	N
	Не более							
07Х13Н4АГ20	0,07	0,6	0,025	0,035	12,0–14,8	19,0–22,0	3,8–5,3	0,08–0,18

В работе исследовано влияние малоцикловой усталости на структуру аустенитной стали после испытаний при комнатной температуре на воздухе (293 К), в жидком азоте (77 К) и в жидком гелии (4,2 К).

Материал в исходном состоянии представлял собой листовой полуфабрикат толщиной 12 мм после аустенизации длительностью 0,5 ч при температуре 1050 °С и охлаждения в воде. Цилиндрические

пятикратные образцы (без надреза) с диаметром рабочей части 4 мм вырезали поперек направления прокатки. Циклические испытания при отнулевом растяжении с частотой 15…20 цикл/мин производили на машине УМ7-10ТМ при скоростях нагружения 0,58…57,9 мм / мин.

Структурные исследования проводили с помощью микровизера металлографического инвентированного μVizo-MET-221 и просвечивающего электронного микроскопа ЭМ-200 с привлечением микродифракционного анализа.

3. Результаты работы

Как показали *стандартные механические испытания* на активное растяжение, рис.2, с понижением температуры деформирования от 293 К (комнатной) до 20 К, сталь ЧС-52 интенсивно упрочнялась (повышались предел прочности σ_B и предел текучести $\sigma_{0,2}$), а ее характеристики пластичности (относительные сужение Ψ и удлинение δ) уменьшались, в тоже время оставаясь на достаточно высоком уровне.

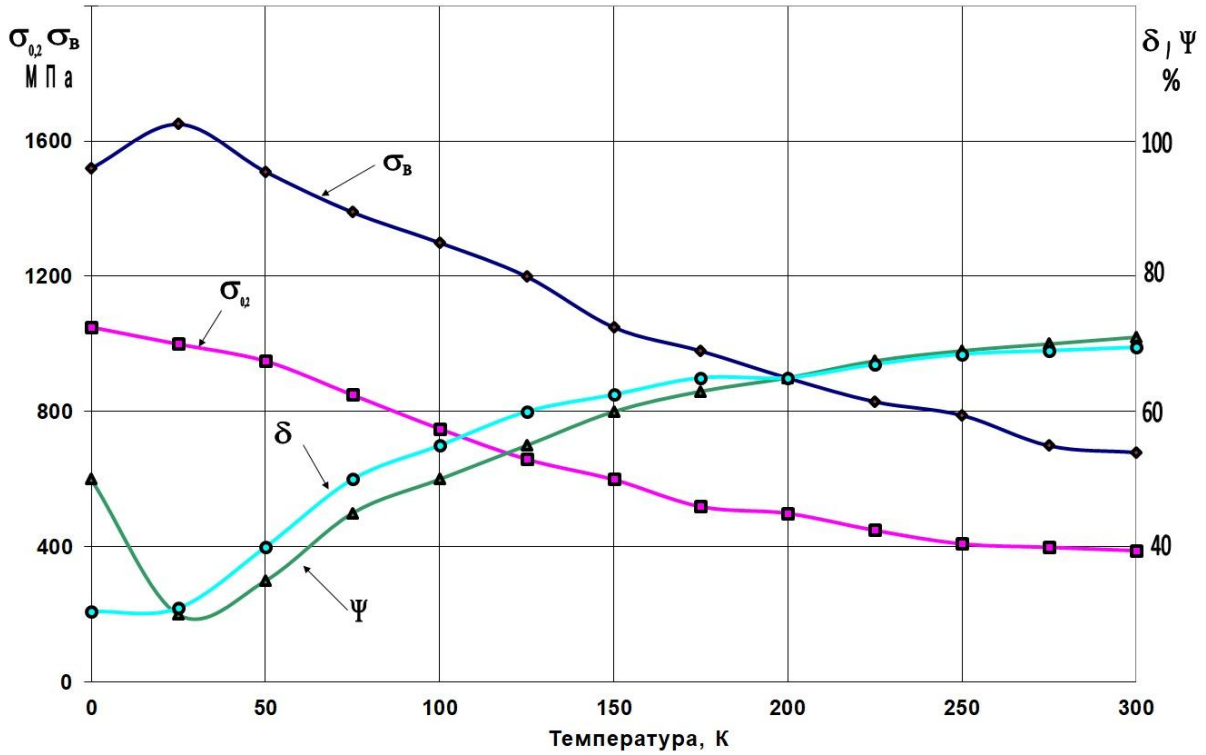


Рис. 2. Результаты стандартных механических испытаний на растяжение стали ЧС-52 (07Х13Н4АГ20) при температурах от 4,2 до 293 К.

Однако, при переходе от 20 К до 4,2 К, наблюдали снижение временного сопротивления разрыву на 120 МПа и резкое возрастание

относительного сужения стали от 30 % до 50 %. При этом значения предела текучести и относительного удлинения изменялись мало.

Малоцикловую усталость структуры стали ЧС-52, изучали на базе 10^4 циклов нагружения. Как видно из рис. 3, кривая циклической ползучести, полученная *при температуре 293 К* под действием приложенного циклирующего напряжения 0,96 σ_B состояла из трех участков: неустановившейся, установившейся и ускоренной ползучести. С увеличением приложенного напряжения от 0,97 σ_B до 0,99 σ_B, ход кривых накопленной пластической деформации становился более ускоренным.

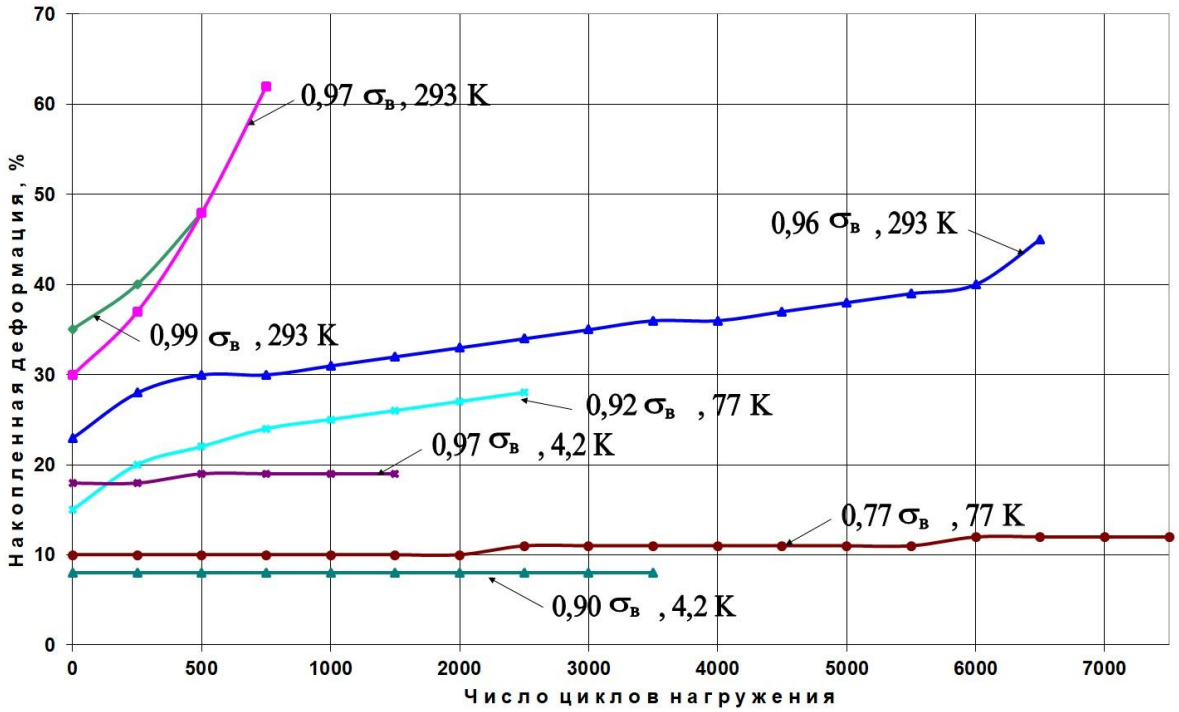


Рис. 3. Кривые циклической ползучести при различных температурах и величинах приложенного циркулирующего напряжения: 0,96…0,99 σ_B, 293 К; 0,77…0,92 σ_B, 77 К; 0,90…0,97 σ_B, 4,2 К стали ЧС-52 (07Х13Н4АГ20).

Кривые циклической ползучести, полученные *при температуре 77 К* с увеличением приложенного циклирующего напряжения 0,77 σ_B и 0,92 σ_B состояли из участков установившейся и неустановившейся ползучести, соответственно, рис.3.

Кривые циклической ползучести, полученные *при температуре 4,2 К* с увеличением приложенного циркулирующего напряжения от 0,90 до 0,97 σ_B состояли из участков установившейся ползучести и отличались лишь уровнем накопленной пластической деформацией, рис.3.

Структура стали ЧС-52 в исходном состоянии, рис.4, содержала зерна аустенита с хаотически расположенными дислокациями, со средней плотностью 10^6 см$^{-2}$. Дислокации нередко были расщеплены, что

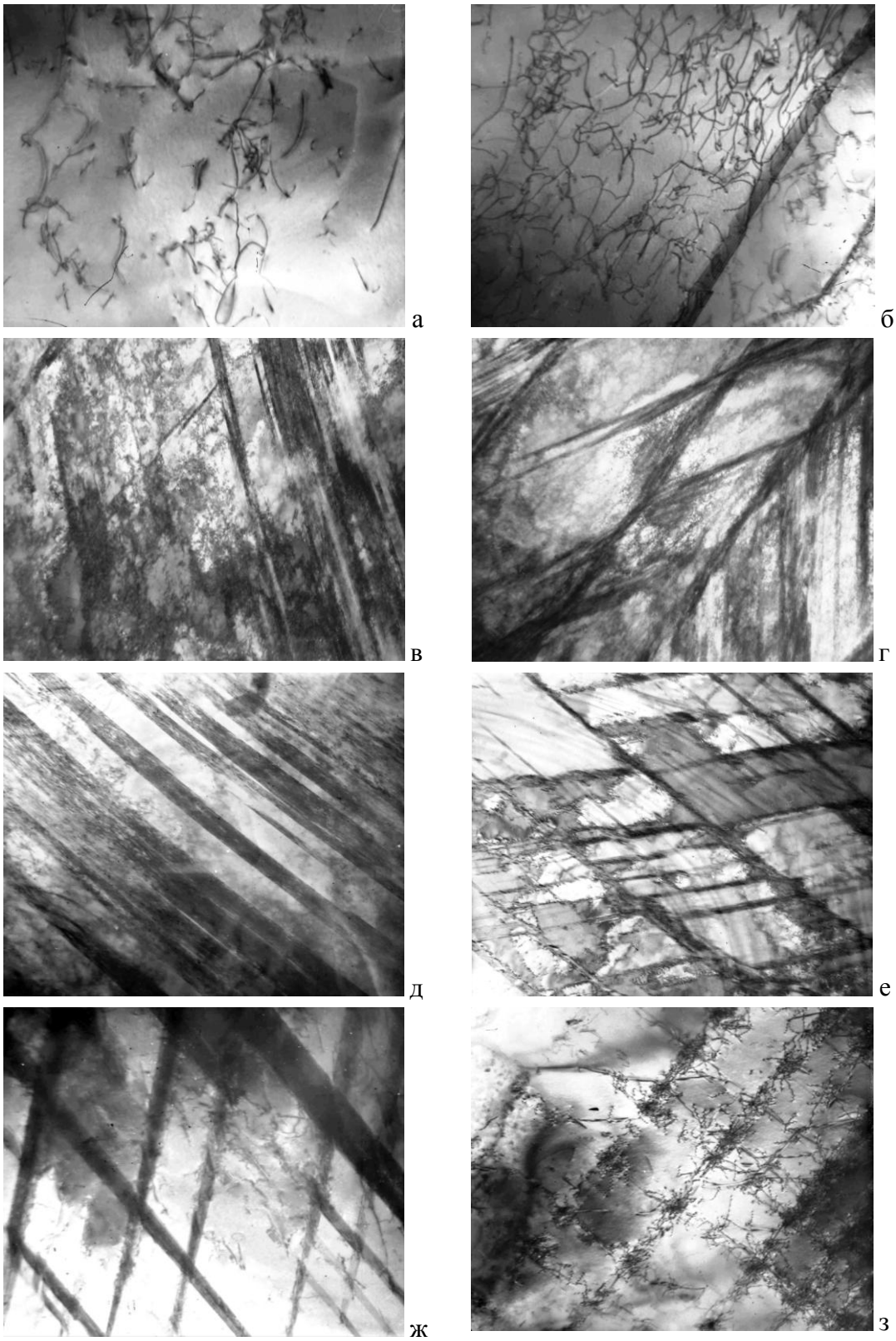


Рис.4. Электронно-микроскопические изображения структуры стали ЧС-52 в исходном состоянии (а, б) и после циклических испытаний: при 293 К, 1000 циклов (в), 2200 циклов (г); при 77 К, 100 циклов (д); 6600 циклов (е); при 4,2 К, 207 циклов (ж); 3530 циклов (з). х20000 (а, г, е, ж), х30000 (б, в, д, з).

свидетельствовало о низкой энергии дефекта упаковки (э.д.у.) стали, рис. 4, а. Вторых фазовых выделений в аустените не наблюдали, рис. 4, б.

Циклическое нагружение при температуре 293 К показало, рис. 4, что при $\sigma = 0{,}96\ \sigma_B$ увеличение числа циклов от 1000 рис. 4, в, до 2200, рис. 4, г, приводило к появлению 2-ой системы скольжения, в местах пересечения которых, создаются условия для *локализации деформации*, усиления поворотных (ротационных) мод деформации, рис.4, г и зарождения микротрещин.

Циклическое нагружение при температуре 77 К показало, рис. 4, что при $\sigma = 0{,}77\ \sigma_B$, уже при 100 циклов испытания формировались полосы скольжения с более резкими очертаниями, рис.4, д, по сравнению со структурой полученной при 293 К, рис.4, в. Это можно объяснить тем, что при комнатной температуре полосы скольжения формировались единовременно и однородно по объёму образца, рис.4, в. В то время как при азотной температуре, полосы скольжения формировались не единовременно, поэтому полосы с повышенной плотностью дислокаций, где локализация деформации произошла раньше, по сравнению с полосами с меньшей дислокационной плотностью, имели более резкие очертания, рис.4, д.

При температуре 77 К увеличение числа циклов от 100, рис. 4, д, до 6600, рис. 4, е, приводило к появлению 2-ой системы скольжения, в местах пересечения которых, создаются условия для *локализации деформации,* и к выравниванию дислокационной плотности в свободных от них областях. Увеличение дислокационной плотности сопровождалось образованием отдельных сплетений, клубков, вплоть до формирования прямоугольных ячеистых структур, причем границы ячеек были вытянуты вдоль кристаллографических направлений, соответствующих скольжению по призматическим плоскостям, рис.4, е. Дислокации так перераспределялись в объеме зерна, что их сплетения образовывали размытые стенки (границы) между параллельными рядами плоских скоплений в своих (двух) пересекающихся системах скольжения, рис.4, е.

Циклическое нагружение при температуре 4,2 К, рис. 4, показало, что при $\sigma = 0{,}90\ \sigma_B$, увеличение числа циклов от 207, рис. 4, ж, до 3530, рис. 4, з, приводило к распаду плоских дислокационных скоплений и формированию прямоугольных ячеистых структур. Многостадийного распада аустенита при этих температурах не наблюдали, а потому, выделяемая энергия затрачивалась на разогрев. О возможных локальных разогревах вдоль линий скольжения можно судить по следам полигонизации дислокации в отдельных участках.

4. Заключение

Таким образом, как показали полученные результаты с привлечением просвечивающей электронной микроскопии, с понижением низкотемпературного циклирующего нагружения в рабочем интервале от 293 до 20 К, в материале сварных сосудов, предназначенных для транспортировки и хранения криогенных жидкостей, не происходит качественных изменений в характере деформации и разрушения стали ЧС-52. Интенсивность процессов накопления пластического деформирования изменяется только количественно.

Известно, что долговечность и надежность машин и механизмов во многом определяются сопротивлением их материала к преждевременной локализации пластической деформации и к зарождению в этих местах трещин, способных к распространению.

Чем ниже температура деформирования и меньше величина циклирующего нагружения, тем через большее число циклов наступает локализация пластической деформации и достигается разрушение образца.

При этом способность сопротивляться циклической ползучести не изменяется, а разрушение также, как и при комнатной температуре, происходит в результате образования и развития до критической величины усталостной трещины. Изменяется (замедляется) только кинетика (интенсивность) накопления пластического деформирования. Разрушение объясняется усилением при низких температурах локализации пластической деформации в отдельных зонах пересечения полос скольжения и, как следствие, усилением ротационных мод.

С понижением температуры во время циклической ползучести стали резко снижается ее способность к накоплению остаточной деформации. Это происходит в связи с тем, что основная часть накопленной деформации реализуется в первом цикле нагружения. Увеличение числа циклов нагружения приводит к рассыпанию плоских скоплений и формированию прямоугольных ячеистых структур (решетки из дислокационных ячеек).

Увеличение регулярности и частоты распределения линий дислокационных скоплений, уменьшение шага локализации деформации, свидетельствует о снижении интенсивности перенапряжений внутри тела зерна и вероятного перераспределения напряжений на их границы.

На стадии установившейся ползучести находятся в равновесии процессы накопления пластической деформации, а также процессы динамической структурной и концентрационной релаксации.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

[1] А.Ю. Шлепетинский, К.П. Манжула. Размер опасной по повреждающему воздействию зоны у непровара сварного соединения.

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. с. 669-677.
[2] 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.
[3] Скотникова М.А., Иванова Г.В., Попов А.А., Паитова О.В. Локализация пластической деформации в ГПУ- кристаллах при вдавливании и царапании. 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. 402-412
[4] M.A. Skotnikova, N.A. Krylov. About nature of dissipative processes at cutting treatment of titanium vanes. 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. 530-539.
[5] Margarita A. Skotnikova, Galina V. Ivanova, Alexander A. Popov and Olga V. Paitova. Localization of Plastic Deformation HCP - Crystals During Indentation and Scratching / Advances in Mechanical Engineering. Selected Contributions from the Conference “Modern Engineering: Science and Education”, Saint Petersburg, Russia, June 2017. Springer - Verlag. Berlin-Heidelberg. 2018. Pp. 143-150.
[6] Skotnikova, M.A., Krylov, N.A., Ivanov, E.K., Tsvetkova, G.V. Structural and phase transformation in material of steam turbines blades after high-speed mechanical effect / 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. 159-168.
[7] 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 2016. Springer - Verlag. Berlin-Heidelberg. 2017. Pp. 115-124.
[8] 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 / Advances in Mechanical Engineering. Selected Contributions from the Conference

"Modern Engineering: Science and Education", Saint Petersburg, Russia, June 2013. Springer - Verlag. Berlin-Heidelberg. 2015. Pp. 93-101.
[9] Финкель В.М. Физика разрушения. М.: Металлургия, 1970. 322 с.
[10] Микляев П.Г., Нешпор Г.С., Кудряшов В.Г. Кинетика разрушения. М.: Металлургия, 1979. 279 с.
[11] Панин В.Е., Гриняев Ю.В., Данилов В.И. и др. Структурные уровни пластической деформации и разрушения. Новосибирск: Наука, 1990. 255 с.
[12] Лихачев В.А., Панин В.Е., Засимчук Е.Э. и др. Кооперативные процессы и локализация деформации. Киев: Наук. думка, 1989. 320 с.

M. A. Skotnikova[1], A. A. Strelnikova[2], G. V. Ivanova[3], A. A. Popov[4], I. S. Sundukov[5]

LOCALIZATION OF PLASTIC DEFORMATION IN AUSTENITIC STEEL AT LOW-TEMPERATURE CYCLING LOADING

[1-5]Peter the Great St.Petersburg Polytechnic University, Russia

Abstract

Using electron microscopy, the instability (localization) of plastic deformation in austenitic steel CHS-52 at low temperature cyclic loading of welded vessels intended for transportation and storage of cryogenic liquids to increase their service life was studied.

It is shown that with a decrease in the deformation temperature from 293 K (room) to 20 K, steel CHS-52 is intensively strengthened, and its plasticity characteristics are intensively reduced, while remaining at a sufficiently high level. The lower the deformation temperature and the smaller the value of the cyclic loading, the greater the number of cycles the localization of plastic deformation occurs and the destruction of the sample is achieved.

Key words: austenitic steel, low temperatures, electron microscopy, fatigue, service life.

REFERENCES

[1] A.Y. Shlepetinskiy, K.P. Manzhula. Size of a zone dangerous by damage at the root of cruciform weld joint / "Modern Engineering: Science and Education", Sankt-Petersburg, 2018. pp. 669-677.

[2] Tsiklicheskie deformatsii i ustalost' metallov (Cyclic Deformation and Fatigue of Metals), Troshchenko,V.T., Ed., Kiev: Naukova Dumka, 1985, in 2 vols.
[3] M. A. Skotnikova, G. V. Ivanova, A. A. Popov, O. V. Paitova. Localization of Plastic Deformation HCP - Crystals During Indentation and Scratching / "Modern Engineering: Science and Education", Sankt-Petersburg, 2017. pp. 402-412.
[4] M.A. Skotnikova, N.A. Krylov. About nature of dissipative processes at cutting treatment of titanium vanes. / "Modern Engineering: Science and Education", Sankt-Petersburg, 2016. pp. 530-539.
[5] Margarita A. Skotnikova, Galina V. Ivanova, Alexander A. Popov and Olga V. Paitova. Localization of Plastic Deformation HCP - Crystals During Indentation and Scratching / Advances in Mechanical Engineering. Selected Contributions from the Conference "Modern Engineering: Science and Education", Saint Petersburg, Russia, June 2017. Springer - Verlag. Berlin-Heidelberg. 2018. Pp. 143-150.
[6] Skotnikova, M.A., Krylov, N.A., Ivanov, E.K., Tsvetkova, G.V. Structural and phase transformation in material of steam turbines blades after high-speed mechanical effect / 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. 159-168.
[7] 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 2016. Springer - Verlag. Berlin-Heidelberg. 2017. Pp. 115-124.
[8] 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 / Advances in Mechanical Engineering. Selected Contributions from the Conference "Modern Engineering: Science and Education", Saint Petersburg, Russia, June 2013. Springer - Verlag. Berlin-Heidelberg. 2015. Pp. 93-101.
[9] Finkel V. M. the Physics of fracture. M.: Metallurgy, 1970. 322 p.
[10] Mikljaev P. G., Neshpor G. S., V. G. Kudryashov, Kinetics of fracture. M.: Metallurgy, 1979. 279 p.
[11] Panin V. E., Grinyaev Y. V., Danilov V. I. and others Structural levels of plastic deformation and fracture. Novosibirsk: Nauka, 1990. 255 p.
[12] V. A. Likhachev, V. E. Panin, E. E. Zasimchuk etc. Cooperative processes and localization of deformation. Kiev: Sciences. Dumka, 1989. 320 p.

МЕХАТРОНИКА И РОБОТОТЕХНИКА

ISSN 2223-0807
Современное машиностроение: Наука и образование :
материалы 8-й Международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н.Евграфова и А.А. Поповича.- СПб.: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2019.

DOI 10.1872/MMF-2019-37
УДК 631. 316. 44

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

АВТОМАТИЗАЦИЯ ВЫБОРА РЕЖИМОВ РАБОТЫ САМОХОДНОЙ ПОЧВООБРАБАТЫВАЮЩЕЙ 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]Евгений Анатольевич Кильмяшкин
Мордовский государственный университет им. Н. П. Огарёва
Россия, Саранск
Тел.: (88342)254496, E-mail: 40252@mail.ru

Аннотация

Выполнен анализ существующих способов автоматизации регулирования режимов работы малогабаритных самоходных почвообрабатывающих фрез. Предложен способ регулирования на основе автоматического выбора режимов работы за счет использования блока управления частотой вращения электродвигателей.

Ключевые слова: обработка почвы, режимы работы, автоматизация, почвообрабатывающие фрезы

Механическая обработка почвы является важнейшим технологическим процессом в земледелии и проводится для создания рыхлого верхнего слоя, перемешивания частиц почвы с удобрениями, а также уничтожения сорной растительности. В результате такой обработки улучается водно-воздушный, тепловой и питательный режимы почвы, необходимые для роста и развития растений.

В настоящее время как у нас в стране, так и за рубежом, широко обсуждаются вопросы, касающиеся преимуществ и недостатков использования различных методов обработки почвы. Многие авторы указывают на то, что увеличивающийся и течением времени вес сельскохозяйственных машин и их частое применение приводят к возрастающему уплотнению почвы, то есть к нарушению воздушного и водного режима и, в конечном счете, – к снижению урожайности сельскохозяйственных культур. Выход из создавшегося положения некоторые исследователи видят в широком применении почвообразующих машин с активными рабочими органами [1] так как они позволяют производить обработку почвы до требуемого состояния, при котором обеспечивается значительное улучшение воздушного и водного режима, а следовательно, повышения плодородия.

Одной из таких хорошо зарекомендовавших себя машин, является почвенная электрофреза ФС-0,85 (рис. 1), выпускавшаяся Ленинградским экспериментальным заводом сельскохозяйственного машиностроения для использования в защищенном грунте.

Она состоит из безрамного одноосного шасси, имеющего электропривод ходовой части и рабочих органов от трехфазного асинхронного электродвигателя с кабельным питанием. Фреза обеспечивает хорошее рыхление и перемешивание почвы [2]. Но ввиду малой мощности электродвигателя (4 кВт) обработку уплотненных почв на глубину 10-12 см этой фрезой можно провести только за 2-3 прохода. На

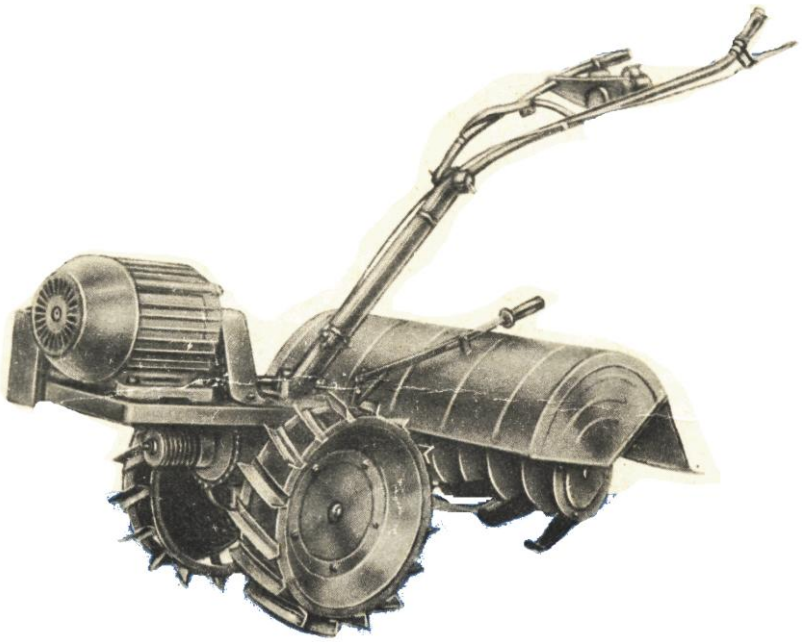


Рис. 1 – Самоходная электрофреза ФС - 0,85

практике эта фреза хорошо зарекомендовала себя для дополнительного предпосевного рыхления верхнего слоя почвы, заделки удобрений и полного уничтожения сорняков. Однако из-за непостоянства свойств почвы, в пределах обрабатываемого поля, наблюдается нестабильность протекания технологического процесса обработки почвы выше указанной фрезой, заключающаяся в неустойчивости курсового хода движения агрегата, и в значительных колебаниях вращающего момента на приводном валу. Это приводит к: 1) снижению качества обработки почвы; 2) повышению утомляемости работающего оператора; 3) снижению производительности; 4) неравномерности загрузки двигателя; 5) перегрузке элементов привода.

В своих работах В. Ф. Купряшкин [3, 4], для устранения этих недостатков предлагает в конструкцию самоходной малогабаритной почвобрабатывающей фрезы (СМПФ) включить клиноременный вариатор (рис. 2), который за счет своих элементов 6, 7 и 8, позволяет бесступенчато менять подачу на нож фрезерных рабочих органов 5. Этим достигается полный выбор режимов регулирования, позволяющий за 1 проход обработать участок. Но данный способ имеет недостаток – необходимость остановки СМПФ для смены режима регулирования.

Для устранения этого недостатка мы предложили произвести автоматизирование технологического процесса работы машины. В соответствие с предложенным техническим решением [5, 6, 7] к конструкции фрезы добавляется дополнительный электродвигатель (ДЭ) с блоком управления частотой вращения его вала, кинематически связанный со сканером твердости почвы (СТП), отслеживающим изменение твердости почвы.

Схема предложенного устройства изображена на рис. 3. Устройство работает следующим образом [8-11]. Машина подводиться к обрабатываемому участку. Сканер 4 отслеживает изменение твердости почвы и подает сигнал на электродвигатель 3 привода ходовых колес. В зависимости от изменения твердости почвы в большую или меньшую стороны, электродвигатель 3 изменяет поступательную скорость машины, соответственно изменяя подачу на нож, при этом остановка машины не требуется [12-14].

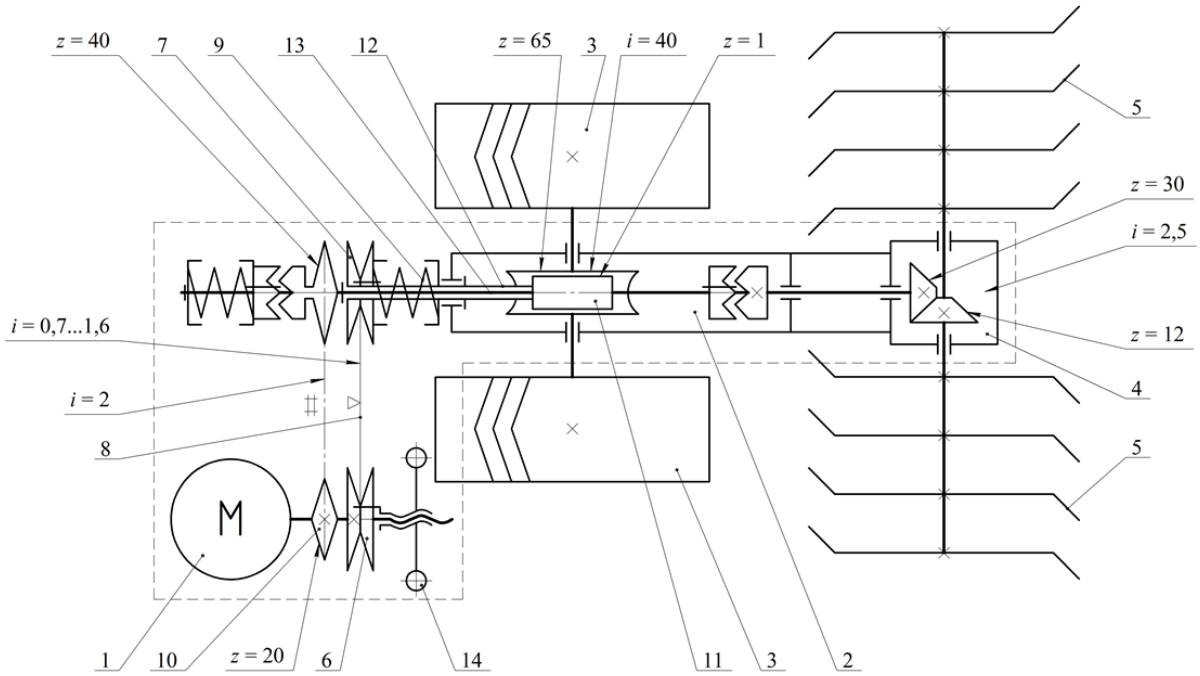


Рис. 2 – Кинематическая схема СМПФ: 1 – электрический двигатель; 2 – редуктор привода ходовой части; 3 – ходовые колеса; 4 – привод рабочих органов; 5 – фрезерные органы; 6 и 7 – ведущий и ведомый шкивы клиноременного вариатора; 8 – клиновой ремень; 9 – пружина ведомого шкива; 10 – звездочка; 11 – червяк; 12 – полый вал; 13 – центральный вал; 14 – маховичок регулирования клиноременным вариатором

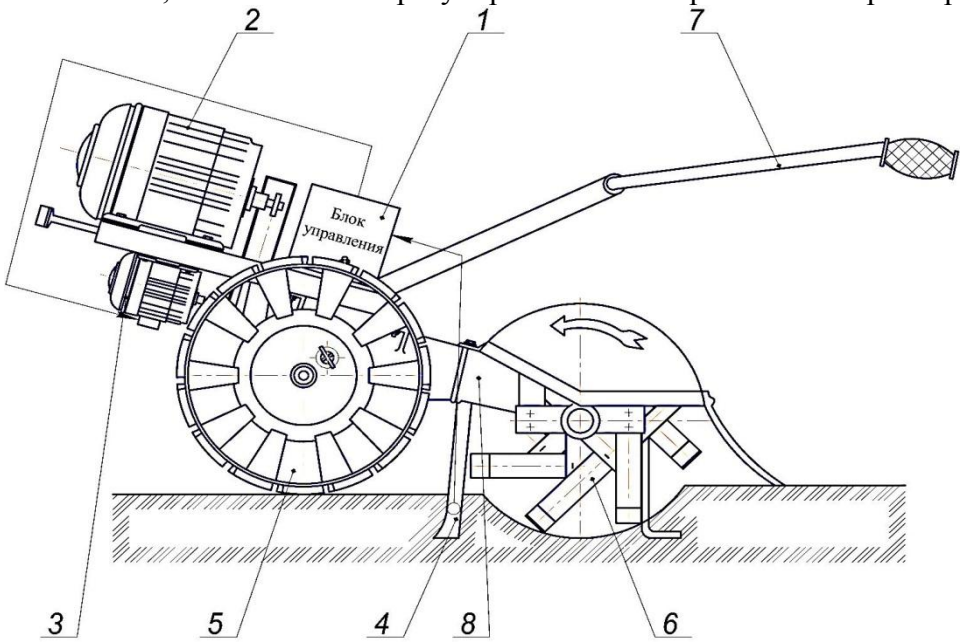


Рис. 3 – Схема фрезы: 1 – блок управления; 2 – электродвигатель привода рабочих органов; 3 – электродвигатель привода ходовых колес; 4 – сканер твердости почвы; 5 – ходовые колеса; 6 – рабочие органы; 7 – органы управления; 8 – редуктор.

Однако, для такой схемы регулирования скорости поступательного движения фрезы, нарушаются значения кинематического параметра –

отношения окружной скорости рабочих органов к поступательной скорости машины, что приводит к ухудшению качества обработки почвы. Поэтому для обеспечения постоянства его значения и следующего этапа автоматизации адаптации режимов работы фрезы к почвенным условиям нами предлагается СМПФ (рис. 4) с двумя блоками 1 и 9 управления двигателей привода и ходовых колес 3.

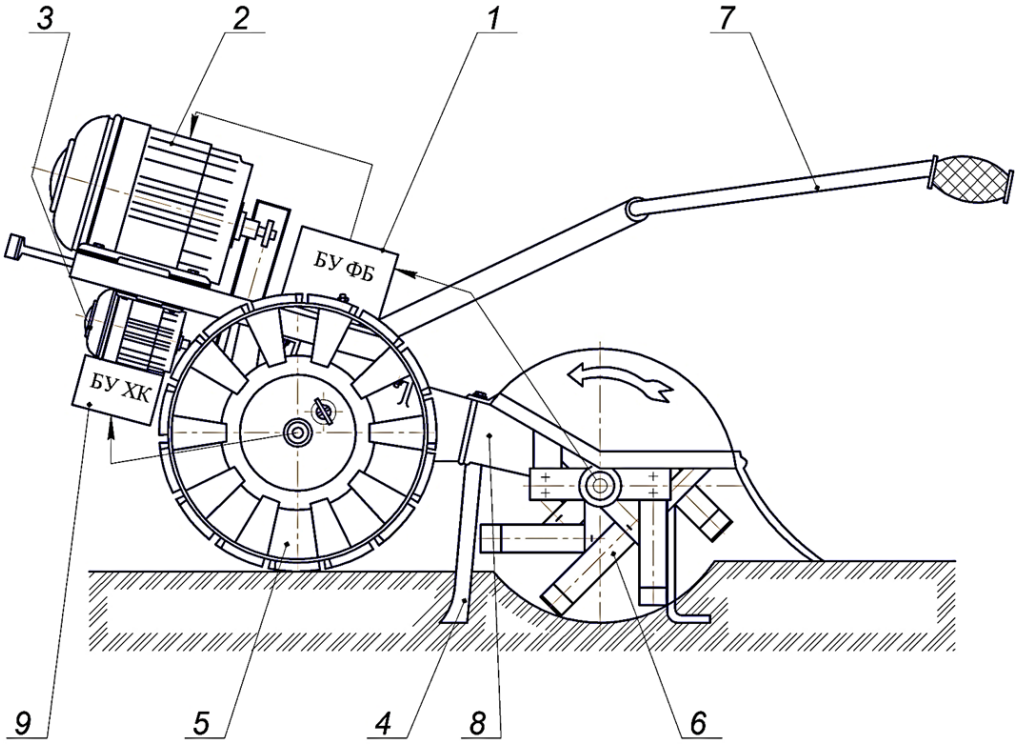


Рис. 4 – Схема фрезы с блоками управления: 1 – блок управления частоты вращения фрезерного барабана; 2 – электродвигатель привода рабочих органов; 3 – электродвигатель привода ходовых колес; 4 – сканер твердости почвы; 5 – ходовые колеса; 6 – рабочие органы (фрезбарабаны); 7 – органы управления; 8 – редуктор; 9 – блок управления частоты вращения ходовых колес.

Таким образом, все рассмотренные почвообрабатывающие фрезы находят свое применение в определенных условиях, но для наиболее эффективной (высокая производительность при минимальных энергозатратах) обработки почвы, рекомендуется использовать предложенную схему СМПФ [11-14]. Такая фреза позволяет, за счет наличия в ней блока управления частотой вращения двигателей, автоматически охватить весь требуемый диапазон режимов работы, отвечающих изменяющейся плотности почвы на обрабатываемых участках, тем самым сохранить постоянство кинематического параметра и обеспечить требуемое качество обработки почвы, при оптимальном сочетании, что подтверждено проведенными экспериментальными исследованиями [8, 10].

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

[1] Ишкин П. А. Орудие для ранневесенней обработки почвы / П. А. Ишкин, Ю. А. Савельев, А. М. Петров, М. А. Петров // Сельский механизатор. – 2014. – № 10. – С. 6-7.

[2] Мударисов С. Г. Оценка технологического процесса взаимодействия дискового рабочего органа с почвой / С. Г. Мударисов, М. М. Ямалетдинов, И. М. Фархутдинов // Вестник Башкирского государственного аграрного университета. – 2015. – № 2. – С. 84-87.

[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] Чаткин М. Н. Кинематика и динамика ротационных почвообрабатывающих машин / М. Н. Чаткин. – Саранск: Изд-во Мордов. ун-та, 2008. – 316 с.

[6] 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.

[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] ГОСТ 28516–90. Фрезы почвообрабатывающие. Общие технические требования. – М.: Изд-во стандартов, 1990. – 6 с.

[10] СТО АИСТ 4.2–2003 Испытания сельскохозяйственной техники. Машины и орудия для поверхностной и мелкой обработки почвы. Методы оценки функциональных показателей. – М.: Минсельхоз России, 2004. – 32 с.

[11] Акимов А. П. Ротационные рабочие органы-движители /А. П. Акимов, В. И. Медведев. – М.: Изд-во МГОУ, 2004. – 233 с.

[12] Андреев В. И. Исследования динамических процессов ротационных почвообрабатывающих машин : автореф. дис. ... канд. техн. наук / В. Н. Андреев. – М., 1969. – 28 с.
[13] Безруков А. В. Автоматизация режимов работы самоходной фрезы./А.В. Безруков, Н.И. Наумкин, В.Ф. Купряшкин//Сельский механизатор. -2019. -№ 2. - С. 6-7.
[14] Безруков А. В. Анализ динамики адаптивной малогабаритной фрезы./А.В. Безруков, Н.И. Наумкин, Н. Н. Шекшаева//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. С. 581-590. DOI 10.1872/MMF-2018-0

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

AUTOMATIC SELECTION OF MODES OF OPERATION SELF-PROPELLED TILLAGE CUTTERS

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

Abstract

The analysis of existing methods of automation of regulation of operation modes of small-sized self-propelled tillage mills. The method of regulation on the basis of automatic selection of operating modes through the use of the motor speed control unit is proposed.

Key words: processing of the soil, operating modes, automation, soil-cultivating mills.

REFERENCES

[1] Ishkin P.A. A tool for early spring soil cultivation / P.A. Ishkin, Yu. A. Saveliev, A.M. Petrov, M.A. Petrov // Rural mechanizer. - 2014. - No. 10. - P. 6-7. (rus.)
[2] Mudarisov S.G. Evaluation of the technological process of interaction of a disk working body with soil / S.G. Mudarisov, M.M. Yamaletdinov, I.M. Farhutdinov // Bulletin of the Bashkir State Agrarian University. - 2015. - No. 2. - P. 84-87. (rus.)
[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] Chatkin M.N. Kinematics and dynamics of rotary tillers / M.N. Chatkin. - Saransk: Mordov Publishing House. University, 2008. - 316 p. (rus.)

[6] 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.).

[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] GOST 28516-90. Soil grinders. General technical requirements. - Moscow: Publishing Standards, 1990. - 6 pp. (rus.)

[10] STO AIST 4.2-2003 Testing of agricultural machinery. Machines and tools for surface and shallow soil cultivation. Methods for assessing performance indicators. - Moscow: Ministry of Agriculture of Russia, 2004. - 32 p. (rus.)

[11] Akimov A. P. Rotational working mechanisms-propulsors / A. P. Akimov, V. I. Medvedev. - Moscow: Publishing House MGOU, 2004. - 233 p. (rus.)

[12] Andreev V.I. Investigations of the dynamic processes of rotary soil-cultivating machines: the author's abstract. Dis. ... cand. Tech. Sciences / V. I. Andreev. - M., 1969. - 28 p. (rus.)

[13] Bezrukov A.V. Automation of modes of self-propelled cutter./A. V. Bezrukov, N. I. Naumkin, V. F. Kupryashkin/ / Rural mechanic. -2019. - № 2. - P. 6-7.

[14] Bezrukov A.V. Analysis of the dynamics of adaptive small-size cutter./A. V. Bezrukov, N. So. Naumkin, N. N. Shekshayeva/ / Modern mechanical engineering: Science and education: materials of the 7th international scientific and practical conference / ed.Evgrafova and A. A. Popovich.- SPb.: Publishing house of Polytechnical Institute. UN-TA, 2018. P. 581-590. DOI 10.1872 / MMF-2018-0

ISSN 2223-0807
Современное машиностроение: Наука и образование :
материалы 8-й Международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н.Евграфова и А.А. Поповича.- СПб.: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2019.

DOI 10.1872/MMF-2019-38
УДК 007.52 + 004.942

Е.Н. Будюкина[1], Т.М. Волосатова[2]

МОДЕЛИРОВАНИЕ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ СЕТЕЙ ПЕТРИ И КОНЕЧНЫХ АВТОМАТОВ

[1]Елена Николаевна Будюкина,
Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана
Россия, Москва
Тел.: (499)263-65-26, E-mail: elena_budyukina@mail.ru.

[2]Тамара Михайловна Волосатова,
Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана
Россия, Москва
Тел.: (495)564-96-20, E-mail: tamaravol@gmail.com.

Аннотация

В данной статье рассмотрены основные методы для моделирования логики работы сложных робототехнических комплексов. Проанализированы сильные и слабые стороны методов, и на основании полученных результатов предложен оптимальный подход для последующей реализации системы управления сетью промышленных роботов. Рассмотрены существующие системы моделирования, и описаны причины невозможности их применения для решения требуемой задачи в условиях малых вычислительных ресурсов. Обоснована необходимость создания новой системы моделирования. Описан разработанный прототип системы.

Ключевые слова: мобильный робот, робототехнический комплекс, управляющая сеть, система моделирования, конечный автомат, сеть Петри.

Введение

Одним из быстро развивающихся направлений в настоящее время является проектирование робототехнических систем (РТС) и комплексов (РТК), предназначенных для широкого спектра задач. Их широкое распространение обусловлено нечувствительностью данного оборудования

к рискам, их динамичность, автономность и высокие возможности [1]. При этом важным этапом проектирования комплексов является создание программного продукта для управления системами комплекса. Робот является одним из самых сложных и универсальных объектов управления, для которого требуются специализированные технические средства и способы управления. Отдельный робот обладает ограниченными возможностями и может выполнять небольшое число функций. Поэтому на практике могут возникнуть ситуации, в которых робот не сможет справиться с поставленной задачей в одиночку. Как следствие, появляется необходимость одновременного применения сразу нескольких роботов, которые в совокупности образуют робототехническую систему. Для того чтобы группа роботов могла правильно взаимодействовать друг с другом требуется использование информационно-управляющих систем регулирования действий роботов [2]. Необходимо создание маршрутов движения для выполнения операций, которые назначаются роботу в определенный момент времени. Также система должна обеспечивать контроль корректной работы, анализировать возможные варианты поведения как всего комплекса в целом, так и отдельного робота. После анализа всех возможных вариантов необходимо создание оптимального маршрута следования роботов для того, чтобы обеспечить выполнение всех поставленных задач, избегая сбоев в работе. На основании поставленных требований появляется необходимость в разработке программного комплекса для моделирования системы группового управления роботов с поддержкой требуемых операций.

Информационно-управляющая система

Информационно-управляющей системой называется система, предназначенная для сбора, обработки и выдачи информации о результатах работы. С помощью информационно-управляющих систем можно моделировать поведение объекта и решать задачи по принятию конкретных решений в различных ситуациях и контроля их выполнения. Тем самым она помогает выполнять контроль и управление определенными реальными объектами. Целью таких систем является обеспечение эффективной работы комплексов, для которых данная система применяется. Под моделированием работы системы понимается не только связь между объектами внутри системы, но и их функционирование друг с другом [3, 4].

Исходными данными для построения управляющей сети являются группа автоматов и закон их функционирования. Разработка самой конечно-автоматной управляющей сети осуществляется с помощью конечных автоматов и сетей Петри. Конечные автоматы с переменной структурой используются для описания объектов управления, которыми являются группа роботов. На автомат подается определенный входной

сигнал, и он выдает сигналы только по выделенным выходным каналам [5]. Сети Петри осуществляют логику совместного функционирования всей робототехнической системы. Ниже представляется более подробное описание реализации конечно-автоматной управляющей сети.

Конечные автоматы с переменной структурой

Конечный автомат используется в качестве основного элемента управляющей сети. В общем случае автомат определяется следующими компонентами

$$A = [X, Q, Z, q_0, T, P, \lambda],$$

где X – множество входных сигналов, Q – конечное множество внутренних состояний, Z – множество выходных сигналов, q_0– начальное состояние, T – множество терминальных состояний, P – функции переходов, определяющая состояние автомата $q(t+1)$, в котором автомат будет находится в момент времени $(t+1)$, в зависимости от состояния автомата $q(t)$ и входного сигнала $x(t)$ в момент времени t т.е. $a(t+1) = \delta[a(t), x(t)]$, λ – функция выходов, определяющая значение выходного сигнала $y(t)$ в зависимости от состояния автомата $a(t)$ и входного сигнала $x(t)$ в момент времени t, т.е. $y(t) = \lambda[a(t), x(t)]$ [6].

Функция выходов λ определяет, когда и при каких условиях автомат будет выполнять определенные процедуры. В зависимости от способа использования входных условных сигналов для формирования выходных управляющих воздействий определяет тип управляющего автомата. Существует два широко известных типа управляющих конечных автоматов: автомат Мили и автомат Мура. В автомате Мура выходные сигналы зависят только от текущего состояния автомата, в котором находится автомат. В более распространенных автоматах Мили выходные сигналы зависят как от текущего состояния автомата, так и от входных сигналов условий [7, 8].

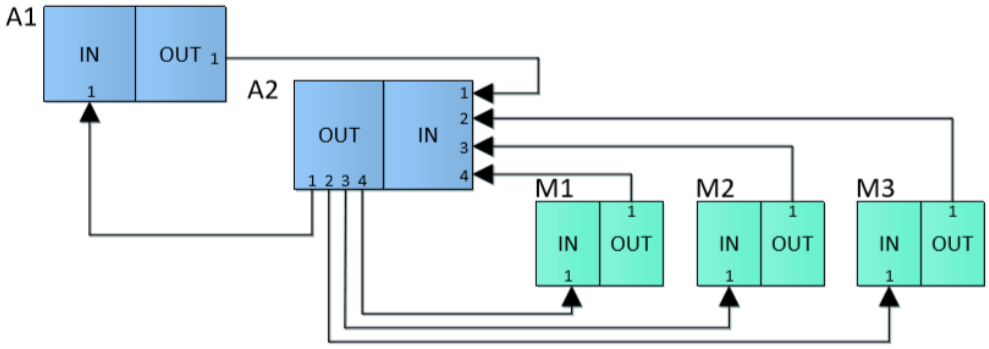


Рис.1. – Модель управления группой роботов на основе конечного автомата

Конечный автомат, реализующий управление группой роботов работает по следующему принципу. Как только устройство активации *A1* получает информацию о том, что какой-либо робот должен начать работу,

он подает сигнал на управляющий автомат *A2*. После этого управляющий автомат генерирует сигнал и посылает его по определенным выходным каналам роботам, находящимся в группе (*M1*, *M2*, *M3*). По данному сигналу робот понимает, что, именно, ему необходимо начать выполнение задания. После успешного (или не успешного) выполнения задания робот посылает сигнал на управляющий автомат и оповещает его о проделанной работе. После того как управляющий автомат получил всю необходимую информацию от роботов он передает сигнал об успешном/не успешном выполнении назначенного задания.

Каждый раз управляющий автомат должен генерировать такой выходной сигнал, который заставит работать робота, подходящего для выполнения поступившей задачи. Как следствие, данная реализация представляет собой конечный автомат с переменной структурой. Автомат с переменной структурой имеющий несколько входов и выходов отличается от классического автомата тем, что в определении его функционирования не учитываются проступающие по некоторым выделенным входным каналам воздействия. Помимо этого, после приема необходимой входной комбинации символов в текущем состоянии данный автомат выдает символы только по выходным каналам [9].

Для того, чтобы корректно описать совместную работу всех роботов, находящихся в комплексе используется сеть Петри [10, 11].

Маркированная сеть Петри с ингибиторными дугами

Для реализации логики совместного функционирования роботов удобно использовать сеть Петри. На основе сетей Петри могут быть построены модельные конструкции, превосходящие по своим моделирующим возможностям дискретные модели с конечным или счетным множеством состояний. В основе данных сетей лежит построение моделей на основе двудольных ориентированных графов, и они реализуют концепцию «состояние – событие». Переход в соответствующее состояние может быть определен множеством происходящих событий [12, 13]. Сети Петри часто используются для систем, которые содержат взаимодействующие параллельные компоненты [14].

Для того чтобы сеть Петри можно было рассматривать как динамическую систему в структуру сети, вводят маркировку. Таким образом, получается маркированная (помеченная) сеть.

Маркированной сетью Петри называется пара $(\hat{\mathrm{C}}, M)$, где $\hat{\mathrm{C}} = (P, T, \widehat{R_1}, \widehat{R_2})$ – четверка, определяющая структуру сети Петри, а отображение $M : P \rightarrow N, N = \{0,1,2, \dots\}$ задает ее маркировку (разметку), то есть присваивает каждой позиции p_i, в которой M отлично от нуля, определенное число маркеров $m(p_i)$.

Выполнение события (перехода) t_j разрешено, если каждой входной дуге может быть поставлен в соответствие по крайней мере один маркер в позиции, из которой данная дуга выходит. При разрешенном выполнении перехода t_j из каждого входного состояния p_i должно быть изъято число маркеров, равное кратности дуги $< p_i, t_j >$, а в каждую его выходную позицию p_k должно быть уже дополнительно помещено к уже имеющимся маркерам число маркеров, равное кратности ребра $< t_j, p_k >$, в результате чего маркировка (состояние) сети изменяется.

Также для моделирования системы управления существует необходимость ограничении сети Петри, которое накладывается на количество маркеров и допустимо в определенной позиции. Такие сети называются ограниченными (безопасными) [15].

Наряду с ограничениями, вводимыми в сети Петри, вводятся также различные обобщения сетей. Обобщения помогают улучшить возможности моделирования. Для решения текущей задачи есть необходимость формирования добавления к структуре ингибиторных дуг. К множеству и отношениям, которые входят в определение обычной сети Петри, добавляется график бинарного отношения сдерживания $R\hat{}0 \subseteq P \times T, r =< P, T, R\hat{}0 >$. Графикам R_1, R_2 и R^0 в структурном представлении сети Петри сопоставляются соответствующие двудольные графы. При этом, чтобы зафиксировать смысловое различие, которое придается вхождению пары $< p_i, t_j >$ в R_1 и вхождению этой пары в R^0, в первом случае дуга заканчивается стрелкой, а во втором – кружком. В общем случае вместо графиков отношений вводятся графики мультиотношений $\widehat{R_1}$, $\widehat{R_2}, \widehat{R^0}$. Введение в сеть Петри сдерживающих дуг позволяет осуществлять моделирование всех вариантов логических условий.

На рис. 2 представлен пример сети Петри, которая соответствует требуемым критериям.

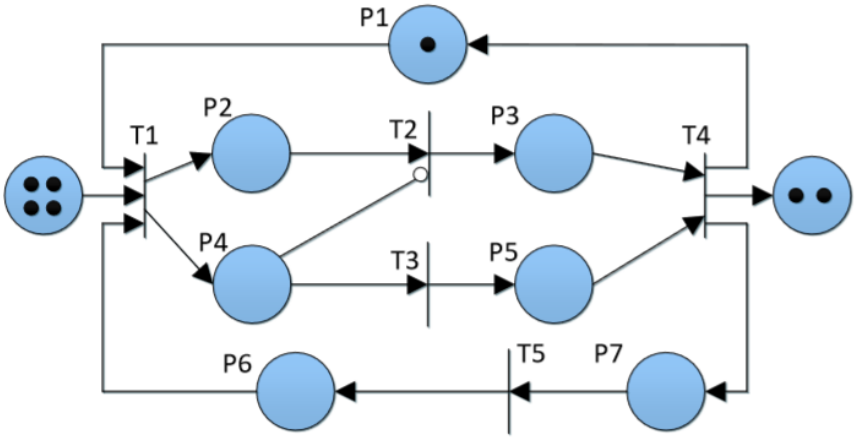


Рис. 2. – Модель процесса на основе сети Петри

В результате для создания управляющей сети необходимо реализовать безопасную маркированную сеть Петри с ингибиторными дугами. Такая сеть должна иметь функции привязки параметров конечных автоматов, описанных ранее с параметрами сети Петри.

Системы моделирования

Для создания модели поведения робототехнического комплекса и проведения анализа его работоспособности существуют различные системы моделирования. Наиболее популярными программными средствами моделирования на сегодняшний день являются AnyLogic, PIPE2, Petri.Net Simulator 2, DCnet, SimInTech [16]. Данные системы реализуют моделирование сетей Петри и конечных автоматов.

AnyLogic - программное обеспечение, созданное для имитационного моделирования. Продукт обладает удобным графическим интерфейсом, включает в себя множество дополнительных библиотек, предназначенных для различных областей. Данное программное обеспечение поддерживает все три известные метода моделирования: системная динамика, дискретно-событийное моделирование и агентное моделирование. Обладая огромным количеством функций для решения широкого спектра задач, данное приложение является очень громоздким.

PIPE2 (платформо-независимый редактор сетей Петри) – представляет собой открытый программный продукт, позволяющий редактировать и моделировать стохастические сети Петри с запрещающими дугами. Помимо этого данная система предоставляет доступ к матрицам инцидентности для текущей маркировки, а также в режиме моделирования может создавать список сработанных переходов и отражение изменения количества маркеров в позициях. Она является кроссплатформенным приложением, так как в основе лежит язык программирования JAVA [17]. Однако в данном приложении не представляется возможным моделирование на основе конечных автоматов.

Petri.Net Simulator 2 – приложение, созданное для рисования, моделирования и симуляции гибких производственных систем при помощи аппарата сетей Петри и обладает очень удобным интерфейсом, который разделяет настройки и функции по различным окнам. В нем имеется возможность временной задержки срабатывания позиций, что позволяет реализовать более сложные алгоритмы передвижения маркеров по сети. Приложение также позволяет использовать ингибиторные дуги на определенные типы переходов. Petri.Net Simulator 2 является продуктом с самым функциональным математическим ядром, но на сегодняшний день является заброшенным проектом и не поддерживается.

DCnet – еще один программный продукт, позволяющий моделировать сети Петри, а также строить на их основании дискретно-непрерывные системы с управляющей структурой. Имеет 3 режима

работы: редактирование, редактирование маркировки сети, моделирование. В режиме редактирования вводится топологическая структура, элементы и параметры сети, и имеется возможность редактировать полученную сеть и строить иерархические модели систем с управляемой структурой. DCnet как и Petri.Net Simulator 2 больше не развивается и не поддерживается.

SimInTech – программное обеспечение, предназначенное для создания математических моделей, алгоритмов управления и интерфейсов управления. Эта среда предназначена для расчётной проверки работы системы управления сложными техническими объектами. SimInTech состоит из графической среды разработки и исполнительной системы реального времени NordWind и включает в себя большое количество модулей, используемых для различных направлений, что затрудняет ее использование в узкоспециализированных задачах.

Все вышеперечисленные системы не подходят для моделирования логики работы сложных робототехнических комплексов по различным причинам, поэтому принято решение о разработке собственной системы, которая будет легковесной и совмещать в себе подходы с использованием конечных автоматов и сетей Петри.

Разрабатываемая система должна позволять моделировать процессы на основе сетей Петри совместно с конечными автоматами. Основным требованием, предъявляемым к конечным автоматам, является его переменная структура. Реализуемый конечный автомат должен иметь несколько входов и выходов, информацию с которых можно корректно идентифицировать. Для моделирования совместной работы конечных автоматов используется сеть Петри, которая должна быть маркированной и иметь ингибиторные дуги. Помимо этого разрабатываемое приложение должно иметь удобный интерфейс с возможностью загружать и выгружать существующие модели в формате PNML, а также позволять их редактировать.

На рис. 3 представлена диаграмма классов приложения для моделирование с использованием механизма сетей Петри.

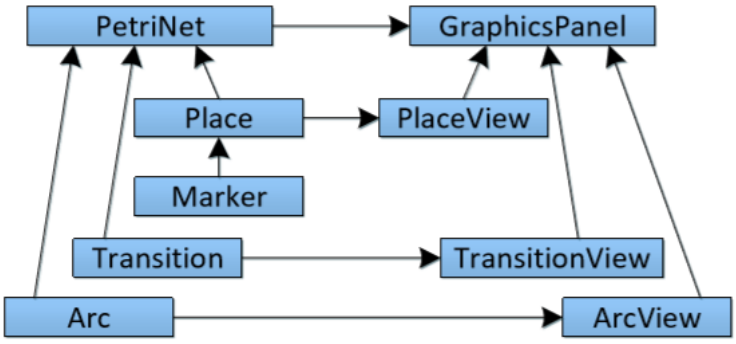


Рис. 3. Диаграмма классов

Заключение

Предложенный в данной статье подход для моделирования системы управления заключается в комбинировании метода вложенных сетей Петри с методом конечных автоматов. Предлагается моделировать поведение группы роботов при выполнении определенной операции с помощью конечных автоматов, а также моделировать общую систему и подбор оптимального порядка действий, производимых данными роботами, осуществлять с помощью сетей Петри с использованием ингибиторных дуг. Ни одна из существующих систем моделирования не может обеспечить необходимое взаимодействие сетей Петри с конечными автоматами. Поэтому возникает потребность в создании нового программного продукта, который сможет обеспечить требуемый функционал и соответствовать всем требованиям операционной системы, в которой будет использоваться данный продукт.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

[1] Лапшов В.С., Носков В.П., Рубцов И.В, Рудианов Н.А., Гурджи А.И, Рябов А.В., Хрущев В.С. Перспективы разработки автономных наземных робототехнических комплексов специального военного назначения // Известия ЮФУ. Технические науки. – 2016. -№ 1(174). – С. 156-168.

[2] Каляев И.А., Гайдук А.Р., Капустян С.Г. Модели и алгоритмы коллективного управления в группах роботов. – М: ФИЗМАТЛИТ, 2009. – 280 с.

[3] Яковлев Д.С., Тачков А.А. Имитационная модель системы управления группой наземных робототехнических комплексов военного назначения // II Международная научно-практическая конференция «Фундаментально-прикладные проблемы безопасности, живучести, надёжности, устойчивости и эффективности систем», посвященная 105-летию со дня рождения адмирала флота СССР дважды героя Советского Союза Сергея Георгиевича Горшкова.– 2018. – С. 218-222.

[4] Алексеев В.А., Яковлев Д.С., Тачков А.А. Моделирование иерархической системы управления группой наземных робототехнических средств // Инженерный журнал: Наука и инновации. – 2018. № 6(76). – С. 7.

[5] Апраксин Ю.К. Управление информационным взаимодействием в распределенных технических системах: конечно-автоматный подход. – М: Вузовский учебник, 2017. – 184 с.

[6] Марченков С.С. Конечные автоматы. — М: Физмалит, 2008. — 56 с.

[7] Новорусский В.В. Конечно-автоматные системы управления (принципы построения и анализ поведения). -Новосибирск.: Наука, 1982. – 272 с.
[8] Зенкевич С.Л., Ющенко А.С. Основы управления манипуляционными роботами. -М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2000. – 400 с.
[9] Максимов А.А. Один подход к построению конечно-автоматной управляющей сети // Инженерный журнал: наука и инновации, – 2012. -№6(6). –С. 22.
[10] Максимов А.А., Тачков А.А., Малыхин А.Ю., Рудианов Н.А. Подход к формализации тактической задачи для группы наземных робототехнических комплексов военного назначения // Вопросы оборонной техники. Серия 16: Технические средства противодействия терроризму. – 2017. -№ 7-8 (109-110). – С. 88-96.
[11] Тачков А.А., Козов А.В., Панков С.Е. Транслятор тактической задачи в сеть Петри для группы наземных робототехнических комплексов // Программные продукты и системы. – 2018. - № 4. – С. 728-733.
[12] Котов В.Е. Сети Петри – М.: Наука, 1984. – 158 с.
[13] Peterson J.L. Petri net theory and the modeling of systems. Prentice-Hall. 1981. 310 p. [Питерсон, Дж. Теория сетей Петри и моделирование систем: Пер. с англ. / Дж. Питерсон. – М.: Мир, 1984. – 264 с.]
[14] Мараховский В. Б., Розенблюм Л. Я., Яковлев А. В. Моделирование параллельных процессов. Сети Петри. Санкт-Петербург: Профессиональная литература. АйТи-Подготовка, 2014. – 400 с.
[15] Волосатова Т.М., Воронина П.А, Козарь А.А. Имитационное моделирование угроз информационной безопасности систем модульной авионики // Информационные технологии. – 2017. Том 23. -№ 11. –С. 776-782.
[16] Матющенко А.А. Обзор программных средств моделирования сетей Петри // Автоматизация технологических и бизнес-процессов – 2015. Том 7. -№ 3(25). – С. 68-71.
[17] Platform Independent Petri net Editor 2: http://pipe2.source-forge.net/: About PIPE2 (дата обращения: 16.02.2019).

E.N. Budyukina, T.M. Volosatova

MODELING OF CONTROL SYSTEM USING PETRI NETS AND FINITE-STATE MACHINES

Moscow State Technical University, Russia.

Abstract

This article examines the basic methods if simulation the logic of complex robot systems. The strengths and the weaknesses of the methods are analyzed and, based on the results obtained, an optimal approach is proposed for the subsequent implementation of the control system of industrial robots. The existing simulation systems are considered and the reasons for the impossibility of their use for solving the required task in conditions of small computing resources are described. The need to create a new simulation system is proved. The developed prototype of the system is described.

Key words: mobile robot, system of robots, control system, system of simulation, finite-state machine, Petri net.

REFERENCES

[1] Lapshov V.S., Noskov V.P., Rubzov I.V., Rudianov N.A., Gurdzhi A.I., Ryabov A.V., Khrushev V.S. Future developments autonomous ground RTC special. *Izvestiya YUFU. Tekhnicheskiye nauki* [Izvestiya SFedU. Engineering sciences]. 2016. No. 1(174). pp. 156-168 (in Russian).

[2] Kalyaev I.A., Gaiduk A.R., Kapustyan S.G. Models and Algorithms of collective control of robot groups. Moscow, Fizmalit Publ., 2009. 280 p. (in Russian).

[3] Yakovlev D.S., Tachkov A.A. Simulation model of a control system for a group of ground-based military robotic complexes. *II Mezhdunarodnaya nauchno-prakticheskaya konferentsiya «Fundamental'no-prikladnyye problemy bezopasnosti, zhivuchesti, nadozhnosti, ustoychivosti i effektivnosti sistem», posvyashchennaya 105-letiyu so dnya rozhdeniya admirala flota SSSR dvazhdy geroya Sovetskogo Soyuza Sergeya Georgiyevicha Gorshkova* [The II International Scientific and Practical Conference "Fundamental-applied problems of safety, survivability, reliability, stability and efficiency of systems", dedicated to the 105th anniversary of the Admiral of the USSR Navy, twice hero of the Soviet Union, Sergey Georgievich Gorshkov]. 2018. pp. 218-222. (in Russian).

[4] Alekseev V.A., Yakovlev D.S., Tachkov A.A. Modeling the hierarchical control system for a group of ground-based robotic tools. *Inzhenernyy zhurnal: Nauka i innovatsii* [Engineering Journal: Science and Innovation]. 2018. No. 6(76). p. 7. (in Russian).

[5] Apraksin Yu.K. Management of information interaction in distributed technical systems: finite-state approach. Moscow, Vuzovskiy uchebnik Publ., 2017. 184 p. (in Russian).
[6] Marchenkov S.S. Finite-state machines. Moscow, Fizmalit, 2008. 56 p.
[7] Novorusskij V.V. Finite-automatic control systems (principles of construction and behavior analysis). Novosibirsk: Nauka Publ., 1982. 272 p. (in Russian).
[8] Zenkevich S.L., Yushchenko A.S. Management robots. Fundamentals of management manipulation robots. Moscow, Izdatel'stvo MGTU im. N.E. Baumana Publ., 2000, 400 p. (in Russian).
[9] Maksimov A.A. An approach to building a finite-state-machine control network. *Inzhenernyy zhurnal: nauka i innovatsii* [Engineering Journal: Science and Innovation]. 2012. No. 6(6). pp. 22. (in Russian).
[10] Maksimov A.A., Tachkov A.A., Malykhin A.Yu., Rudianov N.A. An approach to formalization of mission plan for group of military unmanned ground vehicles. *Voprosy oboronnoy tekhniki. Seriya 16: Tekhnicheskiye sredstva protivodeystviya terrorizmu* [Military Enginery. Issue 16. Counter-terrorism technical devices]. 2017. No. 7-8 (109-110). pp. 88-96. (in Russian).
[11] Tachkov A.A., Kozov A.V., Pankov S.E. A translator of a tactical task to a Petri net for a group of unmanned ground vehicles. *Programmnye produkty i sistemy* [Software products and systems]. 2018. No. 4. pp. 728-733. (in Russian).
[12] Kotov V.E. Petri nets. Moscow, Nauka Pabl., 1984. 158 p. (in Russian).
[13] Peterson J.L. Petri net theory and the modeling of systems. Prentice-Hall. 1981. 310 p.
[14] Marakhovsky V. B., Rozenblyum L. Ya., Yakovlev A. V. Modeling of parallel processes. Petri nets. St-Petersburg, Professional'naya literatura. AyTi-Podgotovka Publ. 2014. 400 p. (in Russian).
[15] Volosatova T.M., Voronina P.A., Kozar A.A. Simulation Modeling of Information Security Threats Systems Modular Avionics. *Informatsionnyye tekhnologii* [Information technologies]. 2017. Vol. 23. No. 11. pp. 776-782. (in Russian).
[16] Matyushchenko A.A. Overview of software simulation of Petri nets. *Avtomatizatsiya tekhnologicheskikh i biznes-protsessov* [Automation of technological and business processes]. 2015. Vol. 7. No. 3(25). pp. 68-71. (in Russian).
[17] Platform Independent Petri net Editor 2: http://pipe2.source-forge.net/: About PIPE2 (date of the application: 16.02.2019).

ISSN 2223-0807
Современное машиностроение: Наука и образование :
материалы 8-й Международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н.Евграфова и А.А. Поповича.- СПб.: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2019.

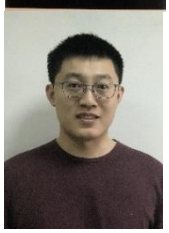
DOI 10.1872/MMF-2019-38
УДК 621.01

В. Л. Жавнер[1], Чжао Вэнь[2], Янь Чуаньчао[3], У Лун[4]

МЕХАТРОННЫЕ РЕКУПЕРАТИВНЫЕ ПРИВОДЫ ДЛЯ ВОЗВРАТНО-ПОСТУПАТЕЛЬНЫХ ПЕРЕМЕЩЕНИЙ НА БАЗЕ ПНЕВМАТИЧЕСКИХ ЦИЛИНДРОВ С ВОЗВРАТНЫМИ ПРУЖИНАМИ

[1]Виктор Леонидович Жавнер
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: +7(921)7746310, E-mail: vjavner@outlook.com

[2]Чжао Вэнь.
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: +7(981)7954741, E-mail: wenfly2015@yandex.ru



[3]Янь Чуаньчао,
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: +7(967)512-6357, E-mail: ychuanchao@mail.ru

[4]У Лун
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: +7(981)157-0510, E-mail: wulong094@gmail.com

Аннотация

Рассмотрены вопросы использования пневматических цилиндров с возвратными пружинами в мехатронных пружинных приводах. Выделен класс задач, в которых пружинные приводы с рекуперацией энергии могут быть созданы с использованием пневматических цилиндров с возвратными пружинами. Рассмотрены примеры использования таких приводов в

фасовочно-упаковочном оборудовании. Предложено использование пневматических приводов с возвратными пружинами в мехатронных приводах, построенных на базе линейных пружинных аккумуляторов с двумя пружинами. Определены максимальные значения массы, которые могут быть перемещенны такими мехатронными приводами для каждого типоразмера пневматического цилиндра. Дано описание схемы дозатора сыпучих продуктов, в котором обеспечивается простота его разборки и сборки для санитарно-гигиенической обработки. Предложено использовать пневматические цилиндры с возвратными пружинами в мехатронных приводах с рекуперацией энергии на базе нелинейных пружинных аккумуляторах.

Ключевые слова: пружинный привод, диссипативные потери, рекуперация энергии, пневматические цилиндры, дозаторы, упаковочные материалы.

Введение

В задачах возвратно-поступательного перемещения объектов с управляемым выстоем в крайних положениях, уменьшение затрат энергии достигается при использовании мехатронных пружинных приводов с рекуперацией энергии [1.2.3]. Затраты энергии могут быть снижены в несколько раз [4.5]. Традиционно пружинный привод содержит линейный или нелинейный пружинный аккумулятор, систему управления, управляемые фиксаторы и двигатель для компенсации диссипативных потерь [6.7]. Применение электродвигателей для компенсации диссипативных потерь также ограничивается невысоким быстродействием, так как компенсация диссипативных потерь происходит на всем протяжении перемещения и при высоком быстродействии возрастает мощность двигателя и требуются передачи с большим передаточным числом [1]. При высоком быстродействии предпочтительно применение пневматических цилиндров, обеспечивающих компенсацию диссипативных потерь, фиксацию выходного звена в крайних положениях и работу при наличии технологических нагрузок [4].

Постановка проблемы и методы исследования.

В данной работе рассматриваются мехатронные приводы с рекуперацией энергии, построенные на базе пневматических цилиндров с возвратными пружинами [13, 14, 15].

В таблице 1 представлены характеристики пневматических цилиндров с возвратными пружинами итальянской фирмы Pnevmax [8].

Таблица 1. Характеристики пневматических цилиндров с возвратными пружинами

Серия	Микроцилиндры серия ISO 6431-1260 (максимальный ход h=40мм)			Микроцилиндры серия ISO 6431-1280 «MIR» (максимальный ход h=50мм)		
Диаметр поршня (мм)	F_H (Н)	F_K (Н)	с (Н/м)	F_H (Н)	F_K (Н)	с (Н/м)
ø 8				2,2	4,2	40
ø 10				2,2	4,2	40
ø 12	9,9	26,5	415	4,0	8,7	94
ø 16	10,8	22,6	295	7,5	21,0	270
ø 20	10,8	22,6	295	11,0	22,0	220
ø 25	7,9	49,1	1030	16,5	30,7	284
ø 32	19,7	53,0	832,5	23,0	52,5	590
ø 40	39,3	106,0	1667,5			
ø 50	39,3	106,0	1667,5			

Где F_H - начальное усилие, при вытянутом штоке; F_K – максимальное усилие, при втянутом штоке пружине; с - жесткость пружины

Методология исследования

Объектом исследования являются пневматические цилиндры с возвратными пружинами, традиционно применяемые в приводах с односторонней нагрузкой, где возвратные пружины обеспечивают, после выполнения рабочей операции, перемещение рабочего органа в исходное положение. Так как в этих пневматических цилиндрах присутствуют основные элементы, необходимые и достаточные для реализации мехатронных пружинных приводов с рекуперацией энергии, то поставлена задача анализа характеристик пневматических цилиндров и синтеза мехатронных пружинных приводов с рекуперацией энергии, что позволит в конечном счете упростить их конструкции, повысить надежность, снизить затраты как на проектирование, так и на потребление энергии в процессе эксплуатации.

Возможно построение пружинных приводов с рекуперацией энергии на основе линейного пружинного аккумулятора с двумя пружинами сжатия, схема которого представлена на рис. 1.

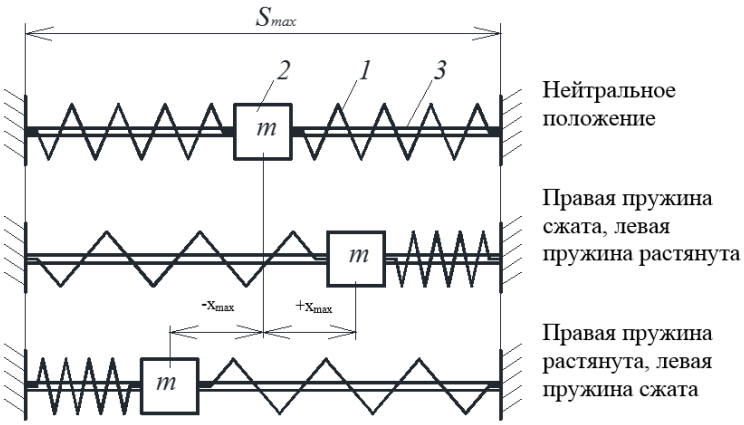


Рис. 1. Схема линейного пружинного аккумулятора с двумя пружинами сжатия

Без учета диссипативных потерь, рассматриваемый пружинный привод представляет консервативный линейный осциллятор с частотой колебании, не зависящей от амплитуды, поэтому в данном случае применимы все зависимости, используемые для линейных осцилляторов [5,7].

Определим область применения представленных в таблице 1, пневматических цилиндров с возвратными пружинами, в мехатронных рекуперативных приводах, построенных с использованием схемы линейного пружинного аккумулятора с двумя пружинами сжатия.

Класс рабочих операций по перемещению изделий из одного положения в другое определяется следующими параметрами: величиной перемещения $S=2x_{max}$, временем перемещения из одного крайнего положения в другое и приведённой массой к перемещаемой каретке.

Время перемещения рабочего органа из одного крайнего положения в другое, для линейного пружинного аккумулятора с двумя пружинами, без учета диссипативных потерь определяется из выражения

$$t=\pi\cdot\sqrt{m/2c} \qquad (1)$$

На рис. 2 представлены графики изменения максимальной массы нагрузки m от заданного времени перемещения t.

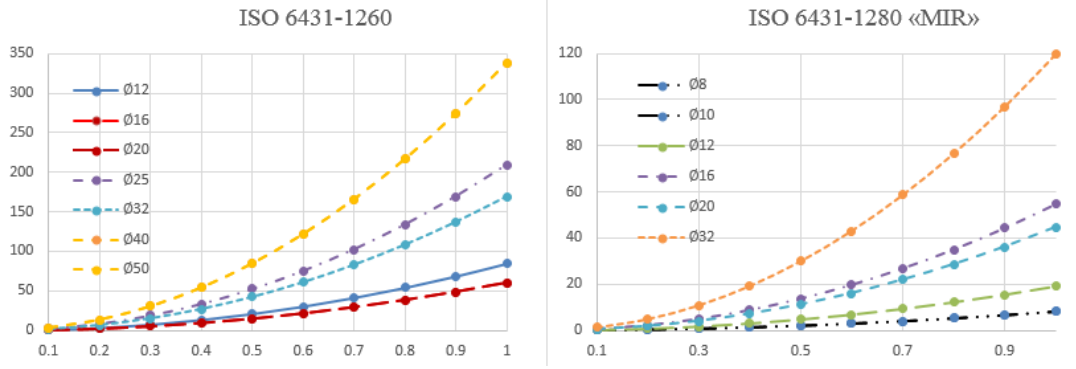


Рис. 2. Графики изменения массы нагрузки m от заданного времени перемещения t.

На рисунке 3 представлен мехатронный привод с рекуперацией энергии, разработанный в Санкт-Петербургском политехническом университета Петра Великого и построенный с применением пневматических цилиндров с возвратными пружинами, расположенными в бесштоковой полости, и реализованный по схеме линейного пружинного аккумулятора с двумя пружинами (рис. 1.).

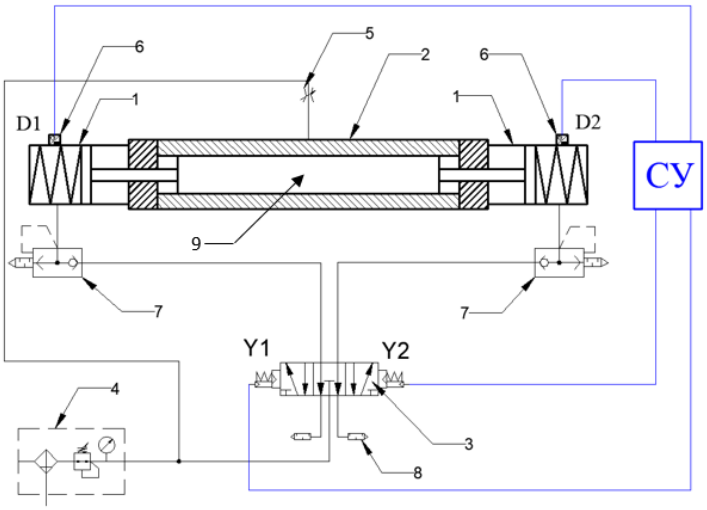


Рис. 3. Мехатронный привод шиберного дозатора
1 – пневматические цилиндры с возвратными пружинами, 2 –корпус дозатора, 3 – пневматический распределитель 5/3, 4 – блок подготовки воздуха, 5 – регулируемые дроссели, 6 датчики положения, 7 клапан быстрого выхлопа, 8 глушитель, 9 шибер.

Шибер расположен между штоками цилиндров и не требуется соединительных элементов между штоками и шибером, что обеспечивает удобство ежедневной санитарно-гигиенической обработки дозатора. Для подключения бесштоковых полостей к источнику сжатого воздуха, с целью компенсации диссипативных потерь или фиксации рабочего органа в крайних положениях, используется распределитель 5/3, у которого в нейтральном положении полости пневматических цилиндров соединены с атмосферой. В дозаторе использованы пневматические цилиндры фирмы Пневмакс (Италия) с диаметром поршня 16 мм, ходом штока 25 мм и жесткостью пружины 295 Н/м (таблица 1).

Рассмотрим возможность применения пневматических цилиндров с возвратными пружинами в мехатронных пружинных приводах, построенных на базе нелинейного пружинного аккумулятора [5].

Схема нелинейного пружинного аккумулятора показана на рис. 4.

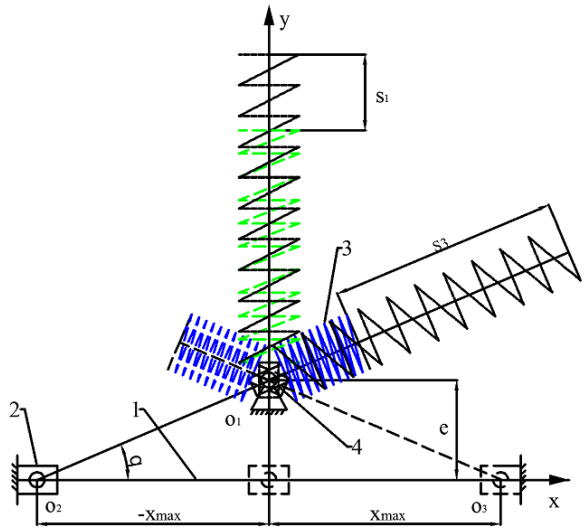


Рис. 4. Нелинейный пружинный аккумулятор с поступательной парой на базе пружины сжатия
1 – направляющая; 2 – каретка (ползун); 3 – пружина; 4 – боковые шарниры

При использовании пневматических цилиндров с пружинами сжатия в нейтральном положении каретки, в зависимости от конструктивных размеров, на каретку может действовать усилие Fy, большее или равное минимальному усилию пружины. При использовании стандартных элементов для соединения с кареткой, размер e можно определить в соответствии с данными каталогов.

При заданных размерах h и e (данные из каталога) максимальная величина перемещения каретки от нейтрального положения определяется из выражения

$$x_{max} = \sqrt{h^2 + 2 \cdot h \cdot e} \quad (2)$$

Если $[x_{max}]$ меньше x_{max}, то минимальное значение e равно

$$e=(x^2 - h^2)/2h \quad (3)$$

В этом случае требуется конструктивная доработка, обеспечивающая требуемое значение e.

Таблица 2 Параметры пружинного привода с разгрузкой направляющих при максимальной массе каретки (пружины расположены в штоковой полости)

Серия	Микроцилиндры серия ISO 6431-1260 (максимальный ход h=40мм)			Микроцилиндры серия ISO 6431-1280 «MIR» (максимальный ход h=50мм)		
Диаметр поршня(мм)	e (м)	t (c)	2xmax (мм)	e (м)	t (c)	2xmax (мм)
ø 8				0.055	0.235	179
ø 10				0.055	0.235	179
ø 12	0.024	0.154	118	0.043	0.206	164

ø 16	0.037	0.191	135	0.028	0.167	145
ø 20	0.037	0.191	135	0.050	0.224	173
ø 25	0.008	0.088	94	0.058	0.241	182
ø 32	0.024	0.154	118	0.039	0.197	160
ø 40	0.024	0.154	118			
ø 50	0.024	0.154	118			

Время t можно получить в соответствии с работой [9] из решения следующего уравнения

$$t = \sqrt{m/2} \cdot \int_{-x_{\text{мах}}}^{x_{\text{мах}}} \frac{dx}{\sqrt{\Pi_{\text{мах}} - \Pi_{\text{т}}}} \quad (4)$$

где $\Pi_{\text{т}}$ – текущее значение потенциальной энергии, определяемой координатой x.

После преобразований уравнения (4) принимает следующий вид

$$t = \sqrt{m/c} \cdot K_{te} \quad (5)$$

где K_{te} – безразмерный коэффициент, получаемый при решении интегрального уравнения.

$$K_{te} = \sqrt{m/c} \int_{-1}^{1} \frac{d\bar{x}}{\sqrt{(\sqrt{1+\bar{e}^2} - \bar{e})^2 - (\sqrt{\bar{x}^2 + \bar{e}^2} - \bar{e})^2}} \quad (6)$$

где $\bar{e}$=e/x_{max}, $\bar{x}$=x/x_{max}, $s_1 = F_H/c = e$.

Так как в рассматриваемых пневматических цилиндрах жёсткость пружины известна, то в соответствии с уравнением (6) максимальная перемешанная масса при заданном времени, находится из выражения:

$$m = \frac{c \cdot t^2}{K_{te}^2} \quad (7)$$

Примером использования рассматриваемых пневматических цилиндров с возвратными пружинами, является привод протягивания упаковочного материала, представленный на рис. 5.

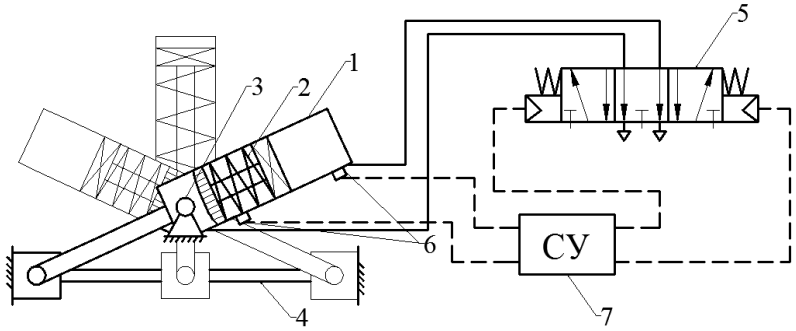


Рис. 5. Пружинный привод механизма протягивания упаковочного материала
1 – пневматический цилиндр с пружиной сжатия; 2 –боковые шарниры; 3 – направляющая; 4 –пневматический распределитель 5/3; 5 – герконы; 6 – система упражнения.

Пружинный привод состоит из пневматического цилиндра 1, с пружиной сжатия, установленной в его штоковой полости. С помощью боковых шарниров 3 цилиндр закреплен на корпусе привода. Шток цилиндра 1 шарнирно соединен с направляющей 4. Привод снабжен

пневматическим распределителем 5/3 (позиция 5). На пневматическом цилиндре 1 установлены датчики положения - герконы 6. При движении ползуна в любое из крайних положений пружина 2 сжимается.

Затраты энергии определяются только потерями на внутреннее трение в пружине, на трение в зацепах и направляющих, и силами трения в пневматическом цилиндре. Расчёт диссипативных потерь в пружинных аккумуляторах подробно изложен в работах [2, 7].

Заключение

Определены характеристики рабочих операций, которые могут быть получены при создании мехатронных пружинных приводов с рекуперацией энергии с использованием стандартных пневматических цилиндров с возвратными пружинами, в которых обеспечиваются благоприятные динамические режимы и снижаются в несколько раз энергетические затраты. Разработаны рекомендации по использованию пневматических цилиндров с возвратными пружинами в мехатронных пружинных приводах с использованием нелинейных пружинных аккумуляторов, что позволяет уменьшить размеры привода в направлении движения рабочего органа и снизить нагрузки на направляющие.

Разработанный привод протягивания упаковочного материала с использованием пневматического цилиндра с возвратной пружиной уменьшает затраты энергии и обеспечивает благоприятные динамические режимы работы.

Результаты работы использованы при разработке мехатронной пневматической системы приводов фасовочно-упаковочного автомата для сыпучих продуктов в диапазоне от 0,5г до 5г. Результатами работы могут воспользоваться разработчики энергосберегающего технологического оборудования.

–

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

[1] Корендясев А.И., Саламандра Б.Л., Тывес Л.И. Теоретические основы робототехники. В 2 кн. – М.: Наука. – 2006. – 376 с.

[2] Жавнер В.Л., Мацко О.Н., Жавнер М.В. Рекуперативные приводы для цикловых перемещений. Deutschland, Saarbrucken, Palmarium Academic Publishing, 2014. 90 с.

[3] Жавнер В.Л., Мацко О.Н., Чжао Вэнь, Пружинные приводы с рекуперацией энергии для цикловых перемещений с технологической нагрузкой – М.: Инновации и перспективы развития горного машиностроения и механики: IPDME_2018: Сборник тезисов/Санкт-Петербургский горный университет. СПб, 2018. С.42

[4] Жавнер В. Л., Чжао Вэнь, Дозирование сыпучих продуктов малыми дозами массой 0,2-5 грамм -М.: Вестник международной академии холода – 2018 №2 – 34-41с.
[5] Жавнер В. Л., Чжао Вэнь, Применение пневматических двигателей для компенсации диссипативных потерь в пружинных приводах с рекуперацией энергии. – М.: Гидравлические машины, гидропневмоприводы и гидропневмоавтоматика. Современное состояние и перспективы развития: Сборник научных трудов международной научно-технической конференции 7-8 июня 2018 г. С.307
[6] Жавнер. В.Л. Чжао Вэнь, Исследование мехатронной системы дозирования сыпучих продуктов малыми дозами М.: Современное машиностроение: наука и образование MMEST-2018,2018. – 410 с.
[7] Пелупесси Д. С., Жавнер М. В., Пружиные аккумуляторы для шаговых приводов. -М.: СОВРЕМЕННОЕ МАШИНОСТРОЕНИЕ. НАУКА И ОБРАЗОВАНИЕ – 2016 №5 – 499-509с.
[8] Компоненты для пневматических и вакуумных систем - 2011. 643с. Каталог компании «Пневмакс»: сайт компании. – Режим доступа: https://www.pneumax.ru/
[9] Anne Emblem, Henry Emblem. Packaging technology - Fundamentals, materials and processes M.: Woodhead Publishing Limited, 2012.-595p.
[10] Zhavner V.L., Matsko O.N. Spring drives for reciprocal motion – M.: Journal of Machinery Manufacture and Reliability, 2016, Vol.45, No.1, pp.1-5. Allerton Press, Inc., 2016
[11] 彭博，粉末包装精密计量系统的设计与分析。《湖北工业大学》2017

V.L.Zhavner, Zhao Wen, Yan Chuanchao, Wu Long

APPLICATION OF PNEUMATIC ENGINES FOR COMPENSATION OF DISSIPATIVE LOSSES IN SPRING WIRES WITH RECOVERY OF ENERGY

Peter the Great St.Petersburg Polytechnic University, Russia;

Abstract

The questions of using pneumatic motors in spring drives to compensate for dissipative losses, fixing the drive in the extreme positions of spring batteries are considered. A class of tasks is identified in which spring drives with energy recovery are created using only pneumatic cylinders with return springs. The class of problems in which spring drives with energy recovery are created using only pneumatic cylinders with return springs is highlighted. Examples of the use of such drives in filling and packaging equipment are considered. It is proposed

to make pneumatic actuators with return springs in mechatronic drives constructed on the basis of linear spring accumulators with two springs. Consider the dissipative losses compensation algorithms in mechatronic drives. The maximum values of the mass, which can be mixed by such mechatronic drives for each size of the pneumatic cylinder, are determined. A description of the dispenser of bulk products is given, in which it is easy to disassemble and assemble for sanitary-hygienic processing. It is proposed to use pneumatic cylinders with return springs in mechatronic drives with energy recovery based on nonlinear spring batteries. Dependencies for determining dissipative losses are given.

Key words: spring drive, dissipative losses, energy recovery, pneumatic cylinders, dispensers, packaging materials.

REFERENCES

[1] Korendyasev A.I., Salamandra B.L., Tyves L.I. Teoreticheskiye osnovy robototekhniki. V 2 kn. – M.: Nauka. – 2006. – 376 s.

[2] Zhavner V.L., Matsko O.N., Zhavner M.V. Rekuperativnyye privody dlya tsiklovykh peremeshcheniy. Deutschland, Saarbrucken, Palmarium Academic Publishing, 2014. 90 s.

[3] Zhavner V.L., Matsko O.N., Pruzhinnyye privody s uravnoveshivaniyem dlya gorizontalnykh vozvratno-postupatelnykh peremeshcheniy - M.:Vestnik nauchno-tekhnicheskogo razvitiya 2016 № 5, s. 12-17

[4] Zhavner V. L., Chzhao Ven, Dozirovaniye sypuchikh produktov malymi dozami massoy 0,2-5 gramm -M.: Vestnik mezhdunarodnoy akademii kholoda – 2018 №2 – 34-41s.

[5] Zhavner V. L., Chzhao Ven, Primeneniye pnevmaticheskikh dvigateley dlya kompensatsii dissipativnykh poter v pruzhinnykh privodakh s rekuperatsiyey energii. – M.: Gidravlicheskiye mashiny, gidropnevmoprivody i gidropnevmoavtomatika. Sovremennoye sostoyaniye i perspektivy razvitiya: Sbornik nauchnykh trudov mezhdunarodnoy nauchno-tekhnicheskoy konferentsii 7-8 iyunya 2018 goda. S.307

[6] Zhavner. V.L. Chzhao Ven, Issledovaniye mekhatronnoy sistemy dozirovaniya sypuchikh produktov malymi dozami M.: Sovremennoye mashinostroyeniye: nauka i obrazovaniye MMEST-2018,2018. – 410 s.

[7] Pelupessi D.S., Zhavner M.V., Spring batteries for stepper drives. -M .: MODERN MECHANICAL ENGINEERING. SCIENCE AND EDUCATION - 2016 №5 - 499-509c.Components for pneumatic and vacuum systems - 2011. 643p. Catalog of the kompaniya «Pnevmaks»: sayt kompanii. – Rezhim dostupa: https://www.pneumax.ru/

[8] Anne Emblem, Henry Emblem. Packaging technology - Fundamentals, materials and processes M.: Woodhead Publishing Limited, 2012.-595p.

[9] Zhavner V.L., Matsko O.N. Spring drives for reciprocal motion – M.: Journal of Machinery Manufacture and Reliability, 2016, Vol.45, No.1, pp.1-5. Allerton Press, Inc., 2016
[10] 彭博，粉末包装精密计量系统的设计与分析。《湖北工业大学》2017

ISSN 2223-0807
Современное машиностроение: Наука и образование :
материалы 8-й Международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н.Евграфова и А.А. Поповича.- СПб.: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2019.

DOI 10.1872/MMF-2019-40
УДК 681.518

В. А. Коковин, А.А. Евсиков

РАЗРАБОТКА И ТЕСТИРОВАНИЕ ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНОЙ РУКИ РОБОТА

Валерий Аркадьевич Коковин, к.т.н., доцент кафедры АТПиП Государственного университета "Дубна", Филиал "Протвино", Россия, Протвино, Московская область, Северный пр.9.
Тел.: (4967)31-02-34, E-mail: kokovin@uni-protvino.ru.

Александр Александрович Евсиков, к.т.н., доцент кафедры АТПиП Государственного университета "Дубна", Филиал "Протвино", Россия, Протвино, Московская область, Северный пр.9. Тел.: (4967)31-0190, E-mail: eaa@uni-protvino.ru.

Аннотация

В работе рассмотрены вопросы разработки и функционального испытания руки робота-манипулятора, оснащенной сенсорными и вычислительными устройствами. Использование в составе руки робота видеокамеры и вычислителя дало возможность решать интеллектуальные задачи по распознаванию объектов манипулирования и осуществлять взаимодействие с оборудованием распределенной технологической системы. Результаты тестирования робота-манипулятора в указанном исполнении показали повышение производительности при работе в неполностью формализованной рабочей среде.

Ключевые слова: интеллектуальная рука робота-манипулятора, видео камера, распределенная технологическая система, FPGA, ARM-контроллер.

1. Введение

Для повышения эффективности производства разработана концепция *Industry 4.0* основанная на цифровых и информационных технологиях [1]. В основе данной концепции лежит процесс внедрения *IoT* (*Internet of Things*) [2] и *IoRT* (*Internet of Robotic Things*) [3] в производство с целью расширения функциональности автоматизированных систем.

В работе [4] рассмотрены подходы при формировании устройств *IoRT*, отмечена огромная гибкость при разработке и внедрении новых приложений для сетевой робототехники, для организации распределенных вычислительных ресурсов и взаимодействии мехатронных устройств. Роботизированные устройства могут отслеживать события, собирать данные с разнообразных датчиков из различных источников и использовать интеллектуальные возможности своих вычислителей для определения оптимальных действий.

Развитие микроэлектроники и информационных технологий позволило создать миниатюрные вычислители, являющиеся ядром устройств *IoRT*, с малым потреблением энергии и высокой производительностью. Такие вычислители реализуются на процессорах с *ARM*-архитектурой [5] или на платформе программируемых логических матриц *FPGA* (*Field-Programmable Gate Array*) [6]. Совместное использование двух разных вычислителей дает наиболее гибкие функциональные возможности. Компактные вычислители позволяют решать интеллектуальные задачи не только всей автоматизированной системы (или устройства), но и отдельных ее узлов.

Хорошим примером интеллектуализации отдельных подсистем сложного технического устройства является система безопасности автомобиля. Эта система может включать следующие подсистемы: антиблокировочную систему тормозов (*ABS*), систему курсовой устойчивости (*ESP*), систему автоматического экстренного торможения, система коммуникаций между автомобилями и инфраструктурными объектами и т.д. [7]. Такие системы могут быть абсолютно автономными, с точки зрения принятия решений, или могут взаимодействовать между собой для использования результатов работы этих систем.

В современном автоматизированном производстве ответственное место занимают системы манипулирования. Системы манипулирования решают многочисленные и разноплановые операции, связанные с загрузкой и разгрузкой станков в роботизированных технологических комплексах, укладкой на паллеты готовой продукции, сменой инструментов и т.д. Современные роботы-манипуляторы могут быть оснащены видеосистемами для решения сложной интеллектуальной задачи – распознавание цвета, контура, позиции объектов манипулирования.

В данной статье предлагается решение по расширению интеллектуальных возможностей руки робота за счет использования

видеокамеры, отдельного вычислителя и возможности взаимодействия с устройствами робототехнического комплекса.

Статья организована следующим образом. В разделе 2 дается анализ работ, связанных с расширением функциональных возможностей руки робота манипулятора. В разделе 3 формулируется задача. В разделе 4 рассматривается реализация и исследование интеллектуальной руки. Обсуждаются особенности управляющей структуры, необходимых электронных компонентов руки и алгоритмов их взаимодействия. Наконец, заключение дается в разделе 5.

2. Анализ работ по тематике статьи

Одним из наиболее ответственных узлов робота является устройство захвата объектов манипулирования. Многие фирмы, производители роботов и отдельных узлов, уделяют интеллектуализации захвата большое внимание. Фирма *SCHUNK*, лидер в области систем захвата и технологий зажима, объявила о планах по созданию автономной системы захвата на основе искусственного интеллекта [8]. В пресс-релизе фирмы [9] говорится, что для реализации сценариев *Industry* 4.0, для совместной работы человека и робота необходимы интеллектуальные, чувствительные и тесно взаимосвязанные системы захвата, которые независимо распознают детали, постоянно обнаруживают их окружение, приближаются друг к другу автоматически и обеспечивают стабильное и безопасное обращение даже с большим количеством деталей. Захватные устройства *ROBOTIQ* [10] позволяют контролировать усилие, скорость и позицию каждого пальца, что дает возможность манипулировать очень маленькими и хрупкими объектами. Фирма *SIGK AG* [11] разработала линейку видеодатчиков для оснащения манипуляторов роботизированных устройств. Эти видесенсоры позволяют позиционировать захватное устройство, различать цвет объекта манипулирования, измерять размеры и т.д. Видеодатчики семейства *InspectorP*65x представлены фирмой как интеллектуальное решение для обработки изображений. Эти датчики используют программного обеспечения для промышленной обработки изображений *HALCON* [12] компании *MVTec* [13].

Анализ данной тематики показал, что направление интеллектуализации отдельных узлов роботизированных устройств развивается по разным направлениям. Многие разработки представляют собой законченные автономные системы [8],[11], решающие конкретные задачи по использованию захватных устройств, распознаванию объектов манипулирования. Конструктивные решения этих систем рассчитаны на универсальное использование с различными роботами-манипуляторами. Фирма *SCHUNK* [8] специализируется на захватных устройствах с

использованием технологий искусственного интеллекта. Для программной поддержки интеллектуальных роботизированных устройств сформировался рынок специализированного программного обеспечения. Например, лидером программной поддержки машинного зрения является фирма *MVTec* [13].

3. Постановка задачи

При разработке лабораторных практикумов для обучения бакалавров специальности «Автоматизация технологических процессов и производств» используются технологические системы, соответствующие направлениям изучаемых дисциплин данного курса [14]. В перечне используемого оборудования присутствуют разноплановые устройства с различными вычислителями систем управления и разнообразным программным обеспечением: линейные модули перемещения (конвейеры) на основе сервоприводов, промышленные роботы манипуляторы под управлением программируемых логических контроллеров (ПЛК), автономная транспортная тележка с беспроводной линией связи и т.д. Поставлена задача сформировать взаимодействие модулей перемещения и робота-манипулятора с распознаванием изображения детали на конвейере. Для реализации этой задачи необходимо оснастить руку робота-манипулятора интеллектуальной системой управления (ИСУ), которая должна соответствовать следующим требованиям:

- формировать и обрабатывать коммуникационные запросы по сети *Wi-Fi*;
- формировать и обрабатывать сообщения по локальной сети на основе *DS*-кодирования [15];
- распознавать контуры объектов манипулирования (деталей) с помощью видеосистемы;
- иметь загружаемую базу данных (архив) эталонных контуров объектов;
- управлять или формировать сигналы для ПЛК для привода схвата.

Сформулированные требования отвечают задачам, решаемых устройствами класса *IoRT*. Исходя из этого можно формулировать задачи для программной поддержки (операционная система, библиотеки, языки программирования).

4. Разработка автономной системы управления для интеллектуализации руки

Разработка прототипа ИСУ выполнена для промышленного робота ЦПР-1П. Этот робот манипулятор имеет пневмопривод по всем

координатам и имеет регулируемые гидравлические демпферы в качестве ограничителей по позиционированию. На рисунке 1 представлено изображение основных узлов робота: рука, захватное устройство, механизм подьема и поворота.

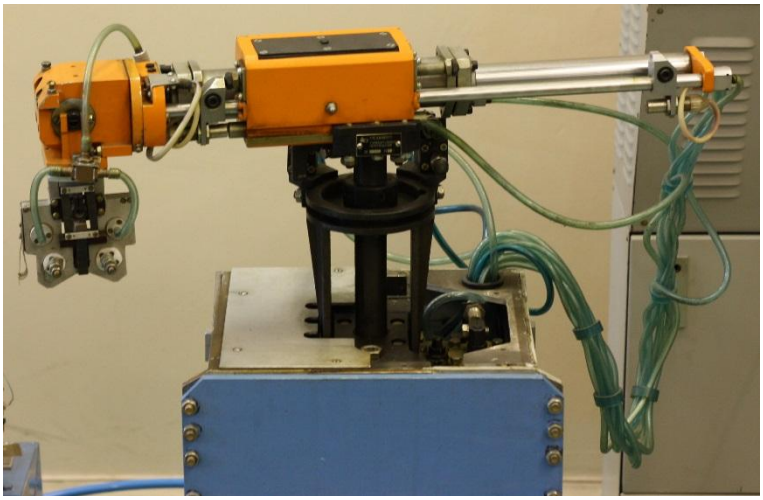


Рис.1 Робот-манипулятор ЦПР-1П

Рассмотрим состав устройств необходимых для реализации ИСУ. Как было сказано выше, одна из задач связана с распознаванием объектов на транспортном конвейере, а другая с формированием и обработкой коммуникационные запросов по сети *Wi-Fi*. Для компактности конструкции необходимо совместить необходимые вычислительные ресурсы в одном контроллере. В настоящее время на рынке электронных средств существует большой выбор контроллеров, разработанных для прототипирования устройств, отвечающих этим требованиям. Важным аргументом при выборе контроллера является программная поддержка свободно распространяемыми средствами (*open source*). Кроме того, контроллер должен отвечать следующим требованиям:

- иметь на борту *WLAN* с быстродействием не хуже, чем 802.11*n*;
- иметь видео вход по интерфейсу *CSI* (*camera serial interface*);
- иметь дополнительную шину ввода/вывода данных для подключения периферийных устройств (в нашем случае для аппаратного контроллера локальной сети);
- иметь возможность работать с различными операционными системами.

В обзоре [16] проанализированы различные конфигурации вычислительных устройств. Указанным требованиям отвечают многие контроллеры класса *IoT*. В качестве микроконтроллера для прототипа ИСУ был выбран *Raspberry Pi Zero W* [17]. Дополнительным аргументом для выбора этого устройства послужила возможность работать не только под

различными версиями операционной системы *Linux*, но и *Windows* 10 *IoT Core* [18]. Кроме того, у данного контроллера есть программная поддержка машинного зрения от фирмы *MVTec* [13].

Взаимодействие устройств роботизированной линии необходимо для координации их работы, включая синхронизацию при реализации распределенного алгоритма. Применение *LAN* для целей взаимодействия не всегда оправдано, поскольку *LAN*, как правило, используется для системных целей: загрузка конфигураций, реализация облачных технологий и т.д. Поэтому необходима дополнительная быстрая локальная связь на уровне платы управления, которая не занимала бы ресурсы микроконтроллера. Для достоверности передаваемых данных и для повышения общей надежности системы, необходимо использовать на сигнальном уровне при передаче *событий* и *сообщений* специальную кодировку (DS-кодирование). Вариант структуры вычислителя для локальной сети, реализованного на *Field Programmable Gate Array* (*FPGA*), а также особенности сетевой конфигурации при взаимодействии мехатронных устройств, рассмотрены в статьях [19],[20]. В настоящем проекте использовалась микросхема типа *FPGA* 10*M*08*SAE*144*C*8 фирмы Intel семейства *MAX*10.

Структура ИСУ представлена на рисунке 2. Блок управления для локальной сети содержит два *DS-link* - две пары устройств для полнодуплексной связи с другими устройствами по стандарту *IEEE* 1394-1995 [15]. Два устройства необходимы для включения ИСУ в кольцевую (или линейную) структуру локальной сети [19].

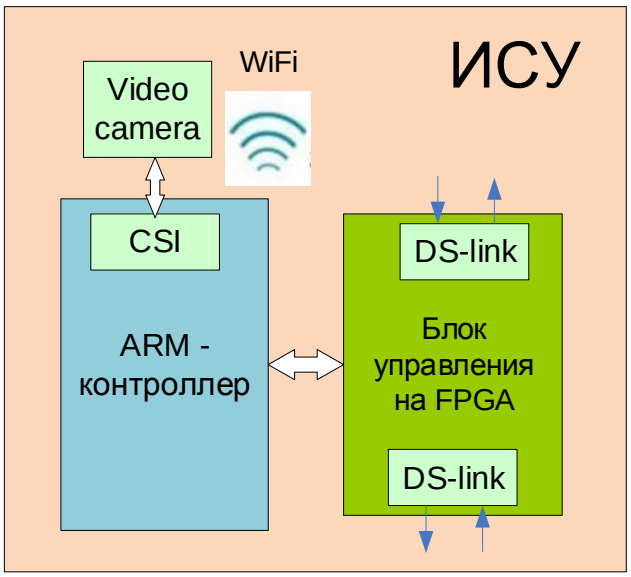


Рис.2. Структурная схема ИСУ

При распознавании изображений объектов с помощью ИСУ приняты следующие ограничения: объекты имеют достаточно простую форму (т.е.

по контуру можно однозначно идентифицировать объект), ориентация объектов соответствует положению загрузки робота, объекты регистрируются на равномерно засвеченном фоне (без теней). В работе [21] рассмотрена методика распознавания объектов с помощью выделения их контуров и показано, что для образов объектов достаточным является описание в виде контуров (с учетом некоторых ограничений), регистрируемых изображений этих объектов. Далее найденный контур изображения сравнивается с эталонным. Данный подход позволяет упростить алгоритмы обработки, так как обрабатывается не пространство изображений объектов, а пространство контуров. Предложенная методика включает следующие основные этапы:

- предварительная обработка изображения (преобразование из цветного в монохромный, морфологические преобразования – повышение контрастности изображения) для уменьшения высокочастотных шумов;
- сегментация изображения (выделение границы, пороговая обработка и т.д.);
- представление и обработка изображения по определенным признакам (например, фурье-дескрипторам);
- операции с контурами (например, определение площади, периметра);
- сравнение полученного контура с эталонными.

Использование в ИСУ контроллера с *ARM*-процессором и поддержкой «настоящей» операционной системой (линуксоподобной) позволило для обработки изображений применить библиотеку компьютерного зрения с открытым исходным кодом - *OpenCV* (*Open Computer Vision*) [22].

Проверка работоспособности ИСУ (функциональное тестирование) проводилась в следующем составе оборудования: модуль линейного перемещения МР110 с зубчато-ременной передачей привода каретки (с ходом 2000 мм) с интегрированным сервоприводом СПШ20-34, промышленный робот-манипулятор ЦПР-1П с управлением от ПЛК [23] и смонтированным модулем ИСУ, тактовый стол с загрузочным устройством. Все движения робота выполняются под управлением ПЛК CPU-224 фирмы *Siemens*. Взаимодействие контроллеров ИСУ (блока управления ИСУ, см. рис.2), СПШ20-34 и ПЛК выполняется по локальной сети с помощью сообщений и событий. Эталоны контуров объектов загружаются в память контроллера ИСУ по *WLAN*.

В исходном положении рука робота в верхнем положении расположена над платформой модуля МР110. Платформа с различными объектами (деталями) перемещается по направлению перпендикулярному выдвижению руки. Все детали ориентированы в положение «загрузка». Если контур очередной детали на платформе соответствует заданному эталонному, то ИСУ формирует сигнал контроллеру модуля МР110 «стоп

движение» и сигнал ПЛК для захвата детали схватом робота. Тестирование ИСУ при работе по описанному выше сценарию показало функциональность модуля, соответствующую заданным требованиям.

5. Заключение

Реализованное решение по разработке ИСУ с двумя вычислителями для руки робота-манипулятора ЦПР-1П является избыточным. Вместе с тем данный проект является прототипом для создания универсальной интеллектуальной системы управления и может использоваться со многими роботизированными устройствами. Дальнейшее развитие ИСУ предполагает взаимодействие по беспроводной сети с мобильными мехатронными устройствами – автономными транспортными тележками.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

[1] F. Shrouf, J. Ordieres, G. Miragliotta, "Smart factories in Industry 4. 0: A review of the concept and of energy management approached in production based on the Internet of Things paradigm", *2014 IEEE International Conference on Industrial Engineering and Engineering Management*, pp. 697-701, 2014

[2] B.Javed, M. W. Iqbal, H. Abbas, "Internet of Things (IoT) Design Considerations for Developers and Manufacturers", *ICC2017*

[3] Ray P.P. “Internet of robotic things: Concept, technologies, and challenges,” IEEEAccess, vol. 4, pp. 9489–9500, 2016.

[4] Simoens P., Dragone M., Saffiotti A. (2018). The Internet of Robotic Things: A review of concept, added value and applications. *International Journal of Advanced Robotic Systems*, *15*(1), 1-11. DOI: 10.1177/1729881418759424

[5] https://www.arm.com/

[6] https://www.intel.com/content/www/us/en/products/programmable/fpga/max-10.html

[7] Системы современного автомобиля http://systemsauto.ru/

[8] https://schunk.com/nl_en/press/press-service/press-releases/article/12405-schunk-keeps-pushing-the-use-of-ai-forward/

[9] https://schunk.com/nl_en/press/press-service/press-releases/article/3022-schunk-presents-intelligent-gripping-systems-for-smart-production/

[10] Захватные устройства https://robotiq.com/

[11] https://www.sick.com/

[12] https://www.mvtec.com/products/halcon/

[13] https://www.sick.com/ru/ru/vision/-2d/inspectorp65x/c/g401753

[14] Леонов А.П., Евсиков А.А., Коковин В.А. Об особенностях подготовки инженерных кадров по направлению "Автоматизация технологических процессов и производств"// В сборнике: Проблемы экономики, организации и управления в России и мире Материалы XVIII международной научно-практической конференции. 2018. С. 109-113.
[15] IEEE 1394-1995. IEEE Standard for a High Performance Serial Bus. – IEEE, 1995
[16] IoT Hardware Guide. https://www.postscapes.com/internet-of-things-hardware/
[17] Raspberry Pi Zero W. https://www.raspberrypi.org/products/raspberry-pi-zero-w/
[18] Windows 10 IoT Core https://www.microsoft.com/en-us/software-download/windows10iotcore
[19] Коковин В.А., Евсиков А.А. Особенности событийного взаимодействия мехатронных устройств распределенных технологических установок / Современное машиностроение. Наука и образование: материалы 6-й международной научно-практической конференции / под ред. М.М. Радкевича и А.Н. Евграфова. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2017. № 6. С. 480-488.
[20] Valery A. Kokovin, Alexander A. Evsikov, Event-Related Interaction of Mechatronic Modules in Distributed Technological Installations, (2018) *International Review of Mechanical Engineering (IREME)*, Vol 12, No 5, pp. 415-419. DOI: 10.15866/ireme.v12i5.14584
[21] Колючкин В.Я., Нгуен К.М., Чан Т.Х. Алгоритмы обработки информации в системах технического зрения промышленных роботов. Инженерный журнал: наука и инновации, 2013, вып. 9. http://engjournal.ru/catalog/pribor/optica/920.html
[22] Open source computer vision and machine learning software library https://opencv.org/
[23] Оборудование лаборатории автоматизации технологических процессов филиала «Протвино» http://uni-protvino.ru/strukturnye-podrazdeleniya/kompleksnaya-laboratoriya/laboratoriya-avtomatizacii.html

V.A. Kokovin, A.A. Evsikov

DEVELOPMENT AND TESTING OF INTELLIGENT ROBOTIC ARM

Moscow Region State University “Dubna”, Branch “Protvino”, Protvino,

Abstract

The paper deals with the development and functional testing of the arm of a robotic arm equipped with sensor and computing devices. Using a video camera and computer as part of a robot's hand made it possible to solve intelligent tasks of recognizing objects of manipulation and interact with the equipment of a distributed technological system. The test results of the robot manipulator in the specified version showed an increase in productivity when working in an incompletely formalized working environment.
Keywords: intelligent robot arm, video camera, distributed technological system, FPGA, ARM controller

REFERENCES

[1] F. Shrouf, J. Ordieres, G. Miragliotta, "Smart factories in Industry 4. 0: A review of the concept and of energy management approached in production based on the Internet of Things paradigm", *2014 IEEE International Conference on Industrial Engineering and Engineering Management*, pp. 697-701, 2014
[2] B.Javed, M. W. Iqbal, H. Abbas, "Internet of Things (IoT) Design Considerations for Developers and Manufacturers", *ICC2017*
[3] Ray P.P. “Internet of robotic things: Concept, technologies, and challenges,” IEEEAccess, vol. 4, pp. 9489–9500, 2016.
[4] Simoens P., Dragone M., Saffiotti A. (2018). The Internet of Robotic Things: A review of concept, added value and applications. *International Journal of Advanced Robotic Systems*, *15*(1), 1-11. DOI: 10.1177/1729881418759424
[5] https://www.arm.com/
[6] https://www.intel.com/content/www/us/en/products/programmable/fpga/max-10.html
[7] Modern car systems http://systemsauto.ru/
[8] https://schunk.com/nl_en/press/press-service/press-releases/article/12405-schunk-keeps-pushing-the-use-of-ai-forward/
[9] https://schunk.com/nl_en/press/press-service/press-releases/article/3022-schunk-presents-intelligent-gripping-systems-for-smart-production/
[10] Gripping devices https://robotiq.com/
[11] https://www.sick.com/
[12] https://www.mvtec.com/products/halcon/
[13] https://www.sick.com/ru/ru/vision/-2d/inspectorp65x/c/g401753
[14] Leonov A.P., Kokovin V.A., Evsikov A.A. On the peculiarities of the training of engineering personnel in the direction of "Automation of technological processes and production"// V sbornike: Problemy ekonomiki, organizacii i upravleniya v Rossii i mire Materialy XVIII

mezhdunarodnoj nauchno-prakticheskoj konferencii.2018. C. 109-113 (rus)
[15] IEEE 1394-1995. IEEE Standard for a High Performance Serial Bus. – IEEE, 1995
[16] IoT Hardware Guide. https://www.postscapes.com/internet-of-things-hardware/
[17] Raspberry Pi Zero W. https://www.raspberrypi.org/products/raspberry-pi-zero-w/
[18] Windows 10 IoT Core https://www.microsoft.com/en-us/software-download/windows10iotcore
[19] V.Kokovin, A.Evsikov, "Features of event interaction of mechatronic devices of distributed technological installations", 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, 2017. – pp. 480 – 488 (rus)
[20] Valery A. Kokovin, Alexander A. Evsikov, Event-Related Interaction of Mechatronic Modules in Distributed Technological Installations, (2018) *International Review of Mechanical Engineering (IREME),* Vol 12, No 5, pp. 415-419. DOI: 10.15866/ireme.v12i5.14584
[21] Kolyuchkin I.YA., Nguen K.M., Chan T.H. Algoritmy obrabotki informacii v sistemah tekhnicheskogo zreniya promyshlennyh robotov. Inzhenernyj zhurnal: nauka i innovacii, 2013, vyp. 9. http://engjournal.ru/catalog/pribor/optica/920.html
[22] Open source computer vision and machine learning software library https://opencv.org/
[23] Laboratory equipment for technological process automation of the "Protvino" branch http://uni-protvino.ru/strukturnye-podrazdeleniya/kompleksnaya-laboratoriya/laboratoriya-avtomatizacii.html

ISSN 2223-0807
Современное машиностроение: Наука и образование:
материалы 8-й Международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н. Евграфова и А.А. Поповича. - СПб.: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2019.

DOI 10.1872/MMF-2019-41
УДК 004.03; 004.896; 621.865.8; 62-229.76; 681.2.

В. М. Медунецкий[1], В.В.Николаев[1], Е.И.Яблочников[1]

КОМПЛЕКСНЫЙ ПОДХОД К ПОВЫШЕНИЮ ГИБКОСТИ РОБОТИЗИРОВАННЫХ СБОРОЧНЫХ ЛИНИЙ МАЛОГАБАРИТНЫХ ИЗДЕЛИЙ

[1]Виктор Михайлович Медунецкий,
«Санкт-Петербургский национальный исследовательский университет информационных технологий, механики и оптики» (Университет ИТМО)
Россия, Санкт-Петербург, Тел.: (812) 457-18-56, E-mail: vm57med@yandex.ru.

[1]Вячеслав Викторович Николаев,
«Санкт-Петербургский национальный исследовательский университет информационных технологий, механики и оптики» (Университет ИТМО)
Россия, Санкт-Петербург, Тел.: (812) 457-18-56, E-mail: mak5@inbox.ru.

[1]Евгений Иванович Яблочников,
«Санкт-Петербургский национальный исследовательский университет информационных технологий, механики и оптики» (Университет ИТМО)
Россия, Санкт-Петербург, Тел.: (812) 457-18-56, E-mail: yablochnikov@corp.ifmo.ru.

Аннотация

В работе рассмотрены вопросы повышения гибкости роботизированных сборочных линий малогабаритных изделий. На основании анализа влияния характеристик оборудования на перенастраиваемость сборочной роботизированной системы. Определены основные направления модификации технологического оборудования. Рассмотрены особенности роботизированных сборочных линий на примере сборки микрообъективов, предложены методы организации и модификации механических компонентов технологического оборудования.

Ключевые слова: технологическая гибкость, киберфизические технологические системы, роботизированная линия сборки, технические характеристики манипуляторов роботов, технические характеристики захватных устройств манипуляторов.

Введение

В современный период промышленное производство развивается под влиянием следующих тенденций. Расширения номенклатуры выпускаемых изделий при одновременном уменьшении размеров партии, сокращения времени на переход от выпуска одного вида продукции на выпуск другого, возрастающие требования к качеству, себестоимости, сроков производства продукции независимо от размера партии, а также повышения требований к управляемости производства для более глубокой интеграции с проектными системами. Указанные факторы увеличивают потребность в поиске методов и способов повышения технологической гибкости производств с широкой номенклатурой выпускаемых изделий и малой серийностью их производства. Также совокупность электромеханических и мехатронных компонентов производственных систем позволяет рассматривать повышение гибкости роботизированных сборочных линий в том числе и в рамках индустриальных киберфизических систем.

Гибкость производственных систем и методы их повышения

Под гибкостью производственной системы принято понимать способность переориентации на производство новых изделий при минимальном изменении материально-технической базы. Гибкость производственной системы может быть охарактеризована через номенклатурно-объемные показатели производимой продукции, выпускаемой в заданных сроках, объемах и себестоимости. Можно выделить следующие виды гибкости: технологическую – способность производственной системы реализовывать различные варианты технологического процесса на имеющемся технологическом оборудовании; структурно-оперативную – варьирование состава производственных элементов; машинную – способность переналадки технологических элементов производственной системы для производства заданной номенклатуры продукции [1].

Особую сложность в вопросах повышения гибкости представляют сборочные операции, определяющие в значительной мере технико-экономические показатели изделий [2]. Анализ типовых процессов сборки показывает, что около двух третей всей трудоемкости сборочных операций занимают операции пространственного ориентирования объекта производства относительно заданной системы координат (подача, изменения положения, совмещение базовых поверхностей), а одна треть приходиться на операции соединения деталей.

При решении задач автоматизации процессов сборки существуют два подхода – первый включает в себя создание специализированных средств автоматизации позволяющих выполнять отдельные технологические операции. Второй подход основывается на использовании универсальных средств автоматизации, позволяющих в наибольшем объеме воспроизводить функции сборщика [3]. Основными средствами автоматизации сборочных операций, используемые для реализации такого подхода, являются промышленные роботы [4-6]. Важно отметить, что наиболее перспективным является подход, в котором универсальными средствами будет достигнута манипуляционная составляющая сборочных операций, а специализированными средствами будет достигаться взаимодействующая (контактирующая) составляющая сборочных операций.

Проведенные исследования показали, что перенастраиваемость технологических параметров оборудования, изменение положения в пространстве (перестраиваемость), а также изменение положения в пространстве объектов производства (заготовки, детали, узла, изделия) технологической системы, оказывают основное влияние на гибкость производственной системы.

Метод блочно-модульной организации технологической линии

На практике перестраиваемость (перекомпоновка) технологического оборудования либо существенно затруднена, либо невозможна. В подавляющем большинстве случаев, перестраиваемость технологического оборудования не может быть выполнена в короткие сроки, так как сопряжена с прерыванием технологического цикла производства.

Повышение гибкости роботизированных сборочных линий может быть достигнуто за счет использования разработанного и предложенного метода блочно-модульной организации. Сборочная линия (рисунок 1) в общем случае будет в себя включать рабочее поле, набор технологических модулей и устройство перестановки.

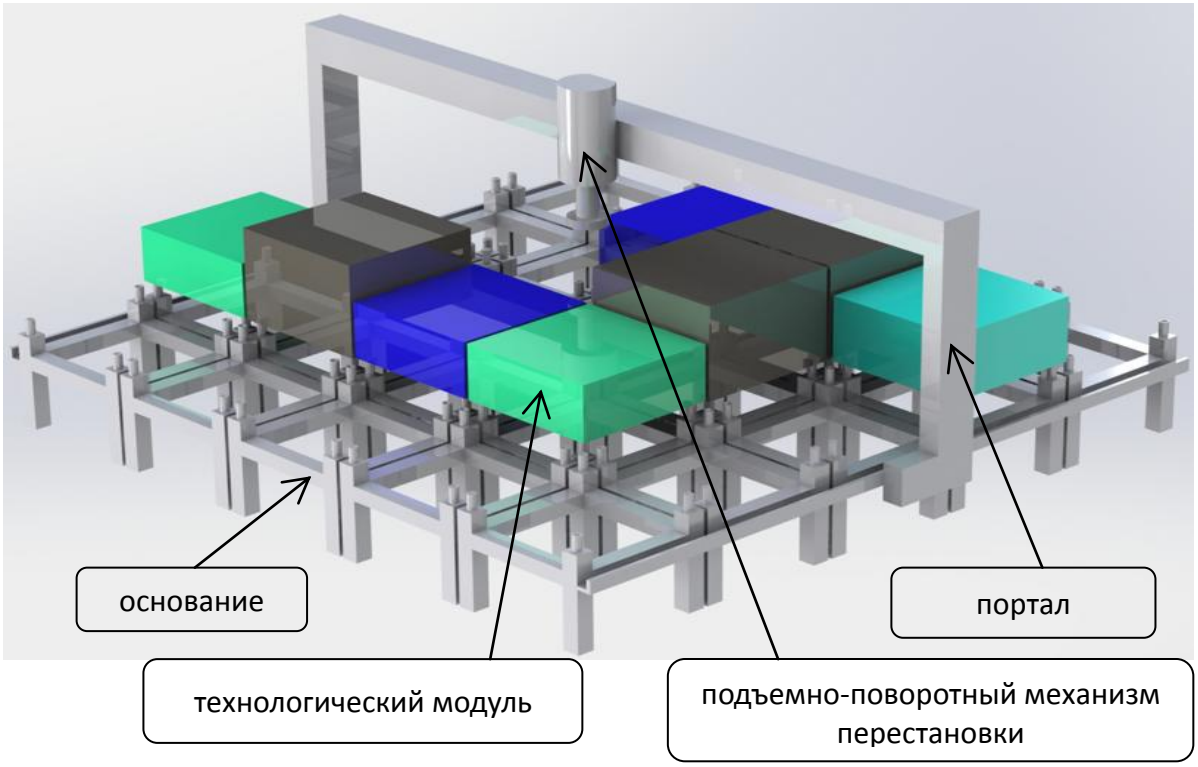


Рис. 1. Блочно-модульный способ организации технологической линии.

Рабочее поле представляет собой набор базирующих групп, размещенных с определенным шагом (рисунок 2). Технологические модули (ТМ) представляют собой унифицированный конструктив с фиксированными габаритно-присоединительными характеристиками, обеспечивающий пространственное сопряжение с базовыми группами и с соседними технологическими модулями.

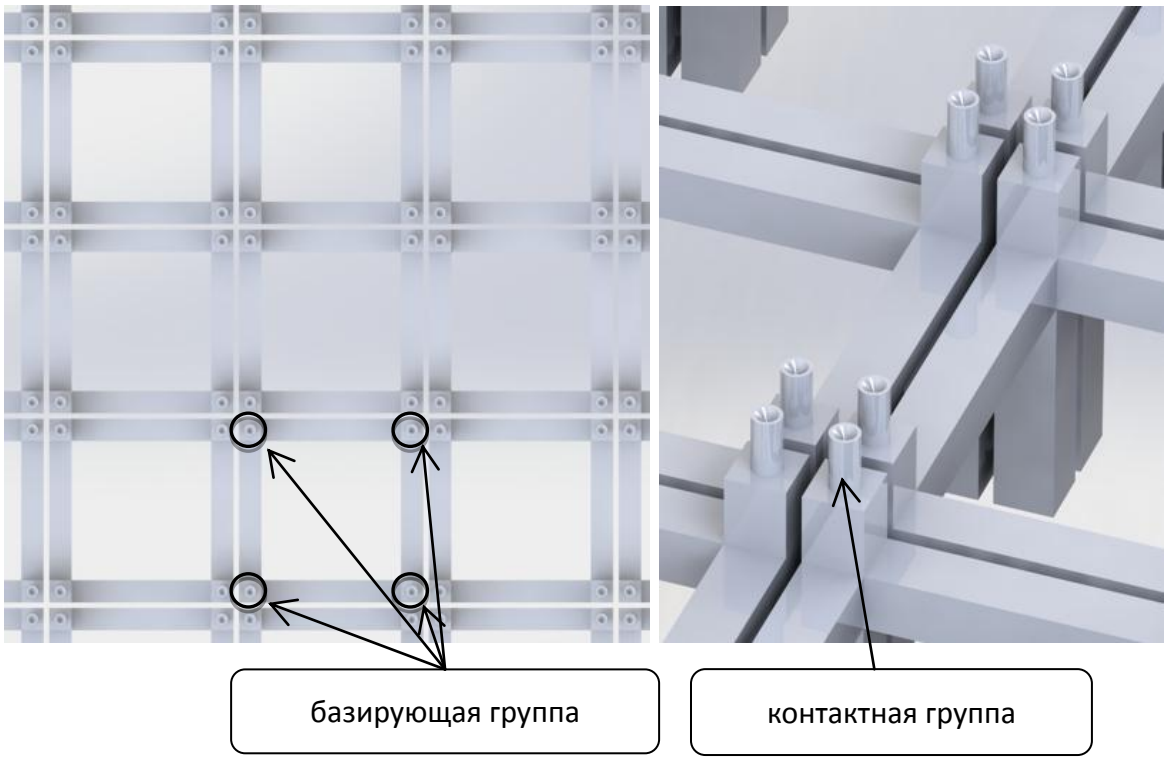


Рис. 2. Базирующие и контактные группы.

В ТМ размещается технологическое оборудование, включая измерительное, контрольное, робототехническое и другое оборудование. ТМ включает в себя несущую раму, электромеханическую систему сопряжения с базовыми поверхностями, локальную систему управления модулем, локальную систему питания и дополнительные вспомогательные системы. Питание на ТМ, а также управляющие сигналы передаётся через контактные группы, выполняющие роль базовых поверхностей.

Для взаимодействия с объектами производства каждый технологический модуль может оснащаться своей специальной манипулирующей системой, которая не только обеспечивает движение объекта производства относительно технологического оборудования модуля, но и может обеспечивать прием и передачу объекта производства на соседние модули.

Система управления рассмотренной перестраиваемой технологической линии может быть построена различными способами, включая как централизованное и децентрализованное (более перспективное) управление [7]. Технологические модули перемещаются с помощью специального подъемно-поворотного механизма перестановки с прямоугольной системой координат. Также механизм перестановки может выполнять роль манипулирующего устройства для выполнения отдельных операций технологического цикла, что позволяет повысить коэффициент

использования, производительность и гибкость оборудования перестраиваемой технологической линии.

Сборочная линия, построенная по методу блочно-модульной организации, позволяет обеспечить возможность быстрой перекомпоновки технологического оборудования технологической линии, что в совокупности с возможностью перенастройки параметров технологического оборудования позволит получить высокий уровень гибкости.

Метод перестановки манипулятора на базовые поверхности

Малогабаритные промышленные роботы достаточно широко применяются при сборке малогабаритных изделий, и, как правило, имеют компактные размеры, вследствие этого они имеют относительно малые рабочие зоны. В общем случае, основание манипулятора закреплено неподвижно и относительно него перемещается технологический транспорт с деталями.

На предприятиях, изготавливающих малогабаритные изделий (например, оптические приборы) с помощью роботизированных сборочных линий, используется общая роботизированная рабочая зона, состоящая из распределенных единичных рабочих зон манипуляторов. Роботами оснащаются рабочие станции, предназначенные для конкретной сборочной операции, а связь между ними организуется с помощью технологического транспорта конвейерного типа [2,3,14]. Подобный способ организации процесса, наряду с очевидными плюсами, такими как высокая производительность технологической линии, также имеет существенные минусы: для охвата технологического процесса требуется определенное количество роботов, при этом, поступление на рабочие станции объектов производства обычно осуществляются последовательно [4]. Переход на другой вид продукции может изменять порядок и номенклатуру используемых роботов, что может приводить к простоям технологического оборудования.

Существенно повысить технологическую гибкость автоматизированных линий возможно, если охватить рабочие станции единой рабочей зоной манипулятора (в предельном представлении одним), что позволит отказаться не только от локально расположенных манипуляторов, но в идеальном случае от транспортных систем, связывающих локальные манипуляторы.

Известно несколько способов расширения рабочей зоны манипулятора, один из которых - увеличение линейных размеров звеньев манипулятора. Этот способ имеет несколько существенных минусов: для сохранения требуемой точности позиционирования необходимо повышение жесткости всех составных компонентов манипулятора, что ведет к увеличению массы подвижных частей, моментов инерции,

возрастанию нагрузок, необходимости повышения точности позиционирования, что в конечном счете существенно повышает стоимость решения [8]. Важно отметить, что параметры конструкции промышленных роботов имеют определенные связанные характеристики – точность позиционирования и быстродействие, и как следствие производительность, убывают с ростом типоразмера манипулятора, а стоимость, в общем случае возрастает с увеличением типоразмера, поэтому с экономической точки зрения применение манипуляторов увеличенного или избыточного типоразмера не является целесообразным.

Второй из способов расширения рабочей зоны манипулятора – введение дополнительного подвижного звена – например, размещение манипулятора на самодвижущейся платформе для движения по плоской поверхности или установка основания манипулятора на рельсовом пути. Данный способ имеет следующие основные недостатки: необходимо создавать специальную транспортную поверхность или рельсовый путь, что значительно усложняет техническую реализацию такого решения; необходима достаточно сложная система определения пространственного положения основания, что может существенно снижать точность позиционирования [9]; необходима подвижная или автономная системы питания.

Одним из возможных вариантов расширения рабочей зоны манипулятора является метод перестановки манипулятора на фиксированные базовые поверхности [10]. Манипулятор размещается на переставляемом основании (рисунок 3), которое устанавливается на специально подготовленные жесткие базовые поверхности, обеспечивающие определенное пространственное положение манипулятора. Механизм, обеспечивающий перестановку манипулятора, может быть выполнен таким, что не потребуется сложной системы позиционирования. Таким образом, манипулятор может достаточно быстро оперативно переставляться для размещения в непосредственной близости с рабочей станцией.

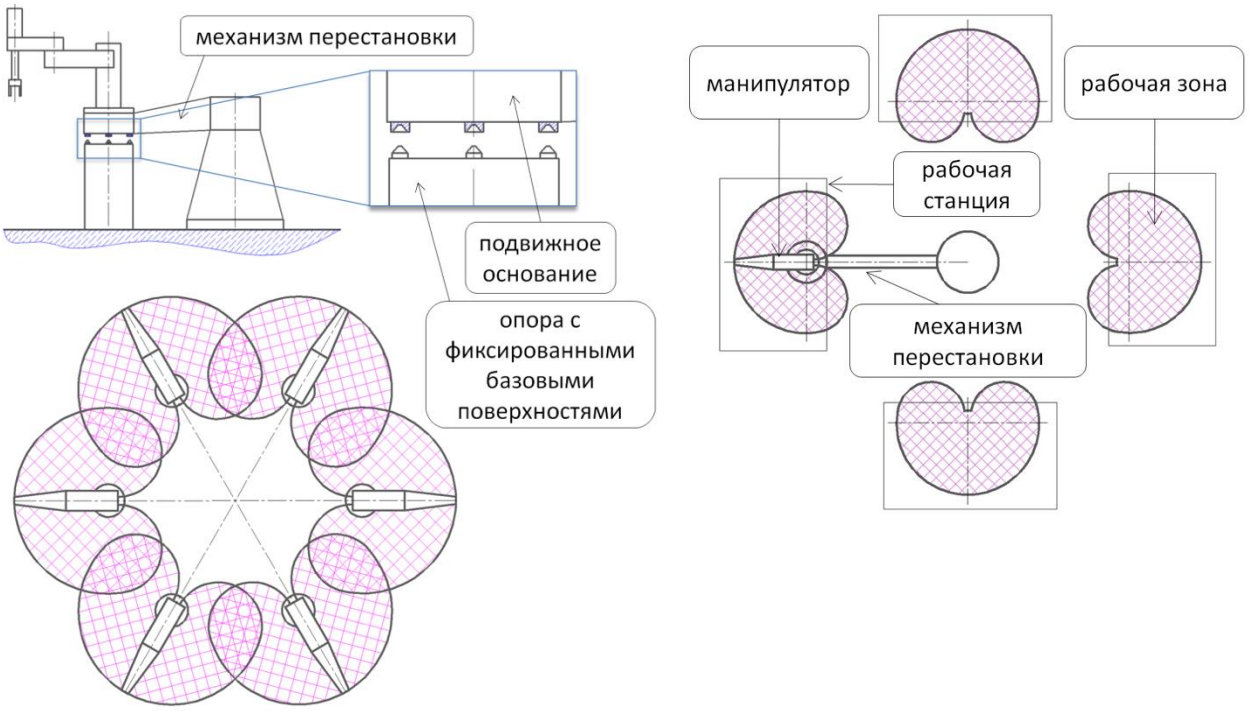


Рис. 3. Установка основания манипулятора на базовые поверхности. Его суммарная рабочая зона.

Кроме функции перестановки основания манипулятора, механизм должен надежно фиксировать основание на базовых точках. Учитывая, что базирующие поверхности жёстко закреплены, то при смене рабочей позиции калибровка манипулятора не требуется. Преимуществом данного метода является упрощение систем определения пространственного положения объекта производства. Наличие множества манипуляторов в технологической линии предполагает решение задач захвата объекта при поступлении в рабочую зону (к рабочей станции), например, после технологического транспорта. В некоторых случаях эти задачи возможно решить с помощью специальных ложементов (ориентирующих ячеек) в технологической таре. В наиболее сложных случаях для определения пространственного положения объекта, требуется введение систем специальных датчиков или элементов машинного зрения. Предложенный метод расширения рабочей зоны манипулятора путем перестановки на базовые поверхности уменьшает количество операции по захвату объекта, так как объект производства, в общем случае, сразу попадает на последующую станцию, минуя технологический транспорт или другой манипулятор.

Особенности сборки малогабаритных изделий

Рассмотрим особенности сборки малогабаритных изделий на примере автоматизированной линии сборки микрообъективов [11-13]. Принципиальной особенностью составных частей и элементов

микрообъектива является то, что они выполнены в виде тел вращения. При этом составные части, детали и узлы микрообъектива имеют свободный доступ к наружному или внутреннему диаметрам для осуществления захвата. Кроме этого, у всех составных частей микрообъектива присутствует связь между диаметром элемента и его массой, т.е. с увеличением диаметра компонента увеличивается его масса [14]. При этом важно отметить, что элементы микрообъектива не допускают приложение избыточных усилий для захвата. Учитывая то, что масса деталей и узлов микрообъектива может варьироваться в широких приделах, целесообразно применять унифицированное захватное устройство (захват), обладающее усилием схватывания, зависящее от диаметра захватываемого объекта. Если основные детали микрообъектива представить в виде условно тонкостенного цилиндра, то характер изменения зависимости массы от наружного диаметра имеет вид – рисунок 4.

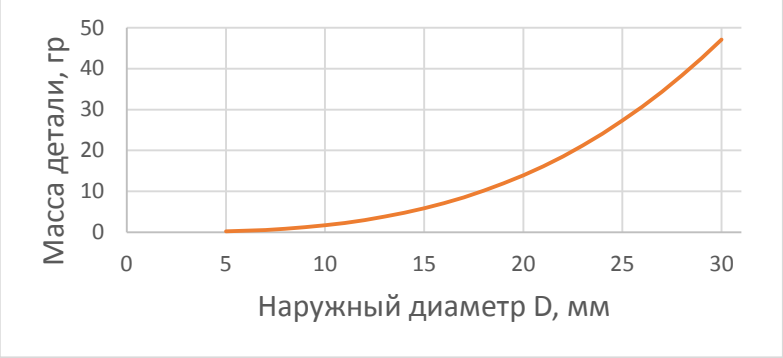


Рис. 4. Характер изменения зависимости массы стальной детали от наружного диаметра.

Решение такой задачи возможно двумя основными способами: первый это вариант управляемого захватного устройства (переналаживаемая технологическая оснастка), усилие схватывания которого будет определяться внешней системой управления исходя из весовых и прочностных параметров захватываемого объекта [15]. Второй способ — это захватное устройство с переменным усилием схватывания, которое будет по определённому закону зависеть от диаметра, захватываемого объекта. Учитывая более простую реализацию второго варианта, предложена, конструкция захватного устройства (рисунок 5), обладающая высоким ресурсом и переменным усилием схватывания за счет специального рычажного механизма.

Рис. 5. Конструкция универсального захватного устройства для технологической линии сборки микрообъективов.

Основная конструкционная часть захвата, объединяющая линейные подшипники и пневмоцилиндр, выполняется полой (полые структуры) и равнопрочной – по технологии 3D-печати из металла. Это позволит обеспечить высокую конструкционную жесткость и снизить стоимость изготовления захватного устройства. На рисунке 6 показана одна из трех частей механизма захватного устройства и фазы его движения при работе.

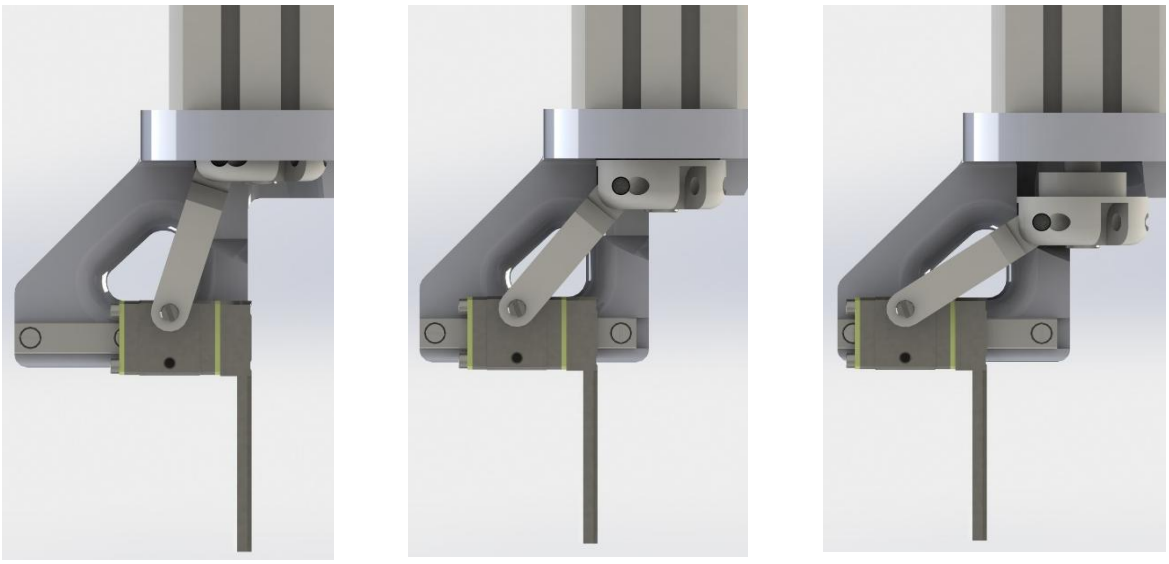


Рис. 6. Последовательность перемещения каретки универсального захватного устройства для технологической линии сборки микрообъективов.

Определены основные геометрические зависимости и передаточная функция предложенного конструктивного решения рисунок 7.

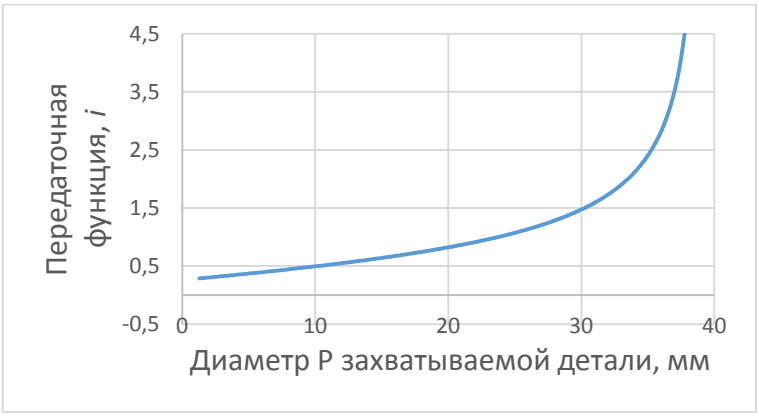


Рис. 7. Передаточная функция механизма универсального захвата.

В итоге предложенная схемная реализация захвата позволяет обеспечивать захват широкой номенклатуры элементов микрообъективов с различными массо-габаритными характеристиками, что повышает технологическую гибкость роботизированной сборочной линии.

Заключение

Совокупность предложенных методов модификации механических компонентов позволяет существенно повысить гибкость роботизированных сборочных линий малогабаритных изделий и обеспечивать быстрый переход на выпуск новой продукции при производстве широкой номенклатуры изделий. В результате, реализация

на практике предложенных механических компонентов сборочных роботизированных линий обеспечит возможность применения технологий компьютерного моделирования на этапе перекомпоновки технологической линии, организованной на основе блочно-модульного метода, что существенно позволит также сократить сроки подготовки технологической линии к выпуску нового типа продукции. Таким образом, существенный потенциал повышения гибкости роботизированных сборочных линий, в общем и целом, заключается в использовании технологий построения производственных киберфизических систем.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

[1] Козырев. Ю.Г. Гибкие производственные системы. Справочник: справочное издание — М.: КНОРУС, 2017. — 364 с.

[2] Воронин А.В., Гречухин А.И., Калашников А.С. и др. Механизация и автоматизация сборки в машиностроении. - М.: Машиностроение, 1985. 272 с.

[3] Митрофанов С.П., Куликов Д.Д., Миляев О.Н., Падун Б.С. Технологическая подготовка гибких производственных систем/ Под общ. ред. С.П. Митрофанова. Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1987. 352 с.

[4] Тимофеев А.В. Адаптивные робототехнические комплексы. – Л.: Машиностроение. Ленингр. – отд-ние, 1988. – 332 с.: с ил.

[5] Бондарева Н.Н. Состояние и перспективы развития роботизации: в мире и России // МИР (Модернизация. Инновации. Развитие). 2016. Т. 7. № 3. С. 49–57. doi: 10.18184/2079-4665.2016.7.3.49.57.

[6] Executive Summary World Robotics 2016 Industrial Robots. URL: https://ifr.org/img/uploads/Executive_Summary_WR_Industrial_Robots_20161.pdf (дата обращения: 10.02.2019).

[7] Коковин В. А., Евсиков А.А. Особенности событийного взаимодействия мехатронных устройств распределенных технологических установок // 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. 480-488. doi 10.1872/MMF-2017-42.

[8] Никитина К.В., Жавнер В.Л. Особенности робота с параллельной структурой для погрузочно-разгрузочных работ // Современное машиностроение: Наука и образование: материалы 5-й междунар. науч.-практ. конф. / Под ред. А.Н. Евграфова и А.А. Поповича. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та. – 2016. – С. 723-732. doi 10.1872/MMF-2016-66.

[9] Волосатова Т.М., Козов А.В., Рыжова Т.П. Анализ методов обнаружения препятствий системы навигации мобильного робота // Современное машиностроение: Наука и образование: материалы 7-й междунар. науч.-практ. конф. / Под ред. А.Н. Евграфова и А.А. Поповича. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та. – 2018. – С. 420-429. doi 10.1872/mmf-2018-36.
[10] Медунецкий В.М., Николаев В.В. Метод расширения рабочей зоны манипулятора робота и повышения гибкости технологических линий. Известия высших учебных заведений. Приборостроение - 2018. - Т. 61. - № 4. - С. 377-379. DOI 10.17586/0021-3454-2018-61-4-377-379.
[11] Падун Б.С., Латыев С.М. Интегрированная система автоматизации сборки микрообъективов // Известия высших учебных заведений. Приборостроение. 2010. Т.53. №8. С. 34–39.
[12] Латыев С.М., Смирнов А.П., Воронин А. А. и др. Концепция линии автоматизированной сборки микрообъективов на основе адаптивной селекции их компонентов // Оптический журнал. 2009. Т.76. № 7. С. 79–83.
[13] Латыев С.М., Смирнов А.П., Табачков А.Г., Фролов Д.Н., Шухат Р.В. Проект линии автоматизированной сборки микрообъективов // Известия высших учебных заведений. Приборостроение. 2011. Т. 54. № 11. С. 7–13.
[14] Медунецкий В.М., Падун Б.С., Николаев В.В. Особенности проектирования захватных устройств для повышения гибкости автоматизированных и роботизированных технологических линий приборостроительных производств // Научно-технический вестник информационных технологий, механики и оптики. 2017. Т. 17. No 6. С. 1123–1132. doi: 10.17586/2226- 1494-2017-17-6-1123-1132.
[15] Колпашников С.Н., Челпанов И.Б. Принципы проектирования захватных устройств для промышленных роботов, предназначенных для работы в гибких автоматизированных производственных системах. Промышленные роботы для гибких автоматизированных производств. - Куйбышев: Изд-во КПИ, 1985.

V. M. Medunetskiy, V.V. Nikolayev, E.I. Yablochnikov

COMPREHENSIVE APPROACH TO IMPROVEMENT OF FLEXIBILITY OF ROBOTIZED ASSEMBLY LINES FOR SMALL-SIZED GOODS

“St. Petersburg National Research University of Information Technologies, Mechanics and Optics” (ITMO University), Russia.

Abstract

The study deals with the issues related to increasing the flexibility of robotized assembly lines for small-sized goods. Based on the analysis of the impact of characteristics of the equipment upon the adjustability of the robotized assembly system, the main trends for modification of the manufacturing equipment have been determined. The features of robotized assembly lines have been considered, using the example of the assembly of micro-lenses, as well as the methods for organizing and modifying the mechanical components of the manufacturing equipment have been suggested.

Keywords: technological flexibility, cyber-physical technological systems, robotized assembly line, technical characteristics of robot manipulators, technical characteristics of the grippers for manipulators.

REFERENCES

[1] Kozyrev Yu. G. Flexible Manufacturing Systems. Reference book: Reference issue - M.: KNORUS, 2017. - 364 p.

[2] Voronin A.V., Grechukhin A.I., Kalashnikov A.S. et al. Mechanization and automation of assembly process in mechanical engineering. - M.: Mechanical Engineering, 1985. 272 p.

[3] Mitrofanov S.P., Kulikov D.D, Milyaev O.N., Padun B.S. Procedure of Preparation of Flexible Manufacturing Systems/under general editorship of S.P. Mitrofanov. L.: Mechanical Engineering, Leningrad division, 1987. 352 p.

[4] Timofeev A.V. Adaptive Robotized Systems. - L.: Mechanical Engineering. Leningrad division, 1988. - 332 pp .: with graphics.

[5] Bondareva N.N. Current State Perspectives for Development of Robotization all over the world and in Russia//MID (Modernization. Innovations. Development). 2016. Vol. 7. No. 3. P. 49–57. doi: 10.18184 / 2079-4665.2016.7.3.49.57.

[6] Executive Summary World Robotics 2016 Industrial Robots. URL: https://ifr.org/img/uploads/Executive_Summary_WR_Industrial_Robots_20161.pdf (access date: 02/10/2019).

[7] Kokovin V.A., Evsikov A.A. Characteristic Features of Event Interaction of Mechatronic Devices within Distributed Manufacturing Units // Contemporary Mechanical Engineering: Science and Education: Proceedings of the 6th International Scientific & Practical Conference. / Edited by A.N. Evgrafov and A.A. Popovich. - St. Petersburg: Publishing House of the Polytechnic University. - 2017. - P. 480-488. doi 10.1872/MMF-2017-42.

[8] Nikitina K.V., Zhavner V.L. Features of the Robot with Parallel Structure for Charge and Discharge Operations // Contemporary Mechanical Engineering: Science and Education: Proceedings of the 5th International Scientific & Practical Conference. / Edited by A.N. Evgrafov and A.A. Popovich. - St. Petersburg: Publishing House of the Polytechnic University. - 2016. - P. 723-732. doi 10.1872 / MMF-2016-66.
[9] Volosatova T.M., Kozov A.V., Ryzhova, T.P. Analysis of Methods for Detecting the Obstacles in the Navigation System of a Mobile Robot. // Contemporary Mechanical Engineering: Science and Education: Proceedings of the 5th International Scientific & Practical Conference. / Edited by A.N. Evgrafov and A.A. Popovich. - St. Petersburg: Publishing House of the Polytechnic University. - 2018. - P. 420-429. doi 10.1872/mmf-2018-36.
[10] Medunetskiy V.M., Nikolaev V.V. Expansion Method for the Working Area of a Robot Manipulator for Increasing the Flexibility of Processing Lines. Proceedings of Higher Educational Establishments. Instrument Engineering. - 2018. - Vol. 61. - № 4. - P. 377-379. DOI 10.17586/0021-3454-2018-61-4-377-379.
[11] Padun B.S., Latyev S.M. Integrated Automation System for Assembling the Micro-lenses. Proceedings of Higher Educational Establishments. Instrument Engineering. 2010. T.53. № 8. P. 34–39.
[12] Latyev S.M., Smirnov A.P., Voronin A.A., et al. Concept of the Automated Assembly Line for Micro-lenses based on Adaptive Selection of Their Components//Optical Journal. 2009. T.76. № 7. P. 79–83.
[13] Latyev S.M., Smirnov A.P., Tabachkov A.G., Frolov D.N., Shukhat R.V. Project of the Automated Assembly Line for Micro-lenses // Proceedings of Higher Educational Establishments. Instrument Engineering. 2011. T. 54. № 11. P. 7–13.
[14] Medunetskiy V.M., Padun B.S., Nikolaev V.V. Design Features of the Gripping Devices for Increasing the Flexibility of Automated and Robotized Processing Lines in Instrument Engineering // Scientific and Technical Bulletin of Information Technologies, Mechanics and Optics. 2017. Vol. 17. No 6. P. 1123–1132. doi: 10.17586 / 2226-1494-2017-17-6-1123-1132.
[15] Kolpashnikov S.N., Chelpanov I.B. Principles for Designing the Gripping Devices for Industrial Robots to Operate in Flexible Automated Manufacturing Systems. Industrial Robots for Flexible Automated Production. - Kuibyshev: Publishing House of the Kuibyshev Polytechnic Institute (KPI), 1985.

ISSN 2223-0807
Современное машиностроение: Наука и образование :
материалы 8-й Международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н.Евграфова и А.А. Поповича.- СПб.: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2019.

DOI 10.1872/MMF-2019-42
УДК 620.17.05

А. Н. Попов[1], М.Н. Полищук[2], Н. Е. Пуленец[3]

МОДЕЛИРОВАНИЕ ИМПУЛЬСА ПРИ УДАРНЫХ 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 рассмотрена методика предварительного расчета параметров ударного импульса, воспроизводимого при ударных испытаниях различных изделий машиностроения и приборостроения. Полученные авторами результаты показали, что повысить точность оценки параметров можно за счет учета нелинейности сил упругости формирователей импульса в процессе удара и сил сопротивления при падении объекта до удара и при отскоке.

Ключевые слова: ударные испытания, ударная машина, импульс ускорения, формирователь импульса, экспериментальные исследования, компьютерное моделирование.

Введение. Бытовые и промышленные изделия в процессе транспортировки, перегрузки, а иногда и при падении подвергаются

вибрационным и ударным нагрузкам. При производстве ответственных деталей и узлов, например, в автомобилях и летательных аппаратах, проводятся их вибрационные и ударные испытания [1, 2]. В РФ накоплен необходимый опыт в области разработки и производства электродинамических вибростендов [3]. Вместе с тем, несмотря на наличие стандартов в области ударных испытаний [4, 5], большая часть требований реализуется при испытаниях только на зарубежном оборудовании [6…8]. Выпускаемые в РФ ударные машины сильно устарели и соответствуют зарубежным образцам 60...80-х гг. В связи с этим целесообразно выполнение теоретических и прикладных исследований в области ударных испытаний.

Важнейшими техническими характеристиками ударных машин являются пиковое значение воспроизводимых импульсов ускорения, их длительность и форма. Длительность и форма импульсов, как правило, определяются формирователем, с которым взаимодействует ударный стол машины, пиковое значение – скоростью перед ударом. Известные теоретические работы, например [9, 10], основаны на предположении о линейной характеристике жесткости формирователя и, соответственно, полусинусоидальной форме воспроизводимого импульса ускорения.

Однако выполненные исследования выявили значительное отличие между теоретическими и экспериментальными данными [11]. В статье дается объяснение этому расхождению. В качестве иллюстрации предлагаемых положений используются результаты экспериментов, проведенных в СПбПУ на ударной машине *Lansmont M*95/115 (рис. 1).

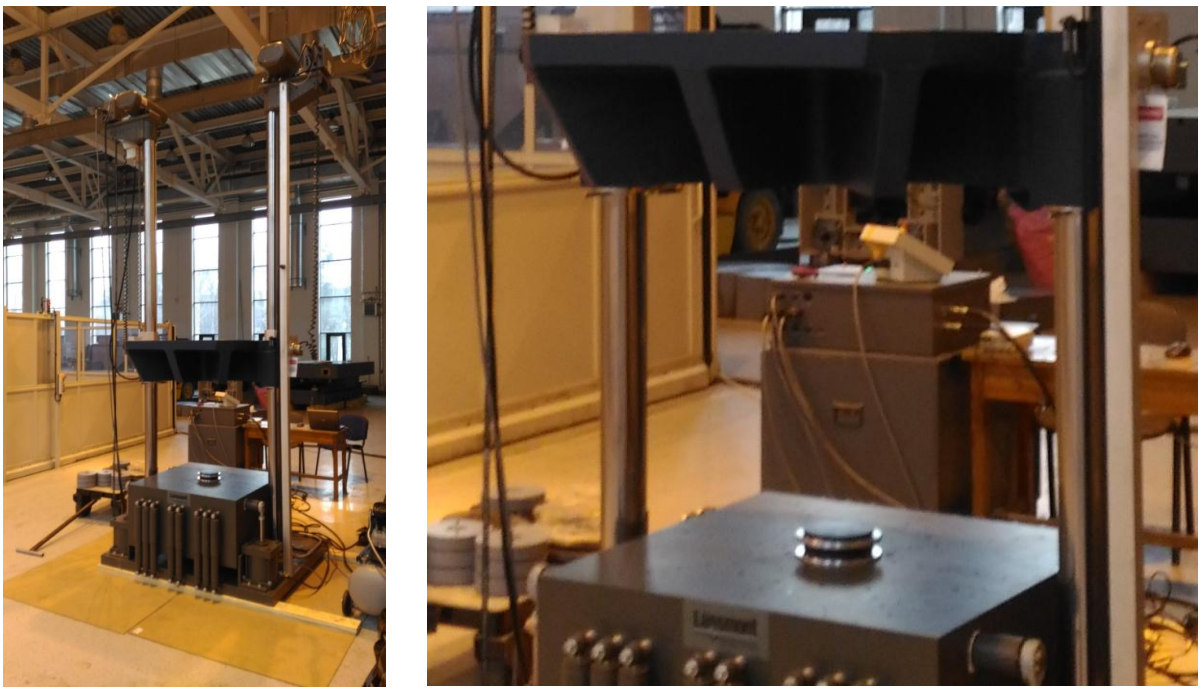


Рис. 1. *Lansmont M*95/115 (США) на испытаниях в цехе СПбПУ

Основные технические характеристики машины [12]: размеры ударного стола – 950×1150 мм, грузоподъемность – 454 кг, масса стола – 430 кг, максимальное воспроизводимое пиковое ускорение – 600 g.

Параметры ударных импульсов в вертикальных ударных машинах косвенного действия зависят от разных факторов, но их простые теоретические оценки [9] основаны на двух основных допущениях:

– скорость в момент удара зависит от высоты сброса ударного стола;

– ударный импульс при использовании упругого формирователя имеет полусинусоидальную форму.

Остановимся подробнее на этих допущениях.

Скорость в момент соударения стола с закрепленным на нем испытуемым изделием и формирователя импульса является одним из главных факторов, определяющих пиковое значение воспроизводимого на стенде ускорения. В стендах свободного падения [13] эта скорость $V_{0g} = \sqrt{2gh}$ зависит только от высоты сброса h, а в стендах с ускорителем – еще и от соотношения дополнительного разгонного усилия T от банджей (упругих тросов) или пневмоцилиндров [2] и силы тяжести mg объекта

$$V_{0g+} = \sqrt{2gh\left(1+\frac{T}{mg}\right)}. \qquad (1)$$

Однако в большинстве машин одиночных ударов и во всех машинах многократных ударов объект до удара и в процессе удара двигается не свободно, а по направляющим, что вносит существенные коррективы в характер движения и взаимодействия с формирователем. На рис. 2 приведены зависимости скорости в момент соударения от высоты сброса. Верхний график соответствует свободному падению с ускорением g, нижний – реальному движению по направляющим для ударной машины *Lansmont* (снят экспериментально).

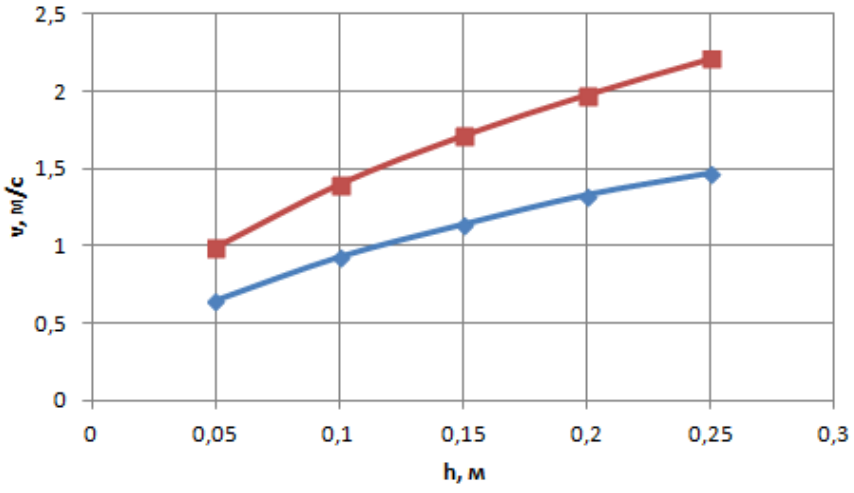


Рис. 2. Зависимость скорости в момент соударения от высоты сброса

В случае качественных направляющих и точного центрирования испытуемого изделия сила сопротивления, как показывают эксперименты, близка к постоянной величине и может быть оценена по выражению

$$\frac{mV_0^2}{2} = \frac{mv_0^2}{2} + \bar{F}_c h, \qquad (2)$$

где m – масса ударного стола с изделием; $V_0 = \sqrt{2gh}$ – «теоретическая» скорость (при свободном падении); v_0 – скорость при соударении с учетом сопротивления в направляющих; $\bar{F}_c$ – среднее значение силы сопротивления от направляющих; h – высота сброса.

Из (2) имеем:

$$\bar{F}_c = m\left(g - \frac{v_0^2}{2g}\right). \qquad (3)$$

Получив подобную оценку силы сопротивления по результатам предварительных испытаний, можно в дальнейшем использовать ее для определения скорости соударения в зависимости от высоты сброса

$$v_0 = \sqrt{2gh\left(1 - \frac{\bar{F}_c}{mg}\right)}. \qquad (3)$$

Если скорость в момент соударения известна или может быть достаточно хорошо оценена, то дальше при определении параметров воспроизводимого ударного импульса «на первый план» выходит влияние формирователей импульса.

На рис. 3 приведена фотография набора формирователей, входящих в комплект поставки *Lansmont M*95/115. Формирователи представляют собой изделия из специальных полимеров, наклеенных на металлическую подложку. Верхняя часть формирователей имеет коническую форму, чтобы материал под действием ударной нагрузки деформировался постепенно; при плоской верхней части в начале ударного импульса, как показали наши эксперименты и исследования других авторов, наблюдаются значительные высокочастотные колебания, что искажает форму импульсов [9].

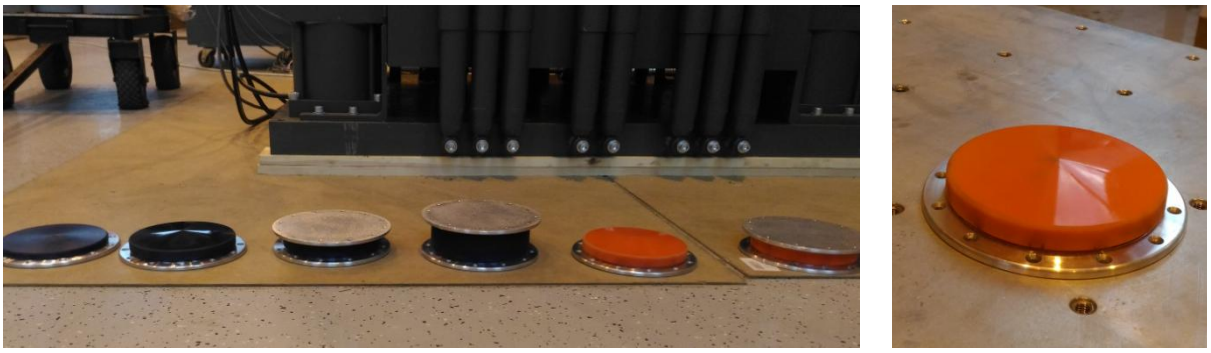


Рис. 3. Формирователи ударного импульса

Достоверные сравнения теоретических оценок пикового значения ускорения и длительности ударного импульса с реальными их значениями в литературе отсутствуют. Рассмотрим сначала, на сколько значимо отличается произведение этих характеристик от известного соотношения [14] для ударного импульса полусинусоидальной формы

$$A \cdot \tau = \pi \cdot v_0, \qquad (4)$$

где A, τ – пиковое значение и длительность импульса ударного ускорения; v_0 – по-прежнему скорость в момент соударения (начальная скорость).

Эксперименты, проведенные с формирователями разных типов, показали, что относительная погрешность $\delta_v = |1 - A\tau / \pi v_0| \cdot 100, \%$ выполнения соотношения (4) находится в пределах 10…20 %. Это свидетельствует об отличии вида реального ударного импульса ускорения от полусинусоидальной формы и может быть объяснено нелинейной характеристикой силы упругости формирователей и трением в направляющих при ударе [15, 16].

Для уточнения теоретических оценок параметров ударного импульса предлагается предварительно исследовать формирователи, определить характеристику их сил упругости (для каждого вида материала и размера самого формирователя). Имея такие характеристики, при испытаниях можно точнее настраивать ударную машину, например, сразу задавать высоту сброса, не выполняя длительные итерации по подбору высоты с использованием имитатора испытуемого изделия.

Для реализации предлагаемого метода достаточно иметь для каждого конкретного формирователя или комплекта формирователей, используемых при испытаниях, данные единственного эксперимента по воспроизведению ударного импульса ускорения (рис. 4).

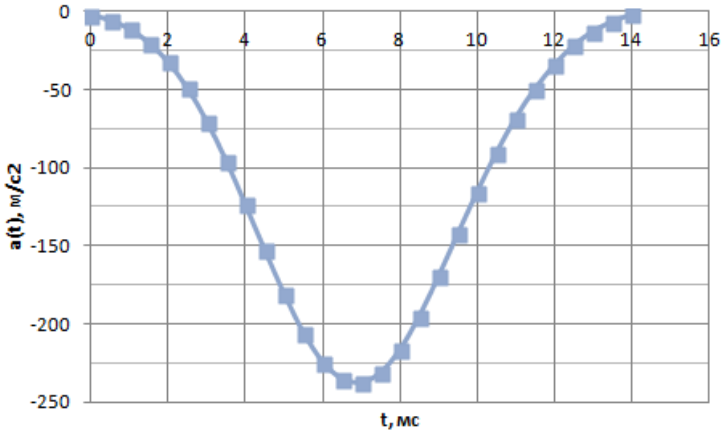


Рис. 4. Пример полученного при эксперименте ударного импульса

Для определения силы упругости формирователя выполняются следующие действия:

– на основе экспериментально полученного импульса ускорения $a(t)$ уточняется начальная скорость v_0 (скорость в момент соударения):

$$v_0 = \sum_{i=1}^{n/2} a(t_i) \cdot \Delta t, \quad t_0 = 0, \quad t_{i+1} = t_i + \Delta t, \quad i = 0...n-1, \qquad (5),$$

где n – количество участков разбиения ударного импульса на интервалы для численного интегрирования; Δt – шаг интегрирования.

– после определения начальной скорости выполняется численное интегрирование ускорения для определения скорости движения объекта в процессе деформирования формирователя при ударе (рис. 5):

$$v(t_{i+1}) = v(t_i) + a(t_i) \cdot \Delta t, \quad v(0) = v_0, \quad i = 1...n-1, \qquad (6)$$

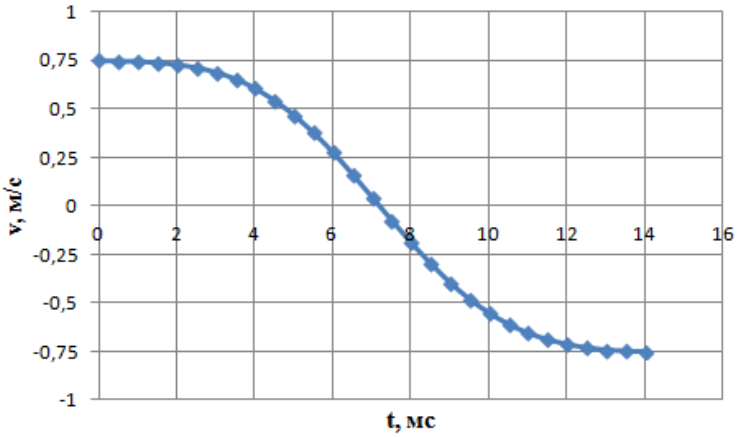


Рис. 5 График скорости ударного стола

– полученная зависимость скорости от времени используется для определения деформации преобразователя $x(t)$ в процессе удара (рис. 6):

$$x(t_{i+1}) = x(t_i) + v(t_i) \cdot \Delta t, \quad x(0) = 0, \quad i = 1...n-1, \qquad (7)$$

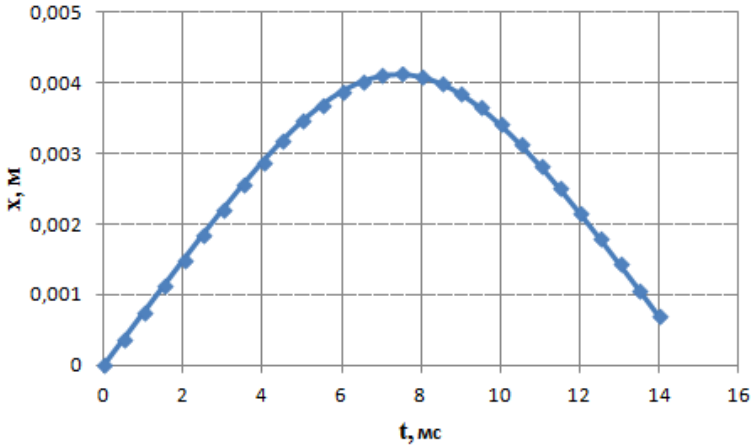


Рис. 6. График деформации формирователя при ударе

– на основе значений ускорения $a(t)$ при известной массе m объекта определяется сила инерции $F = ma$;

– сила упругости формирователя предполагается равной по величине силе инерции;

– по графикам $x(t)$ и $F(t)$ строится зависимость $F(x)$ силы упругости F формирователя от его деформации x (рис. 7).

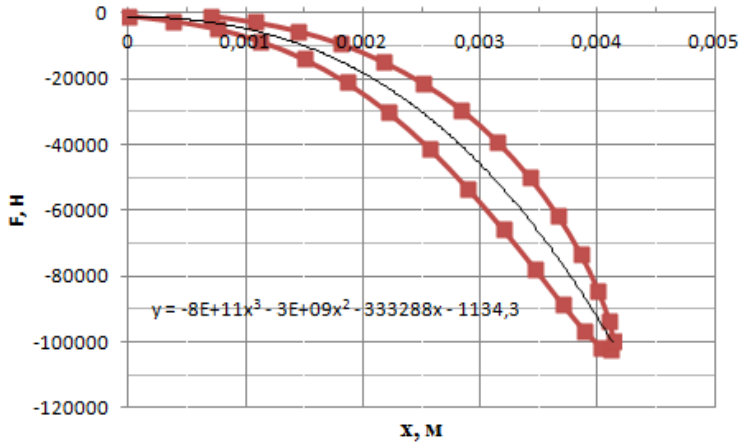


Рис. 7. График силы упругости формирователя ударного импульса

Незначительный гистерезис приведенной на рис. 7 характеристики можно объяснить внутренним трением в материале формирователя и трением в направляющих при ударе и отскоке. Для упрощения дальнейших действий предлагается рассматривать тренд полученной характеристики. Так, например, для взятого в качестве примера эксперимента, аппроксимирующая функция при использовании полинома 3-го порядка имеет вид:

$$F(x) = -8 \cdot 10^{11} x^3 - 3 \cdot 10^9 x^2 - 333288x - 1134. \qquad (9)$$

Главная идея предложенного подхода состоит в том, что, имея зависимость (9), полученную по единственному эксперименту, можно затем прогнозировать вид и значения параметров ударного импульса (амплитуду и длительность) при использовании данного формирователя для сбросов объектов разной массы с различных высот. И что важнее для реальных испытаний, зная требования к ударному импульсу, выбирать конкретный формирователь и задавать высоту сброса. Решить–первую задачу можно, например, путем компьютерного моделирования динамики процесса удара.

На рис. 8 приведен пример упрощенной расчетной модели удара в модуле *Simulink* пакета *MatLab* [17].

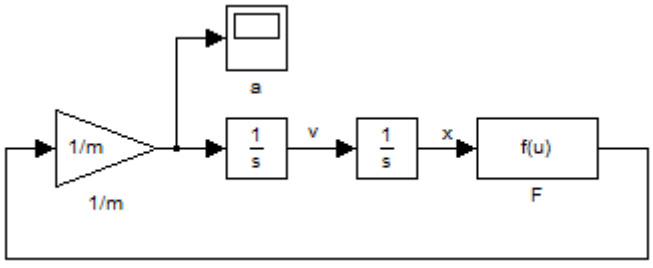


Рис. 8. Простая модель для исследования динамики процесса удара

В модели задается масса объекта m, начальная скорость v_0 при соударении, а также вид $F(x)$ характеристики силы упругости формирователя и трения в направляющих. В результате численного интегрирования дифференциального уравнения

$$m\ddot{x} = -F(x), \quad x(0) = 0, \quad \dot{x}(0) = v_0. \tag{10}$$

на осциллографе (блок а) выводится ударный импульс.

На рис. 9 приведен график, полученный для того же режима работы, которому соответствует эксперимент, представленный на рис. 4: m = 431 кг, v_0 = 0,75 м/с, формирователь из полимера оранжевого цвета (состав полимерной композиции не известен) высотой 25 мм. Отметим высокую степень соответствия графиков на рис. 4 и 9.

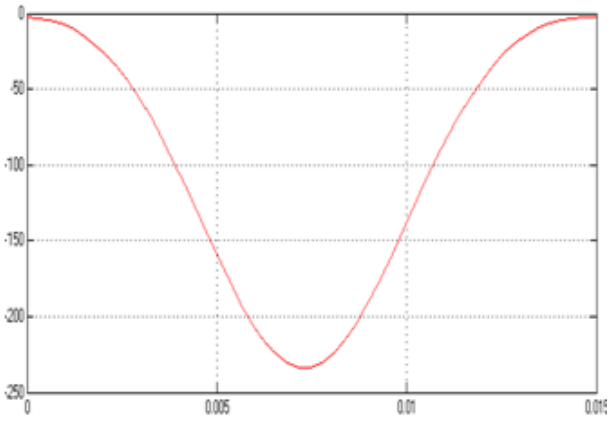


Рис. 9. Ударный импульс ускорения при моделировании

Следует отметить, что не существует никакой гарантии, что кривая силы упругости формирователя, построенная по единственному эксперименту для конкретной массы объекта и начальной скорости, является адекватной и будет "работать" при любых параметрах удара. Учитывая, что отдельный опыт дает случайные результаты, для уточнения характеристик формирователей нужно провести повторные эксперименты со статистической обработкой.

Эффективность предложенного подхода была проверена путем сопоставления результатов математического моделирования и экспериментальных данных, полученных при исследовании вертикальной ударной машины *Lansmont M*95/115. При этом рассматривались различные типы формирователей, варьировались массы имитаторов объектов, высоты сброса и скорости в момент соударения ударного стола с формирователем. В качестве иллюстрации полученных результатов (рис. 10, 11, 12) приводятся характерные графики для двух типов формирователей: «мягкого» и «жесткого». Первый тип (высокий оранжевый, 1) изготовлен из полимера с предельной динамической нагрузкой 45300 кгс (характеристика компании *Lansmont*) и имеет высоту 25 мм, второй (низкий синий, 2) – 95600 кгс и 13 мм.

В обоих случаях точность оценки пикового значения ускорения и длительности воспроизводимого ударного импульса оказывается в пределах, определяемых требованиями стандартов РФ [7, 8], относительные погрешности оценок не превышают 10 %.

Ниже, на рис. 10, 11 приведены характерные зависимости, позволяющие выбрать режимы работы ударной машины, обеспечивающие воспроизведение требуемых параметров удара, или же оценить параметры удара на заданном режиме работы.

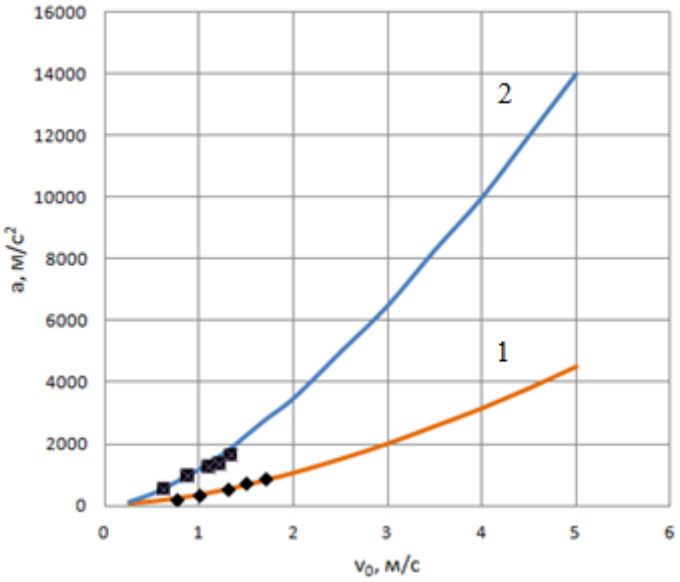


Рис. 10. Зависимость пикового значения ударного импульса от скорости в момент соударения объекта и формирователя (высоты сброса)

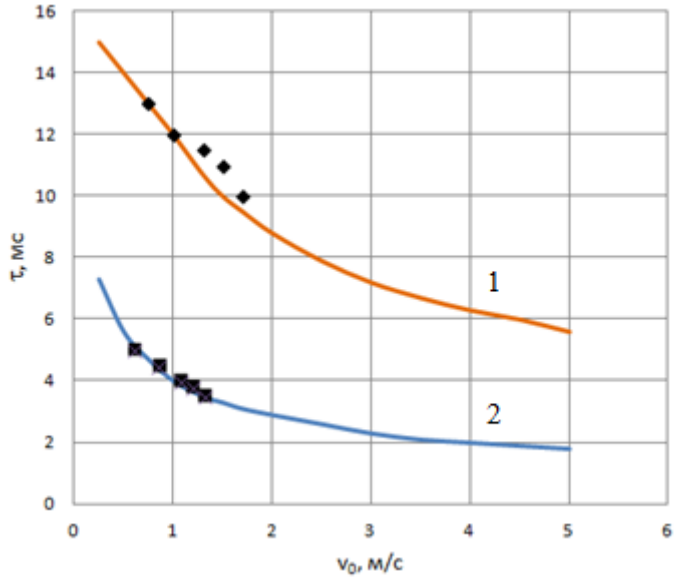


Рис. 11. Зависимость длительности ударного импульса от скорости (высоты сброса) в момент соударения объекта и формирователя

Графики на рис. 10 показывают значительный рост пиковых значений при увеличении скорости соударения (или высоты сброса). При скоростях

порядка 5 м/с на жестком формирователе можно достичь ускорений близких к 1400 g. При этом нужно, конечно, учитывать, что при таких ускорениях конструкция ударного стола должна быть достаточно жесткой, иначе стол начнет "звенеть" и форма импульса будет сильно искажена шумами. Маркерами на графиках отмечены значения, соответствующие экспериментальным данным, которые по техническим причинам удалось получить лишь в некотором диапазоне скоростей (0,6…1,7 м/с). В этом диапазоне совпадение результатов экспериментов и моделирования высокое.

Графики на рис. 11 свидетельствуют о снижении длительности воспроизводимого ударного импульса при увеличении начальной скорости. Так же, как и на рис. 10, отмечается значительное влияние типа формирователя и хорошее совпадение результатов моделирования с экспериментальными данными. Рис. 12 иллюстрирует связь пикового значения и длительности ударного импульса.

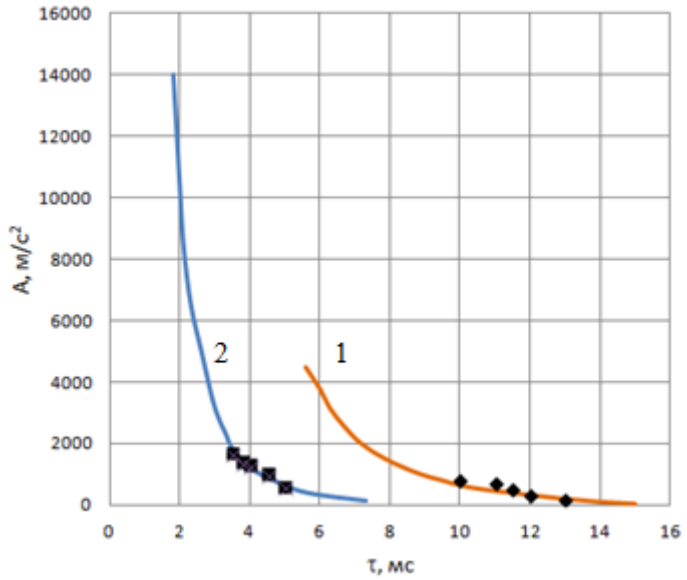


Рис. 12. Связь пикового значения и длительности воспроизводимых импульсов ударного ускорения

При этом анализ результатов показывает, что параметры импульса зависят от массы сбрасываемого стола с объектом незначительно. С увеличением суммарной массы в 2 раза пиковое значение ускорения уменьшается примерно на 15 %, а длительность на 15 % возрастает. Для сравнения, типоразмер формирователя или высота сброса меняют соответствующие характеристики в разы.

Итак, зная характеристики формирователей, можно с высокой степенью достоверности ответить на следующие вопросы, имеющие важное значение при ударных испытаниях:

– какие предельные значения параметров удара можно получить на ударной машине;

– какие требуется обеспечить высоты сброса для получения требуемых пиковых значений и длительностей ударных ускорений.

Отдельного рассмотрения требуют вопросы поведения формирователей при больших ускорениях, учет жесткости стола и массы инерционного блока.

Заключение.

Проведенные исследования показали, что по известным характеристикам силы сопротивления в направляющих и силы упругости формирователя можно построить компьютерную модель динамики процесса удара и получить адекватные оценки параметров удара непосредственно до ударных испытаний. Это позволяет для вертикальных ударных машин без ускорителя на основе предварительных расчетов задавать высоту сброса и определять вид формирователя в соответствии с требованиями на воспроизводимый удар, что и было подтверждено при экспериментальных исследованиях одной из лучших ударных машин компании *Lansmont*.

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] Вибротрон – российский производитель испытательного оборудования. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http://www. vibrotron.ru – (Дата обращения: 15.03.2019).

[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] Системы для ударных испытаний. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http://www. testpartner.ru – (Дата обращения: 04.04.2018).

[7] Shock Test Machines [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http://www.elstar.ch/Elstar-english/Schocktestmaschinen/ – (Дата обращения: 27.09.2017).

[8] High performance Shock Systems [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http://www.lansmont.com/products/shock/ – (Дата обращения: 27.09.2017).

[9] Christian Lalanne. Mechanical Shock: monograf. ISTE Ltd and John Wiley&Sons, Inc, 2009. 367 p.
[10] Harris C.M., Piersol A.G. Harris' Shock and Vibration Handbook. 5-th Edition. — McGraw-Hill Professional, 2002. – 1457 p.
[11] Попов А.Н., Полищук М.Н., Пуленец Н.Е. Новый способ получения ударного ускорения при механических испытаниях // Современное машиностроение. Наука и образование. № 7. – С. 783–796.
[12] Instruction manual for Lansmont touch test shock machines m-series. Lansmont corporation, Ryan Ranch Research Park 17, Mandeville Court Monterey, CA 93940-5745, *www.lansmont.com.*
[13] Тимофеев А.Н., Попов А.Н., Полищук М.Н. Ударный стенд свободного падения // Современное машиностроение. Наука и образование. № 3. С. 247–254.
[14] 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.
[15] 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.
[16] Полищук М.Н., Пуленец Н.Е., Штрекер Д.С. Исследование формирователей ударного импульса // Неделя науки СПбПУ: материалы научной конференции с международным участием, 19-24 ноября 2018 г. Институт металлургии, машиностроения и транспорта. Ч. 2. – ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2018. С. 27-30.
[17] Борисевич А.В. Теория автоматического управления. Практикум: учеб. пособие. / А.В. Борисевич, М.Н. Полищук. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2013. – 125 с.

A.N.Popov, M.N.Polishchuck, N.E.Pulenec

PULSE MODELING IN IMPACT TESTS

all: Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, Russia

Abstract

The paper considers the method of preliminary calculation of the parameters of a shock pulse reproduced during the shock testing of various machines, instruments and technical products. The results obtained by the

authors showed that it is possible to increase the accuracy of parameter estimation by taking into account the nonlinearity of the elastic forces of the pulse formers during the impact and the resistance forces when the object falls down before the impact and during the rebound.

Key words: shock tests, shock machine, acceleration pulse, pulse shaper, experimental studies, computer modeling.

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 A.N, Polishchuck M.N., Timofeev Al.N. Testing machines. – separate volume. Ekaterinburg: Publishing house "Ural worker". – 2017. – 217 p. (rus.)
[3] Vibrotron – a Russian manufacturer of test equipment. [Electronic resource]. – Access mode: http:// www.vibrotron.ru – (Date of search: 03.15.2019).
[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. (rus.)
[5] GOST 28215-89. Basic environmental testing procedures. Part 2. Tests. Test Eb and guidance: Bump. Moscow, Gosstandart, 2008. – 11 p. (rus.)
[6] Systems for shock testing. [Electronic resource]. – Access mode: http://www. testpartner.ru – (Date of search: 04.04.2018).
[7] Shock Test Machines [Electronic resource]. – Access mode: http://www.elstar.ch/Elstar-english/Schocktestmaschinen/ – (Date of search: 27.09.2017).
[8] High performance Shock Systems [Electronic resource]. – Access mode: http://www.lansmont.com/products/shock/ – (Date of search: 27.09.2017).
[9] Christian Lalanne. Mechanical Shock: monograf. ISTE Ltd and John Wiley&Sons, Inc, 2009. 367 p.
[10] Harris C.M., Piersol A.G. Harris' Shock and Vibration Handbook. 5-th Edition. — McGraw-Hill Professional, 2002. – 1457 p.
[11] Popov A.N., Polishchuck M.N., Pulenec N.E. A new way to get shock acceleration during mechanical testing // Modern mechanical engineering. Science and education. Materials of international scientific-practical conference. Saint-Petersburg, Publishing House of the Polytechnic University. 2018. № 7. Pp. 783-796. (rus.)
[12] Instruction manual for Lansmont touch test shock machines m-series. Lansmont corporation, Ryan Ranch Research Park 17, Mandeville Court Monterey, CA 93940-5745, *www.lansmont.com*.

[13] Timofeev Al.N., Popov A.N., Polishchuck M.N. Free fall shock machine. Modern Mechanical Engineering: Science and Education. Materials of international scientific-practical conference. Saint-Petersburg, Publishing House of the Polytechnic University. 2013. Pp.247-254. (rus.)
[14] Popov A.N. Adjustment logic for pneumatic shock machine / 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. (rus.)
[15] 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. (rus.)
[16] Polishchuck M.N., Pulenec N.E., Shtreker D. S. Investigation of shock pulse formers // Lib: International Scientific and Practical Conference "Science Week at SPbPU": conference proceedings. Institute of Metallurgy, Mechanical Engineering and Transport, SPbPU. Saint-Petersburg, 2018. P. 2. – POLITECH-PUBL, 2018. Pp. 27-30.
[17] Borisevich A.V. The theory of automatic control. Practice: study guide / A.V. Borisevich, M.N. Polishchuck. Saint-Petersburg, Publishing House of the Polytechnic University – 2013. – 125 p.

ISSN 2223-0807
Современное машиностроение: Наука и образование :
материалы 8-й Международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н.Евграфова и А.А. Поповича.- СПб.: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2019.

DOI 10.1872/MMF-2019-43
УДК 620.17.05

А. Н. Попов[1], М.Н. Полищук[2], Н. Е. Пуленец[3], А. К. Васильев[4]

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ УДАРНОЙ МАШИНЫ LANSMONT

[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

[4]Алексей Константинович Васильев,
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812)552-9686, E-mail: alex_vasilev9@mail.ru

Аннотация

В работе приведены результаты экспериментального исследования ударной машины *Lansmont M*95/115 и предложена ее модернизация для работы в режиме многократных ударов. Полученные авторами результаты позволили выявить зависимости воспроизводимых параметров импульсов ударных ускорений от различных влияющих факторов и использовать эти зависимости для разработки и изготовления российских образцов формирователей импульсов.

Ключевые слова: ударная машина, экспериментальные исследования, параметры импульсов ускорения, модернизация, пневмопривод, формирователь импульсов.

Введение. Одним из важнейших факторов повышения качества промышленных изделий и установок, особенно работающих в тяжелых условиях, является улучшение средств и методов испытания входящих в их состав деталей, узлов и приборов. Такие испытания проводятся на специальном оборудовании: вибростендах, климатических камерах, ударных стендах, центробежных стендах и т. д. Требования к точности, надежности и функциональности стендов непрерывно возрастают, что заставляет модернизировать существующие и разрабатывать новые испытательные установки. Ударные машины, в том числе рассматриваемая в статье, позволяют моделировать реальные нагрузки, возникающие в сложных производственных и полевых условиях, дают возможность отработать ударные ускорения различной формы, амплитуды и длительности [1,2,3].

Примером современной ударной машины (*Shock Machine*), испытания которой проводились в СПбПУ (рис. 1), является модель *MP*95/115, которая выпускается компанией *Lansmont* (США) [4, 5].

Рис. 1 – Ударная машина модели MP95/115 в цеху НИК СПбПУ

Ее основные технические характеристики: размер ударного стола 950×1159 мм; грузоподъемность 454 кг; максимальное ударное ускорение 500 g; скорость перед ударом 6,1 м/с .Отсутствие аналогов подобных машин отечественного производства приводит к необходимости их закупки за рубежом [4, 6].

На рис. 2 представлена структурно-функциональная схема ударной машины.

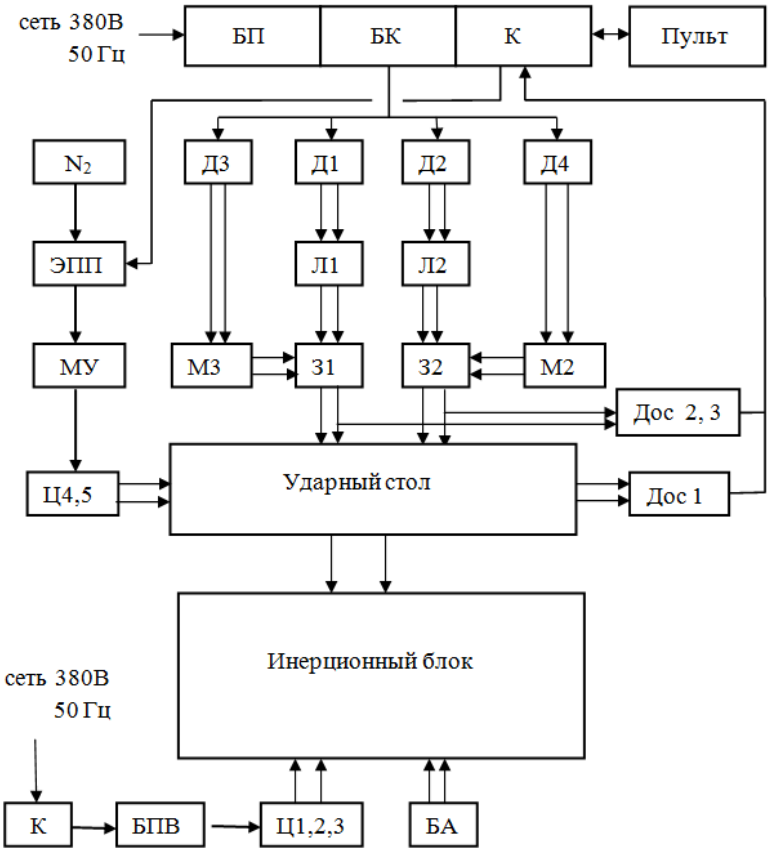


Рис. 2 – Структурно-функциональная схема ударной машины модели МР95/115

Ударная машина подключается к промышленной сети переменного тока ~380 В, 50 Гц. Блок питания БП обеспечивает подачу необходимого напряжения на слаботочные устройства стенда: контроллер К, пульт управления с сенсорной панелью, датчики обратной связи Дос 1, 2, 3. Ударный стол поднимается за счет двух электрических двигателей Д1 и Д2, которые приводят во вращение барабаны цепных лебедок Л1 и Л2. Для захвата стола лебедками используются механизмы захватов З1 и З2. Захваты приводятся в движение поступательными соленоидами Д3 и Д4. Преобразование поступательного движения якорей соленоидов в качательное движение захватов осуществляется с помощью механизмов М2 и М3. Контроль положения грузовых захватов осуществляется с

помощью путевых выключателей Дос2 и Дос3. Для захвата стола лебедки опускают захваты ниже уровня цапф стола, после чего срабатывают двигатели Д3, Д4. Захваты заводятся под цапфы. Контроль высоты стола осуществляется с помощью цифрового оптического датчика Дос1. При достижении столом заданной высоты срабатывают гидроцилиндры тормозов Ц4, Ц5 и стол удерживается двумя устройствами – тормозами и захватами. Для сброса стола цепи лебедок опускаются, захваты выводятся из-под цапф. Стол падает при отпускании тормозных цилиндров. При падении стол воздействует на инерционный блок. Для гашения кинетической энергии ударного стола используется блок пневмогидравлических амортизаторов БА. Для виброизоляции стенда используется пневматический подвес, реализованный на трех пневматических цилиндрах Ц1, Ц2, Ц3. Пневматические цилиндры питаются сжатым воздухом от компрессора К через блок подготовки воздуха БПВ.

Пневмо-кинематическая схема (рис. 3) машины имеет две кинематических цепи привода подъема ударного стола 4 с лебедками 2, две кинематические цепи привода захватов стола с соленоидами 9, пневматическую линию питания трех цилиндров 8 пневматического подвеса инерционного блока 6, пневмогидравлическую линию тормозных гидроцилиндров 5.

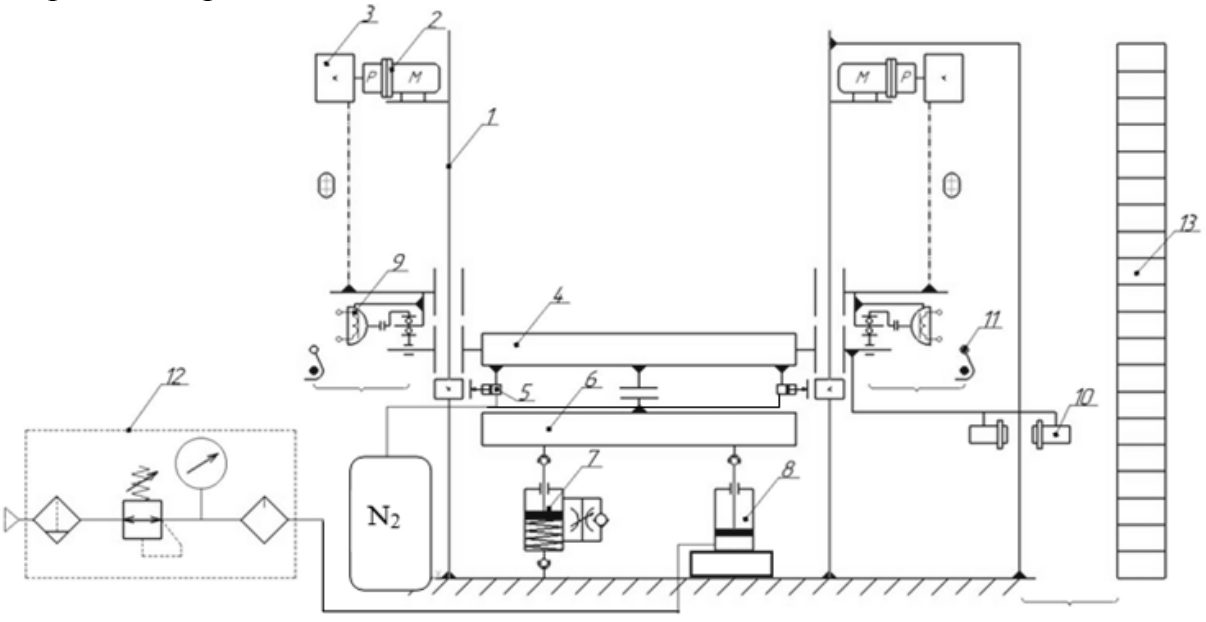


Рис. 3 – Пневмо-кинематическая схема ударной машины:

1 – направляющая, 2 – лебедка, 3 – барабан, 4 – ударный стол, 5 – гидравлический тормоз, 6 – инерционный блок, 7 – пневмогидравлический амортизатор, 8 –пнвмоцилиндр, 9 – соленоид, 10 – оптопара, 11 – грузовой крюк (захват), 12 – блок подготовки воздуха, 13 – кодовая линейка

Стенд Р95/115, обеспечивая высокие технические характеристики при выполнении одиночных ударов, не соответствует требованиям стандартов РФ [7, 8] в части, касающейся многократных ударов. Частота следования ударов, регламентированная ГОСТ, находится в диапазоне 40...120 ударов в минуту. Минимальное время цикла воспроизведения одиночного удара при высоте подъема ударного стола 300 мм составляет 20 с, таким образом, частота составляет 3 удара в минуту. Для обеспечения частоты работы 40...120 ударов необходим быстродействующий линейный возвратно-поступательный привод. Проверенным решением для повышения производительности стенда является применение пневмопривода [9, 10] .

Технические устройства обеспечившие решение задачи модернизации: один из приводов и стойка управления показаны на рис 4.

Рис. 4 – Модульный пневмопривод и лицевая панель стойки управления

Анализ конструкции ударной машины показал, что без перекомпоновки элементов, связанных с инерционным блоком: цилиндров пневмоподвеса, амортизаторов оснастить стенд пневматическим приводом невозможно. Учитывая, что цилиндры пневмоподвеса являются направляющими для инерционного блока, единственными элементами,

которые можно перемонтировать, освободив место для пневматических цилиндров привода многократных ударов, являются амортизаторы.

Устройство управления ударной машины модели Р95/115 ориентировано на воспроизведение одиночных ударов, ее структура и программное обеспечение позволяет только "зациклить" одиночный удар с низкой производительностью. Объектом управления в штатном устройстве управления являются лебедки и соленоиды. При многократном ударе появляется принципиально новые объекты управления – распределители пневмоцилиндров и электропневматические преобразователи. Поэтому единственным решением для управления пневмоприводом многократных ударов является создание нового устройства управления. Вместе с тем, часть элементов структуры, входящих в состав штатного привода, необходимы для отработки алгоритма при многократных ударах. Поэтому потребовалась стыковка устройства управления приводом многократных ударов с элементами штатного устройства управления.

Цилиндры привода многократных ударов по высоте (ходу) не могут превышать сумму высот инерционного блока и стола. С учетом переходных деталей крепления цилиндров к инерционному блоку и столу ход может быть не более 300 мм. Исходя из этой высоты, были проведены эксперименты, которые являются оценкой ускорений и длительностей, которые можно получить при многократных ударах, используя набор формирователей, входящих в комплект поставки стенда.

Регистрация ударных импульсов осуществлялась с помощью устройства *Test Partner* 3 [11] с акселерометром 353*M*288 компании *PCB PIEZOTRONICS* [12]. Эксперименты выполнялись для 12 различных комбинаций формирователей. При этом масса стола (с грузом) устанавливалась равной 431, 487, 531, 577, 624 кг, а высота подъема стола – 50, 100, 150, 200 и 250 мм.

Рис. 5…8 иллюстрируют примеры полученных результатов и зависимостей. На рис. 5 приведены ударные импульсы (изменение ускорения во времени) для оранжевого формирователя высотой 25 мм при массе стола 487 кг и различной высоте подъема стола (5…250 мм), а на рис. 6 – импульсы для формирователей из разных материалов и отличающихся высот (тип материала отображает цвет формирователя) при той же массе стола 487 кг и высоте подъема 250 мм.

Форма полученных импульсов отличается от «теоретической» полусинусоидальной, пиковое значение увеличивается, а длительность уменьшается при увеличении высоты сброса. Аналогичный характер формы ударных импульсов сохраняется и для других типов и сочетаний формирователей.

На рис. 7 приведена зависимость пикового значения ударного импульса от его длительности для разных формирователей при высоте

сброса 25 мм и массе стола 487 кг. Видно, что при данной высоте сброса диапазон варьирования параметров для каждого формирователя

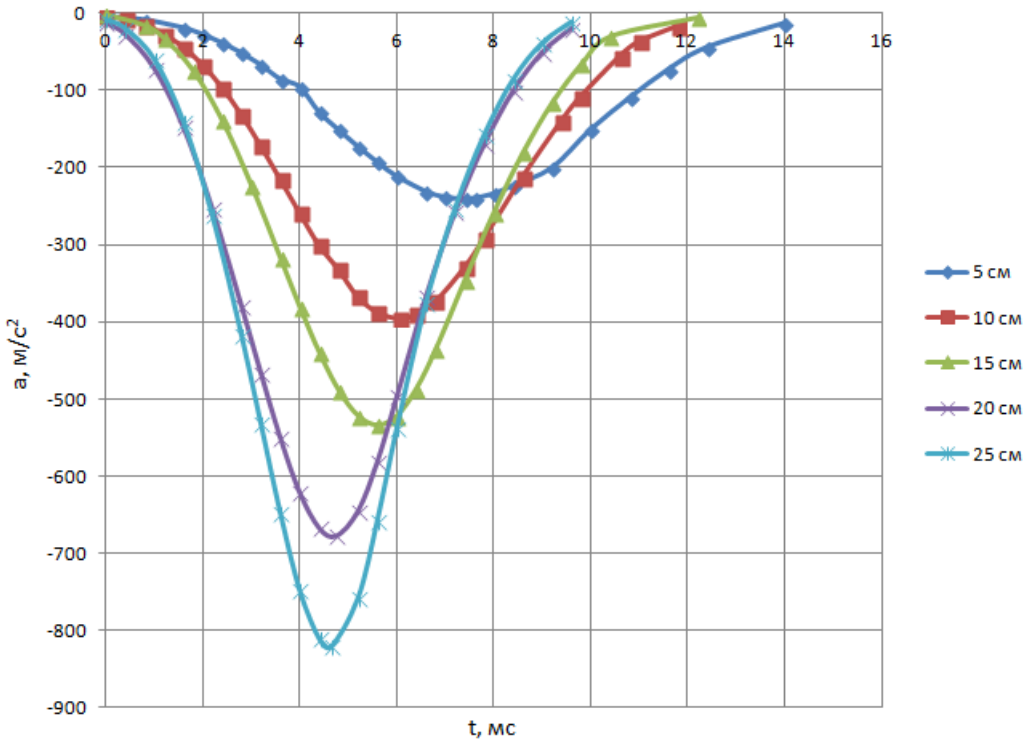


Рис. 5 – Ударные импульсы при разной высоте сброса

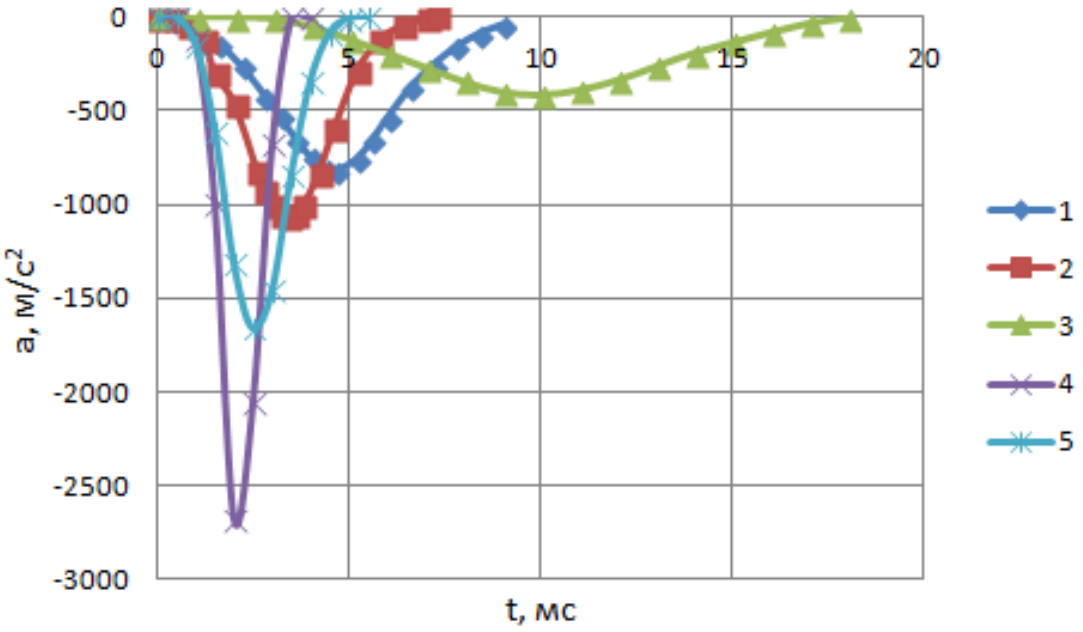


Рис. 6 – Ударные импульсы для различных формирователей:
1 – оранжевый 25 мм; 2 – синий 25 мм; 3 – оранжевый 25 мм + 2 оранжевых 13 мм; 4 – 2 синих 13 мм + 2 синих 25 мм; 5 – 2 синих 25 м

достаточно узкий, что еще раз свидетельствует о значимости выбора формирователя и его влиянии на значения воспроизводимых параметров

[13, 14, 15]. С другой стороны, была выявлена незначительная связь параметров импульса и массы стола с объектом испытаний.

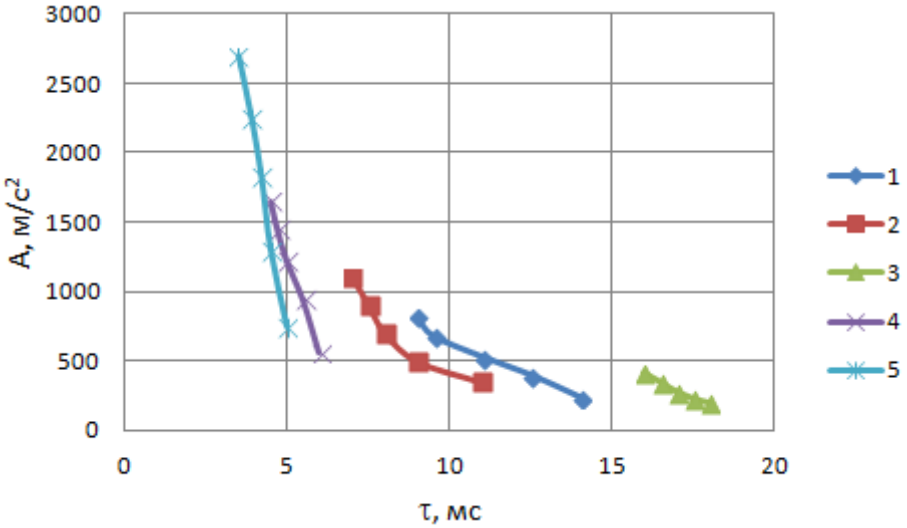


Рис. 7 – Зависимость пикового значения от длительности импульса:
1 – оранжевый 25 мм; 2 – синий 25 мм; 3 – оранжевый 25 мм + 2 оранжевых 13 мм; 4 – 2 синих 13 мм + 2 синих 25 мм; 5 – 2 синих 25 мм

Все эксперименты проводились со штатным комплектом формирователей диаметром 152 мм различной высоты (13, 25 и 51 мм) и значений грузоподъемности (оранжевый – 45300 кгс, синий – 95600 кгс). Формирователи устанавливались на нижней поверхности ударного стола, на инерционном блоке или обоими способами. Они изготавливаются из эластомерного материала, наклеенного на пластины из легкого сплава, и могут соединяться между собой в различных комбинациях (рис. 8).

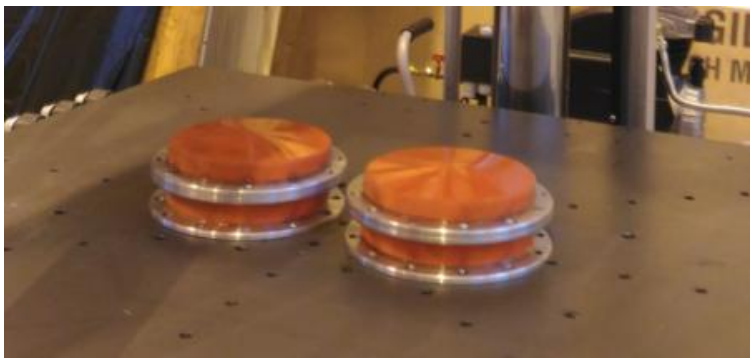


Рис. 8 – Формирователи импульсов ударной машины МР95/115

Формирователи имеют цилиндрическую форму, а сверху – коническую, чтобы материал под действием ударной нагрузки деформировался постепенно, предотвращая искажение формы ударного импульса ускорения [13,14].

Результаты экспериментов были использованы при разработке и изготовлении «собственных» формирователей для отечественных ударных машин [14,15,16] . На рис.8 приведена их фотография. В качестве

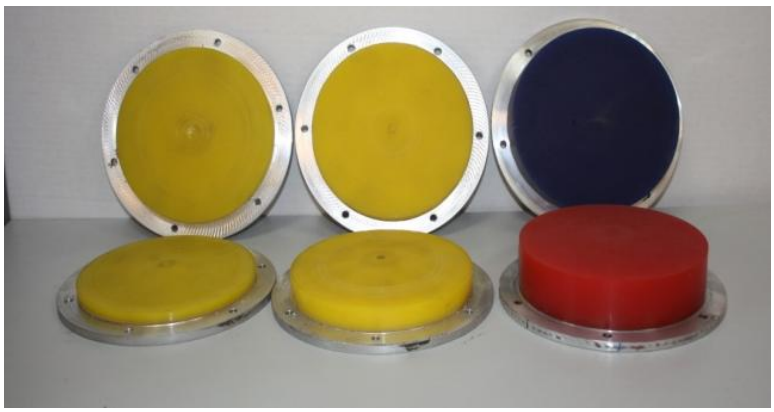


Рис. 8 – Формирователи ударных импульсов, разработанные в СПбПУ

основных варьируемых параметров в конструкции формирователей были высота, полимерная композиция и цвет. Цвет был соотнесен с определенной твердостью по Шору по шкале А и соответствовал значениям 65, 80 и 90 единиц.

Была проведена апробация и последующие длительные испытания формирователей в производственных условиях одного из предприятий Санкт-Петербурга. Испытания выявили ряд ограничений по полученным импульсам на новых формирователях. Предельных параметров импульсов, полученных компанией Lansmont, достичь не удалось [4,5]. В связи с этим авторы предполагают продолжить исследования для получения ударных импульсов ускорения, необходимых для испытания изделий в широком диапазоне амплитуд и длительностей.

Заключение.

Из результатов работы следует:

– при модернизации ударной машины *Lansmont M*95/115 можно обеспечить воспроизведение многократных ударов с ускорениями до 270 g и длительностями до 17мс; следует использовать пневматический привод и перекомпоновать штатные амортизаторы;

– выбор формирователей играет исключительно важную роль при воспроизведении параметров ударных импульсов;

– учитывая, что фирмы-изготовители не раскрывают информацию о поставляемых формирователях, очень важно определить их основные характеристики экспериментально, что и было сделано авторами в процессе выполнения работы;

– разработаны, изготовлены и испытаны новые формирователи ударных импульсов, что позволяет упростить настройку на режим для ударных машин собственного производства.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

[1] Harris C.M., Piersol A.G. Harris' Shock and Vibration Handbook. 5-th Edition. — McGraw-Hill Professional, 2002. – 1457 p.

[2] Попов А.Н., Полищук М.Н. Испытательные машины. – монография. Екатеринбург: Изд-во «Уральский рабочий». – 2017. – 217 с.

[3] Попов А.Н., Полищук М.Н., Тимофеев Ал.Н. Стенды для механических испытаний. – учеб. пособие. СПб.: Изд-во Политехн. ун-та. – 2016. – 200 с.

[4] High performance Shock Systems [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http://www.lansmont.com/products/shock/ – (Дата обращения: 27.09.2017).

[5] Instruction manual for Lansmont touch test shock machines m-series. Lansmont corporation, Ryan Ranch Research Park 17, Mandeville Court Monterey, CA 93940-5745, www.lansmont.com.

[6] Shock Test Machines [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http://www.elstar.ch/Elstar-english/Schocktestmaschinen/ – (Дата обращения: 27.09.2017).

[7] 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.

[8] ГОСТ 28215-89. Основные методы испытаний на воздействие внешних факторов. Часть 2. Испытания Eb и руководство: Многократные удары. Москва: Стандартинформ, 2008. – 11 с.

[9] Попов А.Н., Полищук М.Н., Пуленец Н.Е. Новый способ получения ударного ускорения при механических испытаниях // Современное машиностроение. Наука и образование. № 7. – С. 783–796.

[10] 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

[11] Системы для ударных испытаний. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http://www.testpartner.ru – (Дата обращения: 04.04.2018).

[12] *PCB PIEZOTRONICS.* [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http://www.pcb.com – (Дата обращения: 15.03.2019).

[13] Christian Lalanne. Mechanical Shock: monograf. ISTE Ltd and John Wiley&Sons, Inc, 2009. 367 p.

[14] 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.
[15] Полищук М.Н., Пуленец Н.Е., Штрекер Д.С. Исследование формирователей ударного импульса // Неделя науки СПбПУ: материалы научной конференции с международным участием, 19-24 ноября 2018 г. Институт металлургии, машиностроения и транспорта. Ч. 2. – ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2018. С. 27-30.
[16] Тимофеев А.Н., Попов А.Н., Полищук М.Н. Ударный стенд свободного падения // Современное машиностроение. Наука и образование. № 3. С. 247–254.

A.N.Popov, M.N.Polishchuck, N.E.Pulenec, A.K. Vasilev

EXPERIMENTAL RESEARCH LANSMONT SHOCK MACHINE

all: Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, Russia

Abstract

The paper presents the results of an experimental study of the Lansmont M95 / 115 shock machine and proposed its modernization for operation in the mode of repeated impacts. The results obtained by the authors made it possible to identify the dependences of reproducible parameters of shock acceleration pulses on various influencing factors and use these dependencies for the development and manufacture of Russian samples of pulse shapers.

Key words: shock machine, experimental studies, parameters of acceleration pulses, modernization, pneumatic drive, pulse formers.

REFERENCES

[1] Harris C.M., Piersol A.G. Harris' Shock and Vibration Handbook. 5-th Edition. — McGraw-Hill Professional, 2002. – 1457 p.
[2] 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.)
[3] Popov AN, Polishchuck M.N. Testing machines. – separate volume. Ekaterinburg: Publishing house "Ural worker". – 2017. – 217 p. (rus.)
[4] High performance Shock Systems . [Electronic resource]. – Access mode: http://www.lansmont.com/products/shock/ – (Date of search:: 27.09.2017).

[5] Instruction manual for Lansmont touch test shock machines m-series. Lansmont corporation, Ryan Ranch Research Park 17, Mandeville Court Monterey, CA 93940-5745, www.lansmont.com.
[6] Shock Test Machines . [Electronic resource]. – Access mode: http://www.elstar.ch/Elstar-english/Schocktestmaschinen/ – (Date of search:: 27.09.2017).
[7] 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. (rus.)
[8] GOST 28215-89. The main methods of testing the impact of external factors. Part 2. Eb tests and guidance: Repeated shocks. Moscow: Standardinform, 2008. - 11 p. (rus.)
[9] Popov A.N., Polishchuck M.N., Pulenec N.E. New way to get shock acceleration during mechanical testing // Modern Mechanical Engineering: Science and Education. Saint-Petersburg, Publishing House of the Polytechnic University. № 7. – C. 783-796. (rus.)
[10] Popov A.N. Adjustment logic for pneumatic shock machines / 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. (rus.)
[11] Systems for shock testing. [Electronic resource]. – Access mode: http:// www. testpartner.ru – (Date of search: 04.04.2018).
[12] *PCB PIEZOTRONICS.* [Electronic resource]. – Access mode: http://www.pcb.com – (Date of search: 15.03.2019).
[13] Christian Lalanne. Mechanical Shock: monograf. ISTE Ltd and John Wiley&Sons, Inc, 2009. 367 p.
[14] 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. (rus.)
[15] Polishchuck M.N., Pulenec N.E., Shtreker D.C. Study of shock pulse formers // Lib: International Scientific and Practical Conference “Science Week at SPbPU”: conference proceedings. Institute of Metallurgy, Mechanical Engineering and Transport, SPbPU. Saint-Petersburg, 19-24 november 2018 . P. 2. – Saint-Petersburg, Publishing House of the Polytechnic University, 2018. Pp. 27-30. (rus.)
[16] Timofeev Al.N., Popov A.N., Polishchuck M.N. Free fall shock machine. Modern Mechanical Engineering: Science and Education. 796 Saint-Petersburg, Publishing House of the Polytechnic University. 2013. Pp.247-254. (rus.)

ISSN 2223-0807
Современное машиностроение: Наука и образование :
материалы 8-й Международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н.Евграфова и А.А. Поповича.- СПб.: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2019.

DOI 10.1872/MMF-2019-44
УДК 004.021

В. А. Чеканин[1], А.В.Чеканин[2]

АЛГОРИТМ РАЗМЕЩЕНИЯ ОРТОГОНАЛЬНЫХ МНОГОГРАННИКОВ ДЛЯ ЗАДАЧ РАСКРОЯ-УПАКОВКИ

[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 описывается алгоритм размещения ортогональных многогранников, представленных в виде набора ортогональных объектов с фиксированным положением друг относительно друга. Разработанный алгоритм реализован инвариантно относительно размерности размещаемых объектов, что делает его применимым при решении задач раскроя-упаковки произвольной размерности. Приведены примеры размещения двухмерных и трёхмерных ортогональных многогранников.

Ключевые слова: ортогональный многогранник, алгоритм размещения, задачи раскроя, задача упаковки, задача распределения ресурсов.

Введение

Задача размещения ортогональных многогранников (ОМ) является частным случаем оптимизационной задачи ортогональной упаковки [1–3],

в которой один или несколько размещаемых объектов представлены в форме ортогональных многогранников, составленных из ортогональных объектов с фиксированным положением друг относительно друга [4]. Необходимость работы с ортогональными многогранниками, рассматриваемых в качестве отдельных объектов, возникает при решении ряда задач распределения ресурсов [5–7]. Наиболее часто к решению задачи размещения ортогональных многогранников сводится решение задач промышленного раскроя картона и фанеры [8]. Задача формирования и размещения наборов ортогональных многогранников может иметь место при решении оптимизационных проблем с использованием функционально-воксельного моделирования [9].

В общем виде постановка D-мерной задачи размещения ортогональных многогранников подразумевает наличие двух наборов элементов:

1) набор из N ортогональных контейнеров в форме D-мерных параллелепипедов с габаритными размерами $\{W_j^1; W_j^2; \ldots; W_j^D\}$, $j \in \{1, \ldots, N\}$;

2) набор из n объектов O_i, $i \in \{1, \ldots, n\}$, представленных в виде ортогональных многогранников, каждый из которых состоит из m_i ортогональных объектов в форме D-мерных параллелепипедов $o_{i,k}$, $k \in \{1, \ldots, m_i\}$ с габаритными размерами $\{w_{i,k}^1; w_{i,k}^2; \ldots; w_{i,k}^D\}$, положение которых друг относительно друга задаётся с помощью векторов $\{z_{i,k}^1; z_{i,k}^2; \ldots; z_{i,k}^D\}$, содержащих координаты ортогональных объектов в локальной системе координат, связанной с каждым ортогональным многогранником O_i .

В частном случае, когда все ортогональные многогранники состоят только из одного ортогонального объекта ($m_i = 1 \; \forall i \in \{1, \ldots, n\}$), D-мерная задача размещения ортогональных многогранников будет представлять собой классическую D-мерную задачу ортогональной упаковки объектов.

Алгоритм размещения ортогональных многогранников

С целью повышения скорости формирования упаковки перед размещением каждого ортогонального многогранника O_i выполняется упорядочивание последовательности составляющих его объектов $o_{i,k}$, $k \in \{1, \ldots, m_i\}$ по убыванию занимаемых ими объёмов $v_{i,k} = \prod_{d=1}^{D} w_{i,k}^d$.

При решении задачи размещения ортогональных многогранников используется модель потенциальных контейнеров, описанная в статье [10]. Эта модель описывает свободное пространство каждого контейнера в виде набора т.н. потенциальных контейнеров (ПК) – ортогональных областей в

форме D-мерных параллелепипедов с наибольшими габаритными размерами. В отличие от задачи размещения ортогональных объектов, при решении которой для каждого размещаемого объекта необходимо найти только один подходящий ПК, в котором может быть размещён этот объект [11, 12], для каждого ортогонального многогранника требуется найти подходящую совокупность ПК. При размещении некоторого ортогонального многогранника осуществляется поиск наиболее подходящего ПК для размещения первого объекта этого ортогонального многогранника, а остальные объекты размещаются как в этом ПК, так и в других ПК, окружающих рассматриваемый ПК.

На рис. 1 приведена блок-схема алгоритма размещения набора ортогональных многогранников в контейнерах.

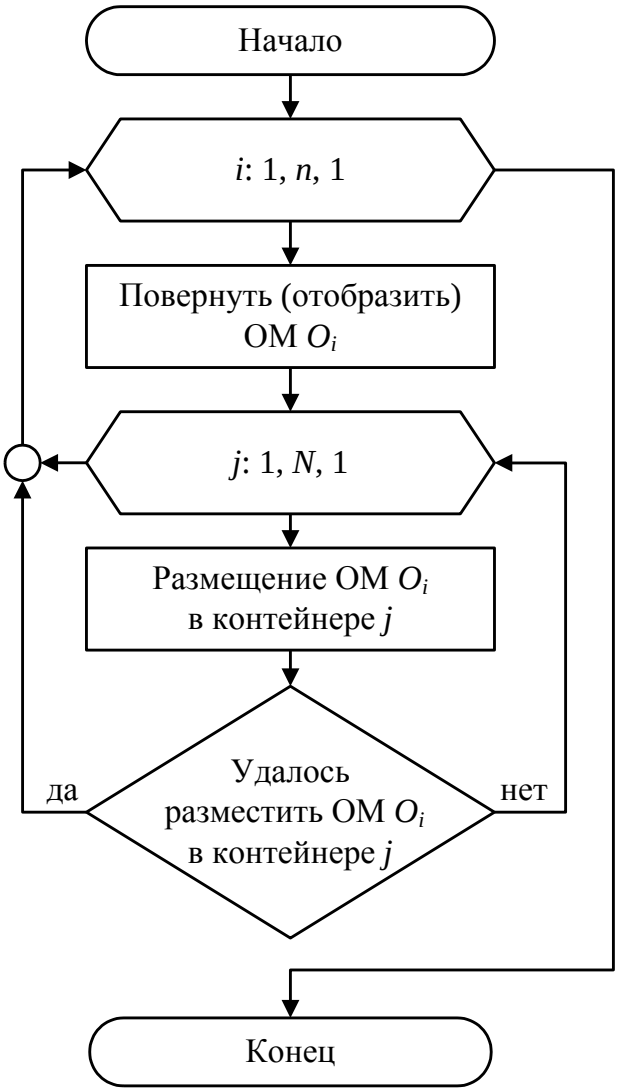


Рис. 1. Блок-схема алгоритма размещения набора ортогональных многогранников в контейнерах

При размещении набора ортогональных многогранников для каждого ОМ последовательно рассматриваются все контейнеры до тех пор, пока не будет найден контейнер с подходящим набором ПК для размещения этого ОМ. Если такой контейнер не удаётся найти, то осуществляется переход к следующему размещаемому ОМ. Поворот или отображение ОМ выполняется при необходимости в соответствии с параметрами, указанными в строке размещения, сформированной используемым алгоритмом оптимизации решения задачи упаковки [13–16].

Размещение отдельного ОМ в контейнере является наиболее трудоёмкой частью алгоритма размещения набора ортогональных многогранников. На рис. 2 приведена общая схема работы алгоритма размещения некоторого ОМ O_i в текущем контейнере.

В ряде случаев размещение ОМ возможно лишь в результате его сдвига целиком относительно начала ПК, выбранного для размещения первого объекта этого ОМ. Поэтому разработанный алгоритм размещения ортогональных многогранников предусматривает возможность сдвига размещаемых в контейнере объектов в процессе формирования упаковки.

При размещении первого объекта, принадлежащего ОМ O_i, составляется вектор $\Delta_{i,1} = \left\{\Delta_{i,1}^1; \Delta_{i,1}^2; \ldots; \Delta_{i,1}^D\right\}$, определяющий максимально возможный сдвиг ОМ внутри выбранного ПК, при этом значения вектора $\Delta_{i,1}$ определяются как максимальные допустимые перемещения первого объекта $o_{i,1}$ внутри ПК. В процессе размещения каждого последующего объекта $o_{i,k}$, $k \in \{2,\ldots,m_i\}$, принадлежащего ОМ O_i, изменяется область максимально возможного сдвига этого ОМ внутри контейнера. При размещении объекта $o_{i,k}$ составляется вектор $X_{i,k} = \left\{X_{i,k}^1; X_{i,k}^2; \ldots; X_{i,k}^D\right\}$, определяющий положение промежуточного ОМ, образованного из первых k объектов рассматриваемого ОМ, а также вектор $\Delta_{i,k}$, определяющий область возможного сдвига этого промежуточного ОМ. Если ортогональный объект $o_{i,k}$ невозможно разместить в контейнере со сдвигом, тогда осуществляется выбор следующего по порядку ПК для поиска нового положения для размещения ОМ.

Для каждого размещаемого объекта $o_{i,k}$ составляется набор ПК P_k, в которых он может быть размещён. Если объект $o_{i,k}$ не может быть размещён ни в одном ПК из набора P_k, тогда осуществляется переход к предыдущему объекту $o_{i,k-1}$, для размещения которого выбирается следующий по порядку ПК из соответствующего набора P_{k-1}. Эта часть алгоритма размещения ОМ не приведена на рис. 2.

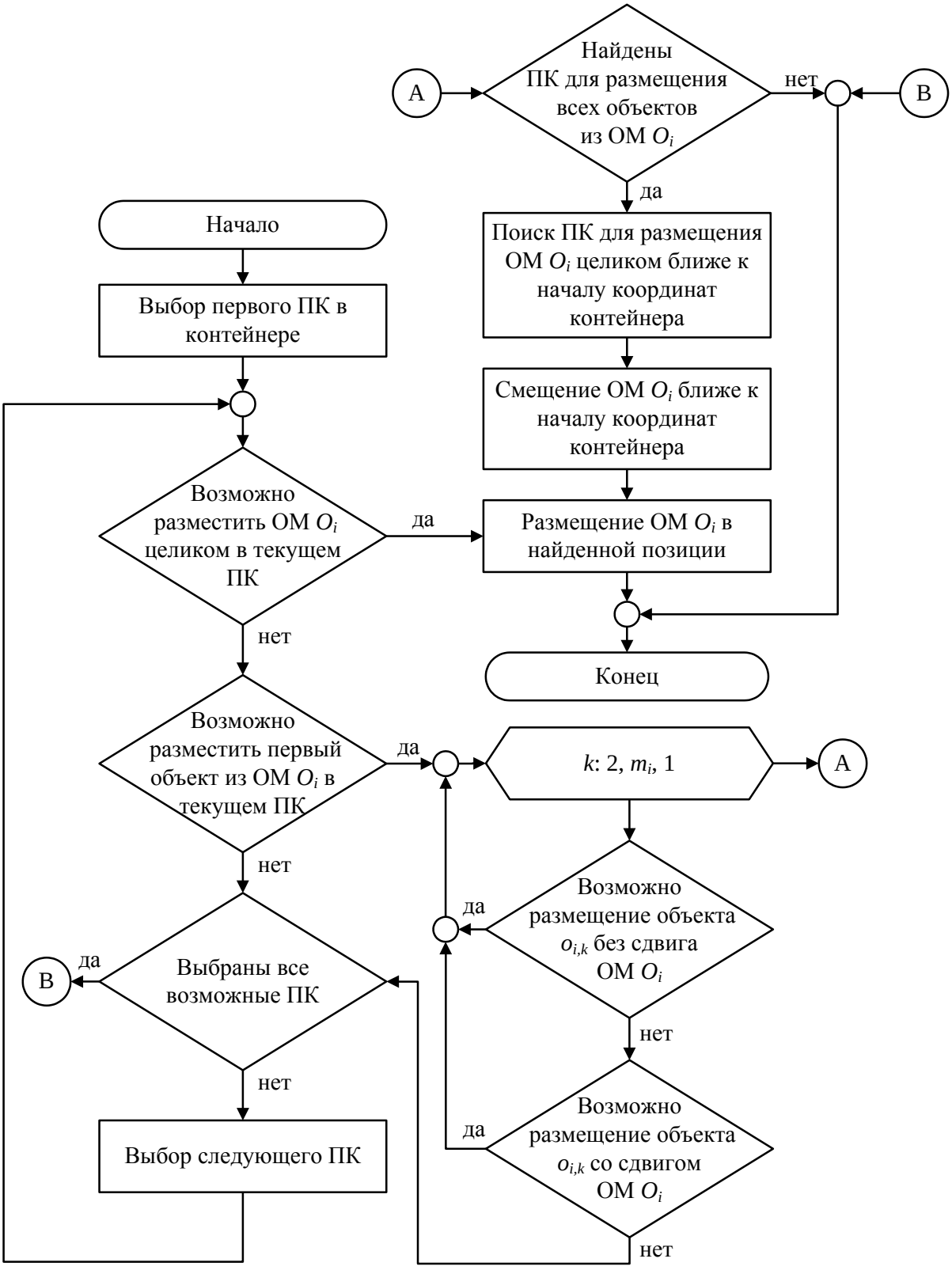


Рис. 2. Блок-схема алгоритм размещения ортогонального многогранника O_i в контейнере

Если размещение ОМ O_i в контейнере оказывается возможным, то будет сформирован вектор $X_i = \{X_i^1; X_i^2; \ldots; X_i^D\}$, определяющий положение этого ОМ в рассматриваемом контейнере.

Заключительным этапом поиска оптимальной позиции для размещения ОМ является его смещение ближе к началу координат используемого контейнера. Для этого вычисляются максимальные возможные сдвиги для каждого объекта $o_{i,k}$, $k \in \{1, \ldots, m\}$ среди всех существующих ПК. Возможное смещение ОМ будет определяться как минимальная величина среди всех найденных возможных сдвигов для каждого объекта этого ОМ. Алгоритм смещения ОМ является многопроходным. На каждой итерации работы этого алгоритма осуществляется попытка смещения ОМ вдоль одной из осей контейнера, которые выбираются в порядке следования, обратном порядку, задаваемому приоритетном списком выбора координатных осей контейнера $L = \{l^1; l^2; \ldots; l^D\}$ [17].

Рассмотрим пример сдвига ОМ в процессе размещения его объектов. На рис. 3 приведён прямоугольный контейнер с габаритными размерами $\{100;100\}$, свободное пространство которого описывается набором ПК, приведённым в таблице 1. Параметры размещаемого ОМ приведены в таблице 2. На рис. 4 приведены отдельные этапы размещения ОМ в этом контейнере.

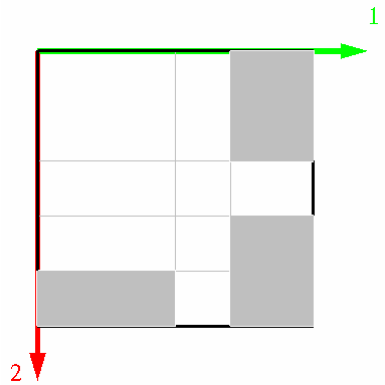


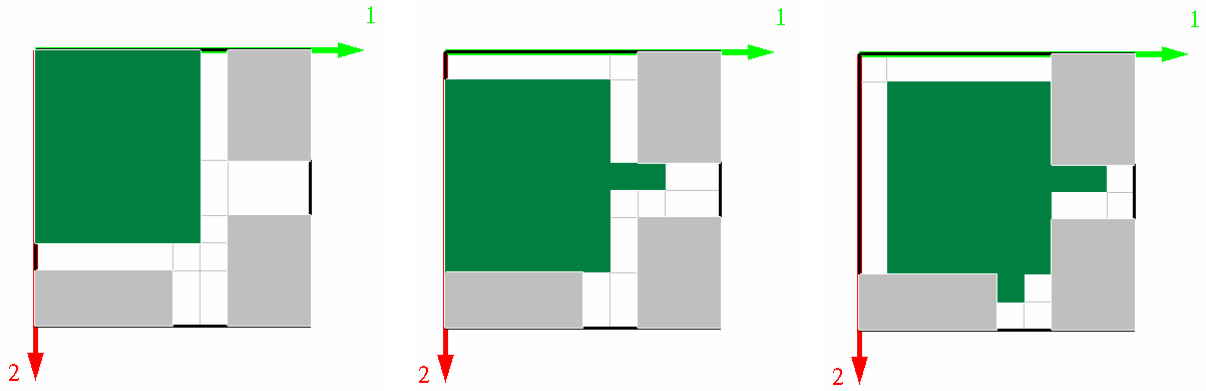
Рис. 3. Исходный контейнер

Таблица 1. Свободное пространство исходного контейнера

№ ПК (t)	**Положение ПК**		**Габаритные размеры ПК**	
	x_t^1	x_t^2	p_t^1	p_t^2
1	0	0	70	80
2	0	40	100	20
3	50	0	20	100

Таблица 2. Параметры размещаемого ортогонального многогранника O_1

№ объекта (k)	$z^1_{1,k}$	$z^2_{1,k}$	$w^1_{1,k}$	$w^2_{1,k}$
1	0	0	60	70
2	60	30	20	10
3	40	70	10	10



а) б) в)

Рис. 4. Ортогональный многогранник O_1 в процессе размещения:

а) размещение объекта $o_{1,1}$ ($\Delta_{1,1} = \{10;10\}$);

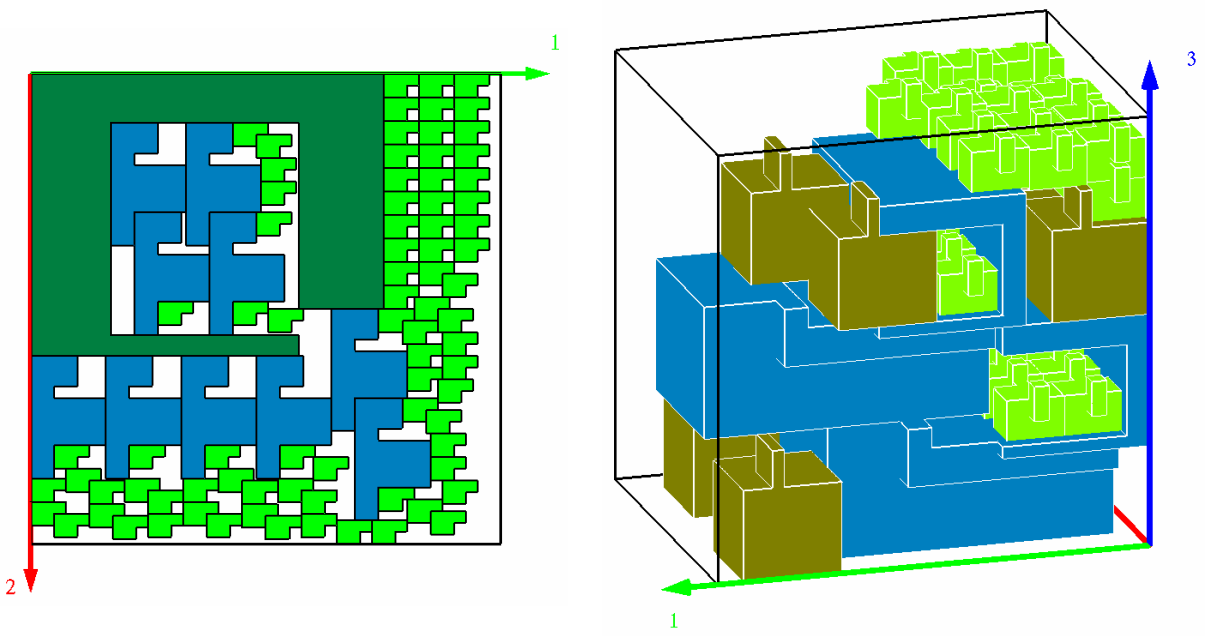
б) размещение объекта $o_{1,2}$ ($\Delta_{1,2} = \{10;0\}$);

в) результат размещения ортогонального многогранника O_1 ($\Delta_{1,3} = \{0;0\}$)

После размещения в контейнере ОМ O_i выполняется ряд действий, направленных на обновление набора ПК, описывающих оставшееся свободное пространство в контейнере. Для этого для каждого ортогонального объекта $o_{i,k}$, входящего в состав размещаемого ОМ, выполняется следующая последовательность действий:

- составление вектора $\{a^1_{i,k}; a^2_{i,k}; \ldots; a^D_{i,k}\}$, определяющего область обновления ПК: $a^d_{i,k} = X^d_i + z^d_{i,k} + w^d_{i,k}$, $d \in \{1,\ldots,D\}$;
- образование новых ПК, попадающих в область, ограниченную началом координат контейнера и вектором $\{a^1_{i,k}; a^2_{i,k}; \ldots; a^D_{i,k}\}$;
- поиск и удаление вложенных ПК контейнера по алгоритму, приведённому в статье [18].

На рис. 5 приведены примеры размещения наборов двухмерных и трёхмерных ОМ.



а) *б*)

Рис. 5. Примеры размещения наборов ОМ:
а) размещение набора двухмерных ОМ;
б) размещение набора трёхмерных ОМ

Заключение

Предложен алгоритм, обеспечивающий размещение наборов ОМ в контейнерах. Использование модели потенциальных контейнеров при размещении ОМ позволяет осуществлять контроль всех свободных областей контейнера с целью формирования более плотной упаковки.

Поскольку алгоритм реализован инвариантно относительно размерности решаемой задачи, он может быть использован как при решении задач двухмерной и трёхмерной упаковки, так и при решении задач упаковки объектов большей размерности.

Перспективным направлением развития исследований является разработка эвристических и метаэвристических алгоритмов оптимизации размещения ОМ, а также разработка алгоритмов, обеспечивающих размещение ОМ в контейнеры произвольной конфигурации, представленных также в форме ОМ.

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] Gary M., Johnson D. Computers intractability: a guide to the theory of NP-completeness. San Francisco: W.H. Freeman, 1979. – 338 p.
[4] Чеканин В.А., Чеканин А.В. Алгоритмы формирования ортогональных многогранников произвольной размерности в задачах раскроя и упаковки // Вестник МГТУ «Станкин». 2018. № 3 (46). С. 126–130.
[5] Капитанов А.В., Мишатин В.И., Семячкова Е.Г. Автоматизированные управленческие системы в промышленности // Вестник МГТУ «Станкин». 2012. Т. 2. № 1. С. 82–84.
[6] Motorin D.E., Popov S.G., Chuvatov M.V., Kurochkin M.A., Kurochkin L.M. A study of the evaluation function for the cost of transport operations in distribution of purpose in a group of robots. In: Proceedings of 2017 20th IEEE International Conference on Soft Computing and Measurements, SCM 2017. 2017. P. 536–538.
[7] Чеканин В.А., Киреев Д.С. Эвристики размещения объектов для задачи трехмерной ортогональной упаковки объектов // Вестник МГТУ «Станкин». 2017. № 2 (41). С. 98–102.
[8] Чеканин В.А., Чеканин А.В. Эвристический алгоритм оптимизации решений задачи прямоугольного раскроя // Вестник МГТУ «Станкин». 2014. № 4. С. 210–213.
[9] Локтев М.А., Толок А.В. Функциональный принцип обхода препятствий с применением метода функционально-воксельного моделирования // Вестник МГТУ «Станкин». 2016. № 1 (36). С. 75–80.
[10] Chekanin V.A., Chekanin A.V. An efficient model for the orthogonal packing problem // Advances in Mechanical Engineering. Vol. 22. 2015. P. 33–38.
[11] Чеканин В.А., Чеканин А.В. Структура данных для задачи трехмерной ортогональной упаковки объектов // Вестник МГТУ «Станкин». 2015. № 1. С. 112–116.
[12] Chekanin V.A., Chekanin A.V. New Effective Data Structure for Multidimensional Optimization Orthogonal Packing Problems // Advances in Mechanical Engineering. Springer International Publishing. 2016. P. 87–92.
[13] Martinez M.A.A., Clautiaux F., Dell'Amico M., Iori M. Exact algorithms for the bin packing problem with fragile objects. Discret Optim. 2013. Vol. 10. No. 3. P. 210–223.
[14] Kierkosz I., Luczak M. A hybrid evolutionary algorithm for the two-dimensional packing problem // Central European Journal of Operations Research. Vol. 22. No. 4. 2014. P. 729–753.

[15] Чеканин В.А., Куликова М.Ю. Адаптивная настройка параметров генетического алгоритма // Вестник МГТУ «Станкин». 2017. № 3 (42). С. 85–89.
[16] 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.
[17] Chekanin V.A., Chekanin A.V. Implementation of packing methods for the orthogonal packing problems // Journal of Theoretical and Applied Information Technology. 2016. Vol. 88. No. 3. P. 421–430.
[18] Chekanin V.A., Chekanin A.V. Deleting Objects Algorithm for the Optimization of Orthogonal Packing Problems // Advances in Mechanical Engineering. Springer International Publishing. 2017. P. 27–35.

V.A. Chekanin[1], A.V. Chekanin[2]

ALGORITHM FOR THE PLACEMENT OF ORTHOGONAL POLYHEDRONS FOR THE CUTTING AND PACKING PROBLEMS

[1,2]Moscow State University of Technology «STANKIN», Russia

Abstract

The article describes the algorithm for the placement of orthogonal polyhedrons represented as a set of orthogonal objects with a fixed position relative to each other. The developed algorithm is implemented invariantly with respect to the dimension of the objects to be placed, which makes it applicable for solving the cutting and packing problems of of arbitrary dimension. Examples of the placement of two-dimensional and three-dimensional orthogonal polyhedons are presented.

Key words: orthogonal polyhedon, placement algorithm, cutting problem, packing problem, resource placement problem.

REFERENCES

[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] Gary M., Johnson D. Computers intractability: a guide to the theory of NP-completeness. San Francisco: W.H. Freeman, 1979. – 338 p.

[4] Chekanin V.A., Chekanin A.V. Algorithms for the formation of orthogonal polyhedrons of arbitrary dimension in the cutting and packing problems // Vestnik MSTU «STANKIN». 2018. Vol. 3. P. 126–130. (in Russian).

[5] 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).

[6] Motorin D.E., Popov S.G., Chuvatov M.V., Kurochkin M.A., Kurochkin L.M. A study of the evaluation function for the cost of transport operations in distribution of purpose in a group of robots. In: Proceedings of 2017 20th IEEE International Conference on Soft Computing and Measurements, SCM 2017. 2017. P. 536–538.

[7] 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).

[8] 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).
[9] Loktev M.A., Tolok A.V., The functional principle of obstacle avoidance using the method of functional voxel modeling. Vestnik MSTU «STANKIN». 2016. Vol. 1. P. 75–80.
[10] Chekanin V.A., Chekanin A.V. An efficient model for the orthogonal packing problem // Advances in Mechanical Engineering. Vol. 22. 2015. P. 33–38.
[11] 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).
[12] Chekanin V.A., Chekanin A.V. New Effective Data Structure for Multidimensional Optimization Orthogonal Packing Problems // Advances in Mechanical Engineering. Springer International Publishing. 2016. P. 87–92.
[13] Martinez M.A.A., Clautiaux F., Dell'Amico M., Iori M. Exact algorithms for the bin packing problem with fragile objects. Discret Optim. 2013. Vol. 10. No. 3. P. 210–223.
[14] Kierkosz I., Luczak M. A hybrid evolutionary algorithm for the two-dimensional packing problem // Central European Journal of Operations Research. Vol. 22. No. 4. 2014. P. 729–753.
[15] 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).
[16] 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).
[17] Chekanin V.A., Chekanin A.V. Implementation of packing methods for the orthogonal packing problems // Journal of Theoretical and Applied Information Technology. 2016. Vol. 88. No. 3. P. 421–430.
[18] Chekanin V.A., Chekanin A.V. Deleting Objects Algorithm for the Optimization of Orthogonal Packing Problems // Advances in Mechanical Engineering. Springer International Publishing. 2017. P. 27–35.

ISSN 2223-0807
Современное машиностроение: Наука и образование :
материалы 8-й Международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н.Евграфова и А.А. Поповича.- СПб.: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2019.

DOI 10.1872/MMF-2019-45
УДК 621.865.8

Д.А. Якутов[1], С.А. Воротников[2]

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ТРАНСПОРТНОГО РОБОТА С ОМНИ-КОЛЕСАМИ

[1]Дмитрий Анатольевич Якутов,
Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана
Россия, Москва
Тел.: (499)165-1701, E-mail: dmitriiyakutov95@mail.ru

[2]Сергей Анатольевич Воротников
Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана
Россия, Москва
Тел.: (499)165-1701, E-mail: vorotn@bmstu.ru

Аннотация

Статья посвящена разработке математической модели транспортного робота (ТР) с омни-дифференциальной системой движения. Описана кинематическая схема ТР, выведены уравнения динамики, которые для удобства представлены в виде матричных уравнений. Разработана модель в среде «MATLAB Simulink» с расширением для 3-х мерной симуляции «Simscape Multibody». Проведено моделирование динамической и кинематической моделей. Приведены результаты моделирования, выполнен их анализ.

Ключевые слова: транспортный робот, омни-колесо, привод, динамическая модель.

Введение

В настоящее время самым быстроразвивающимся сегментом робототехники являются автономные транспортные средства различного назначения, так называемых AGV-системы (от. англ. – *Automatic Guided Vehicles*). Особенно перспективно их использование в промышленном производстве при построении транспортных роботов (ТР) для перемещения гру-

зов внутри цехов (Indoor AGV-системы) и для межцеховых перевозок (Outdoor AGV-системы). На сегодняшний день в мире эксплуатируются тысячи таких ТР, отличающихся по грузоподъёмности, степени автономности и другим параметрам [9]. В конструктивном плане для повышения маневренности ТР эффективно использовать колесные схемы с, так называемым, омни-дифференциальным перемещением [1]. В основе такого перемещения лежит применение колеса Илона или омни-колеса (от. англ. – *omni wheel*), имеющего три степени свободы [1].

Отличие ТР с омни-дифференциальными системами от обычных колесных, заключается в том, что изменением угловой скорости вращения каждого отдельного колеса можно обеспечить перемещение ТР в любом направлении, даже перпендикулярно к вектору крутящего момента колеса. При этом, поступательные и вращательные движения ТР не связаны между собой, за исключением перемещения на критических скоростях [2].

Разработке и исследованию уравнений движения платформ с 4-мя омни-колёсами посвящено большое количество публикаций, как в зарубежных, так и отечественных источниках [1-9]. Основная часть публикаций, посвящена разработке кинематических уравнений движения такой платформы [1-5]. Такие модели могут использоваться при проведении качественных оценок движения или реализации режимов ручного управления. Однако, их недостаточно для построения управления реальными ТР, работающими в автономных режимах, характерных для AGV-систем. Это связано с тем, что для реализации таких режимов необходимы достаточно точные динамические уравнения движения ТР, включающие его конкретные масс-инерционные характеристики, параметры используемых приводов и др.

Целью настоящей статьи является разработка математической модели ТР с 4-мя омни-колёсами с учётом его динамических характеристик и исследование основных особенностей его движения в автономном режиме.

Уравнение движения ТР с 4-мя омни-колёсами

При выводе уравнений движения ТР воспользуемся подходом, представленном в [6]. Там же приведена и схема платформы с 4-мя омни-колёсами (рис. 1):

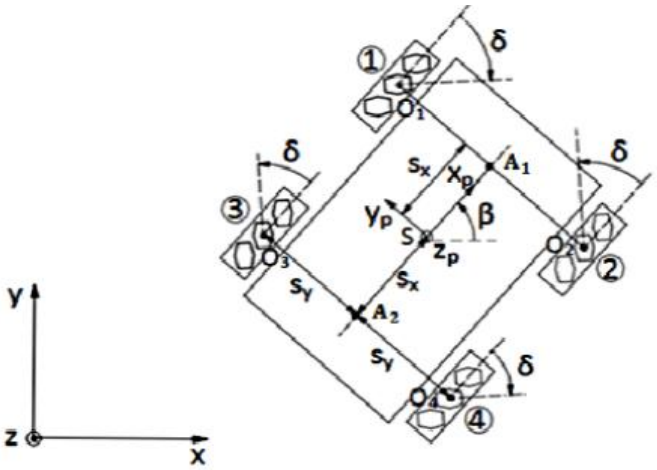


Рис. 1. Схема платформы с 4-мя омни-колёсами

На рис. 1 обозначено: 1-4 – омни-колёса, s_x, s_y – расстояния от геометрического центра до оси/центра омни-колёс ТР по осям x и y соответственно, δ – угол наклона роликов омни-колеса относительно его оси вращения, $X_pY_pZ_p$ – подвижная система координат, связанная с геометрическим центром ТР, β – угол поворота ТР вокруг своей оси.

Для описания динамического движения механической системы традиционно используют уравнения Лагранжа 2-ого рода:

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_j}\right)-\frac{\partial T}{\partial q_j}=Q_j$$

где: $j = 1, 2,...,n$ – число степеней свободы системы, T – кинетическая энергия системы, q_j – величина j-ой обобщённой координаты, Q_j – величина j-ой обобщённой силы.

В статье [6] после ряда допущений были получены выражения для описания динамического движения платформы с 4-мя омни-колёсами в функции изменения угловых ускорений колес:

$$\begin{bmatrix}\ddot{\varphi}_1\\ \ddot{\varphi}_2\\ \ddot{\varphi}_3\\ \ddot{\varphi}_4\end{bmatrix}=M^{-1}\begin{bmatrix}\tau_1-N_1f_1sgn(\dot{\varphi}_1)\\ \tau_2-N_2f_2sgn(\dot{\varphi}_2)\\ \tau_3-N_3f_3sgn(\dot{\varphi}_3)\\ \tau_4-N_4f_4sgn(\dot{\varphi}_4)\end{bmatrix} \quad (1)$$

$$\begin{bmatrix}\tau_1\\ \tau_2\\ \tau_3\\ \tau_4\end{bmatrix}=M\begin{bmatrix}\ddot{\varphi}_1\\ \ddot{\varphi}_2\\ \ddot{\varphi}_3\\ \ddot{\varphi}_4\end{bmatrix}+\begin{bmatrix}N_1f_1sgn(\dot{\varphi}_1)\\ N_2f_2sgn(\dot{\varphi}_2)\\ N_3f_3sgn(\dot{\varphi}_3)\\ N_4f_4sgn(\dot{\varphi}_4)\end{bmatrix} \quad (2)$$

где ϕ_i – угол поворота i-ого колеса, τ_i – момент на i-ом колесе, N_i – сила реакции колеса на поверхность, f_i – коэффициент трения качения, а матрица M определена выражением:

$$M = \begin{bmatrix} (A+B+C) & (-B) & (B) & (A-B) \\ (-B) & (A+B+C) & (A-B) & (B) \\ (B) & (A-B) & (A+B+C) & (-B) \\ (A-B) & (B) & (-B) & (A+B+C) \end{bmatrix}$$

где: $A = \dfrac{m_{pc}(R+r)^2}{8}$ $B = \dfrac{I_{pc}(R+r)^2}{16(s_x+s_y)^2}$ $C = I_k$

В этих выражениях: m_{pc} и I_{pc} – соответственно общая масса и момент инерции платформы относительно оси, проходящей через её центр масс (является также и геометрическим центром платформы), R и r – радиус колеса и роликов соответственно, I_k – момент инерции колеса относительно его оси вращения.

Отметим, что в приведенных уравнениях не учитываются три обстоятельства. Во-первых, момент нагрузки на колесе получен в виде функции его углового ускорения, в то время как для ТР необходимо связать эти параметры со скоростью/ускорением центра масс ТР. Во-вторых, для ТР также необходимо учесть параметры приводов, благодаря которым осуществляется его движение. В-третьих, не были учтены масс-инерционные характеристики роликов и трения в их подшипниках.

Для решения первой задачи воспользуемся уравнениями кинематики, приведёнными в [1], продифференцируем их по времени, и подставим в уравнения (1) и (2). Получим уравнение (3) для решения прямой задачи динамики:

$$\begin{bmatrix} \tau_1 \\ \tau_2 \\ \tau_3 \\ \tau_4 \end{bmatrix} = M \begin{bmatrix} \frac{1}{(R+r)} & \frac{-1}{(R+r)} & \frac{-(s_x+s_y)}{(R+r)} \\ \frac{1}{(R+r)} & \frac{1}{(R+r)} & \frac{(s_x+s_y)}{(R+r)} \\ \frac{1}{(R+r)} & \frac{1}{(R+r)} & \frac{-(s_x+s_y)}{(R+r)} \\ \frac{1}{(R+r)} & \frac{-1}{(R+r)} & \frac{(s_x+s_y)}{(R+r)} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{v}_{sx_p} \\ \dot{v}_{sy_p} \\ \ddot{\beta} \end{bmatrix} + \frac{G_r f}{4} \begin{bmatrix} sgn(\dot{\varphi}_1) \\ sgn(\dot{\varphi}_2) \\ sgn(\dot{\varphi}_3) \\ sgn(\dot{\varphi}_4) \end{bmatrix} \qquad (3)$$

Тогда, решение обратной задачи динамики (определение закона движения ТР по значениям действующих на него сил/ускорений) в матричной форме будет иметь вид (4):

$$\begin{bmatrix} \dot{v}_{Sx_p} \\ \dot{v}_{Sy_p} \\ \ddot{\beta} \end{bmatrix} = \frac{1}{4} \begin{bmatrix} (R+r) & (R+r) & (R+r) & (R+r) \\ -(R+r) & (R+r) & (R+r) & -(R+r) \\ \frac{-(R+r)}{(s_x+s_y)} & \frac{(R+r)}{(s_x+s_y)} & \frac{-(R+r)}{(s_x+s_y)} & \frac{(R+r)}{(s_x+s_y)} \end{bmatrix} \cdot M^{-1} \begin{bmatrix} \tau_1 \\ \tau_2 \\ \tau_3 \\ \tau_4 \end{bmatrix} - \frac{G_r f}{4} \begin{bmatrix} sgn(\dot{\varphi}_1) \\ sgn(\dot{\varphi}_2) \\ sgn(\dot{\varphi}_3) \\ sgn(\dot{\varphi}_4) \end{bmatrix} \quad (4)$$

Эти уравнения, связывающие ускорение центра масс ТР с моментом, развиваемым его приводами, может быть использовано для решения второй задачи – учета параметров приводов, и, следовательно, формирования соответствующего закона управления ими для обеспечения требуемого движения ТР.

Модель привода омни-колеса ТР

В соответствии с конструкцией омни-колеса, его вращение осуществляется одним приводом, перемещающим ролики, расположенные на ободе колеса на равном расстоянии от его оси вращения.

В табл. 1 и табл. 2 приведены характеристики платформы, колеса и привода реального ТР, спроектированного в технопарке «Сколково», в рамках проекта по созданию Indoor-робота [10] и в разработке которого принимал участие один из авторов статьи.

Таблица 1. Массогабаритные параметры ТР

Платформа ТР	
Длина, мм	1200
Ширина, мм	900
Высота, мм	350
Масса, кг	~150
Момент инерции I_{pc}, кг м^2	~44
Омни-колесо	
Диаметр колеса, мм	300
Ширина колеса, мм	150
Радиус ролика, мм	40
Угол наклона роликов, град	45
Количество роликов, шт	8
Масса колеса, кг	3
Момент инерции I_k, кг м^2	0,04
Момент инерции I_z (относительно вертикальной оси, проходящей через геометрический центр ТР), кг м^2	1,5

В качестве привода колеса использовался бесколлекторный двигатель постоянного тока с планетарным редуктором (рис. 2).

Рис. 2. Омни-колесо TP с приводом

Таблица 2. Основные параметры привода колеса

1. Двигатель постоянного тока	BG 75x75
Мощность, Вт	565
Напряжение питания, В	48
Номинальный ток, А	13,8
Пиковый ток, А	63 (в течение 3 с)
Номинальная скорость вращения ротора двигателя, об/мин	3800
Максимальная скорость вращения ротора (на входе редуктора), об/мин	5000
Максимальная ускорение ротора двигателя, рад/с2	11000
Сопротивление обмоток двигателя, Ом	0,9
Индуктивность обмоток двигателя, Гн	0,00085
Коэффициент противо-ЭДС двигателя, В с/рад	14,5
Электрическая постоянная времени двигателя, с	0,0026
Механическая постоянная времени двигателя, с	0.0033
2. Редуктор планетарный	PLE 060
Скорость вращения ротора (на выходе редуктора), об/мин	150
Номинальный момент на выходе двигателя, Нм	1,85
Номинальный момент на входе редуктора, Нм	8
Номинальный момент на выходе редуктора, Нм	36
Максимальный допустимый момент на выходе редуктора, Нм	150
Момент инерции ротора привода, кг м2	0,00006
Передаточное число редуктора	20
3. Масса привода (без колеса), кг	3

Данные о движении снимались с абсолютного датчика угла с 17-ти разрядным кодом Грея, размещённого на выходном валу редуктора.

Система управления приводом омни-колеса строилась по 3-х контурной схеме (рис. 3):

1. контура управления положением выходного вала на основе ПИД регулятора;
2. контура управления скоростью этого вала, также на основе ПИД регулятора;
3. контура токоограничения с датчиком Холла (в соответствие с рекомендациями производителя величина тока не должна превышать 30А — это значение учитывалось при моделировании).

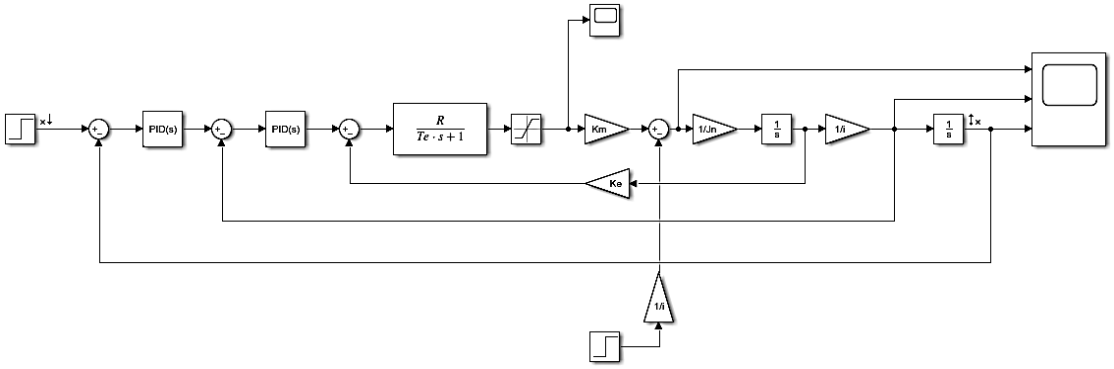


Рис. 3. Модель привода омни-колеса ТР

Разработка и исследование динамической модели ТР с 4-мя омни-колёсами

При разработке модели ТР предполагалось, что в точках контакта роликов с поверхностью отсутствует проскальзывание — в этом состоит преимущество омни-колёсных платформ. Также принято допущение, что модель системы является линейной.

Для создания динамической модели ТР с 4-мя омни-колёсами воспользуемся схемой, приведенной на рис. 3 и системой уравнений (2) и (3). В среде «MATLAB Simscape Multibody» эти уравнения реализуются внутри блока «DYNAMIC» (рис. 4). В этом блоке на основе требуемых угловых ускорений колес ТР рассчитываются моменты, которые необходимо развить приводам этих колес с учетом масс-инерционных характеристик ТР, представленных параметрами матрицы *M* (2). Здесь же происходит вычисление угловых скоростей выходных валов приводов, необходимых для перемещения центра масс ТР с заданной скоростью, на основе решения обратной задачи кинематики из [1].

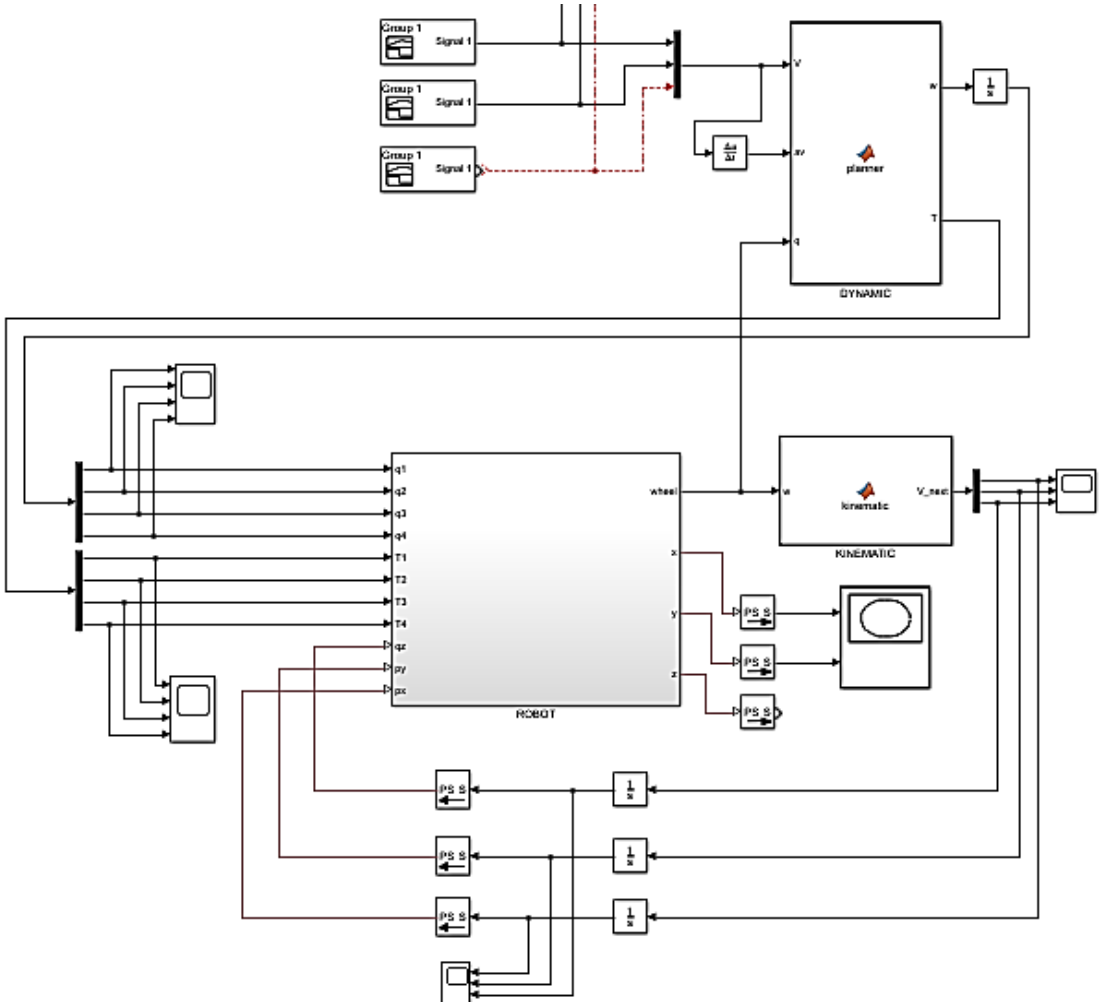


Рис.4. Динамическая модель ТР

В блоке «KINEMATIC» решаются уравнения прямой задачи кинематики из [1], т.е. производится вычисление реальной скорости перемещения центра масс ТР исходя из значений угловых скоростей вращения валов приводов омни-колес.

В блок «ROBOT» загружены элементы конструкции ТР (платформа, колеса и пр.), созданные в среде SolidWorks 2013 (рис. 5) и сохраненные в формате STEP, а также модель приводов колес, представленная на рис. 3.

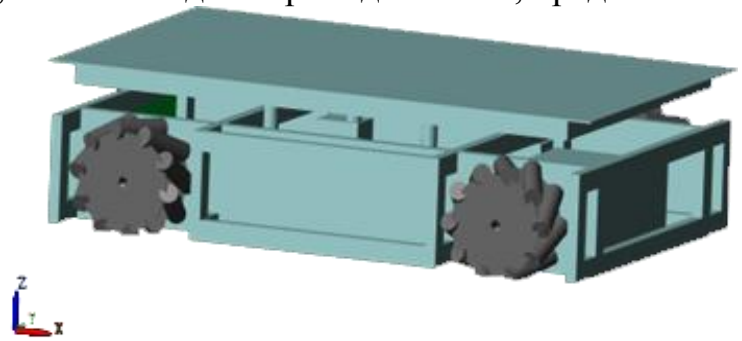
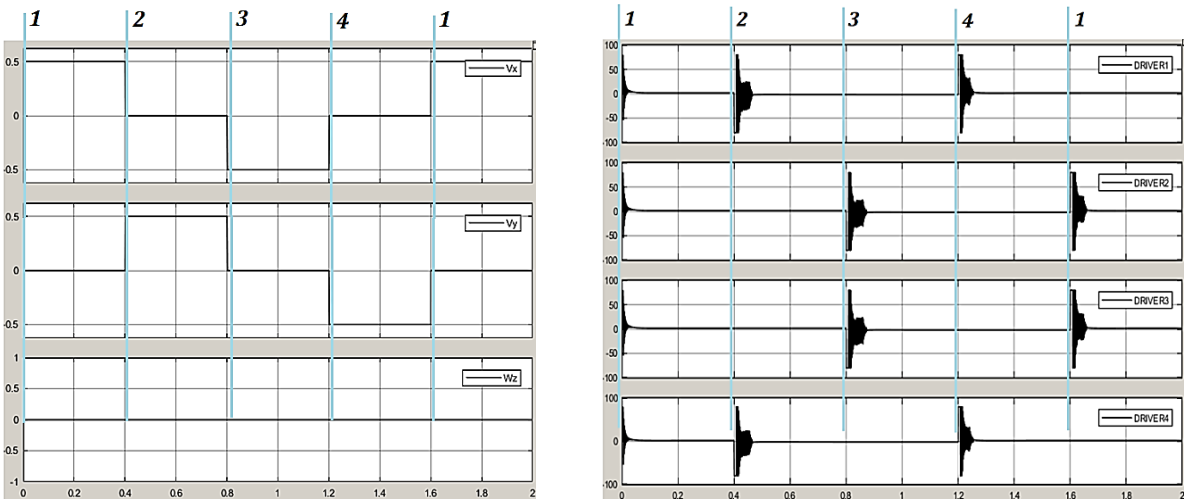


Рис. 5. Графическая модель ТР в среде MATLAB Simscape Multibody

Проведем исследование этой модели. Целями его является:

1. определение ошибки при движении ТР по тестовой траектории при использовании кинематической и динамической моделей ТР;
2. определение величины взаимовлияния приводов колес.

При решении обеих задач в качестве тестовой траектории используется траектория «квадрат». Параметры моделирования: скорость V_x и V_y и длительность перемещения центра масс ТР вдоль каждой стороны – 0,5 м/с и 0,4 с (что соответствует длине сторон «квадрата» 0,20 м), соответственно. Вращение вокруг вертикальной оси *OZ*, проходящей через центр масс ТР (рис. 1) отсутствует (w_z = 0); здесь используется преимущество омниколёсных платформ, позволяющих перемещаться не только перпендикулярно осям вращения колёс, но и под углом и параллельно им. Движение производится по замкнутому маршруту: 1-2-3-4-1…, диаграммы заданных скоростей приведены на рис. 6, *а*.

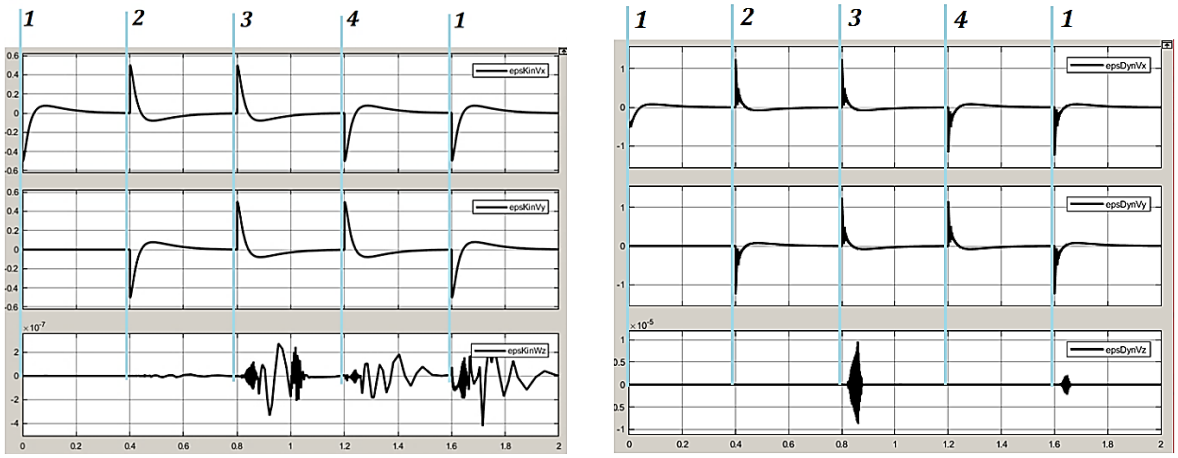


а *б*

Рис. 6. *а* – заданные скорости перемещения ТР, *б* – моменты развиваемые приводами ТР

Как видно из рис. 6, *б*, в угловых точках маршрута (вершинах «квадрата»), где резко меняется направления вращения колёс ТР, возникают значительные величины моментов в приводах (DRIVER 1, …., DRIVER 4). Максимальное значение момента, достигающее 80 Нм, ограничивается контуром тока в регуляторе привода.

Заметим, что эти перегрузки приводят к появлению ошибок отработки скорости приводами ТР и, следовательно, скорости и положения его центра масс, особенно в угловых точках маршрута (рис. 7).



а *б*

Рис. 7. Ошибка по скорости: *а* – без учета динамических параметров ТР, *б* – с учетом

Действительно, из графиков на рис. 7, *а* и 7, *б* следует, что при учете динамических параметров ТР максимальная амплитуда ошибки по скорости увеличивается втрое (1,45 м/с и 0.5 м/с, соответственно). Приводам ТР требуется больше времени для того, чтобы развить нужную скорость, что приводит к увеличению длительности переходных процессов в приводах ТР (для кинематической – 0,05 с, для динамической – 0,08 с). Тем не менее, приводы отрабатывают эту ошибку и ее установившееся значение, приведенное к центру масс ТР, равна 0 м/с.

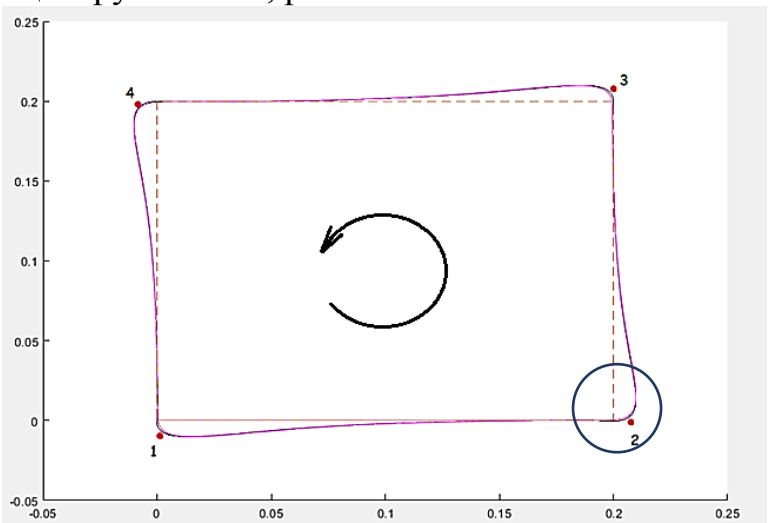
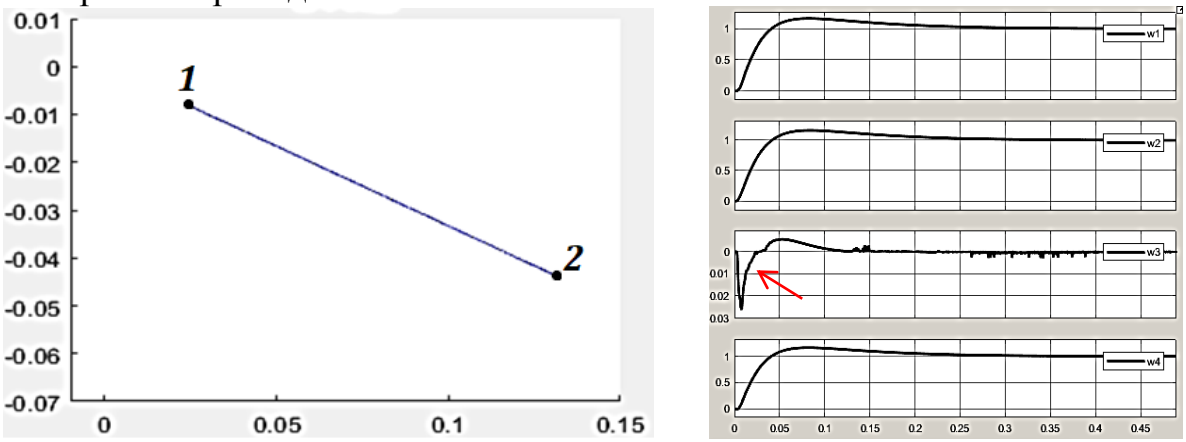


Рис. 8. Траектория движения модели ТР

Анализ траектории движения ТР показал, что максимальное отклонение от маршрута (пунктирная линия) наблюдалось в угловых точках 1, 2, 3, 4 и составило 0,06 м, т.е. 30% от длины соответствующего участка (рис. 8).

На рис. 9 показаны результаты исследования взаимовлияния приводов ТР. Рассматривается режим прямолинейного движения ТР по диагонали («боком»), от точки 1 к точке 2 (рис. 8 и рис. 9, *а*). В этом случае, сиг-

нал управления на привод 3-го омни-колеса не подается. Как следует из рис. 9, *б*, в результате взаимного влияния на приводе 3-го омни-колеса, тем не менее, обнаруживается некоторое значение скорости вращения (ее максимальная величина достигает 0,025 рад/с). Затем, в течение 0,15 с от начала движения это вращение практически пропадает. Полученные результаты свидетельствуют о эффективности работы системы управления ТР, в которой учитываются динамические характеристики платформы ТР и параметры его приводов.



а *б*

Рис. 9. Исследование взаимовлияния приводов ТР при отсутствии сигнала управления на приводе 3-го колеса: *а* – траектория движения ТР, *б* – угловые скорости омни-колёс

Заключение

В статье приведено исследование разработанной динамической модели ТР с 4-мя омни-колёсами. Показано, что для практических задач необходимо учитывать массо-инерционные характеристики ТР, параметры приводов и взаимное влияние между ними; эти факторы вызывают значительные ошибки в отработки траектории движения, особенно в угловых точках маршрута.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

[1] Hamid Taheri, Bing Qiao, Nurallah Ghaeminezhad. Kinematic Model of a Four Mecanum Wheeled Mobile Robot. // International Journal of Computer Applications. URL: https://research.ijcaonline.org/volume113/number3/pxc3901586. pdf (March 2015)

[2] Ю. Л. Караваев, С. А. Трефилов. Дискретный алгоритм управления по отклонению мобильным роботом с омни колесами. // ФГБОУ ВПО «Удмуртский государственный университет». URL:

http://elibrary.udsu.ru/xmlui/bitstream/handle/123456789/11201/Karavaev%2C%20Trefilov.pdf?sequence=1 (11 марта 2013 года)
[3] Baede T. A. Motion control of an omnidirectional mobile robot //Traineeship report DCT. – Eindhoven, 2006.
[4] Xiang Li, Andreas Zell. Motion Control Of An Omnidirectional Mobile Robot. // Wilhelm-Schickard-Institute, Department of Computer Architecture, University of Tubingen. URL: http://www.ra.cs.unituebingen.de/publikationen/2007/ li07ICINCO.pdf (2006)
[5] Lin L. C., Shih H. Y. Modeling and adaptive control of an Omni-mecanum-wheeled robot // Intelligent Control and Automation. – 2013. – Т. 4. – №. 02. – С. 166.
[6] Hendzel Z. et al. Modelling of dynamics of a wheeled mobile robot with mecanum wheels with the use of Lagrange equations of the second kind // International Journal of Applied Mechanics and Engineering. – 2017. – Т. 22. – №. 1. – С. 81-99.
[7] Abdelrahman, M.; Zeidis, I.; Bondarev, O.; Adamov, B.; Becker, F.; Zimmermann, K. Description Of The Dynamics Of A Four-Wheel Mecanum Mobile System As A Basis For A Platform Concept For Special Purpose Vehicles For Disabled Persons // 58th Ilmenau Scientific Colloquium Technische Universität Ilmenau. URL: https://www.dbthueringen.de/servlets/MCRFileNodeServlet/dbt_derivate_00030822/ilm1-2014iwk-041.pdf (08 – 12 September 2014)
[8] Nkgatho Tlale, Mark de Villiers. Kinematics and Dynamics Modelling of a Mecanum Wheeled Mobile Platform // URL: https://www.academia.edu/5746519/Kinematics_and_Dynamics_Modelling_of_a_Mecanum_Wheeled_Mobile_Platform
[9] Christof Röhrig, Daniel Heß, Frank Künemund. Motion Controller Design for a Mecanum Wheeled Mobile Manipulator // Preprint, In: Proceedings of the 2017 IEEE Conference on Control Technology and Applications (CCTA 2017). URL: https://www.fhdortmund.de/roehrig/papers/roehrigCCTA17.pdf (August 27-30, 2017. Kohala Coast, Hawai'i, USA)
[10] Engineering innovations for better tomorrow world. ARS company website. URL: http://www.arobosys.com/ (20 April 2019)
[11] Т.М. Волосатова, А.В. Козов, Т.П. Рыжова. Анализ методов обнаружения препятствий системы навигации мобильного робота. 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

D.A.Yakutov, S.A. Vorotnikov

MATHEMATICAL MODEL OF TRANSPORT ROBOT WITH OMNI-WHEELS

Moscow State Technical University, Russia

Abstract

The article is devoted to the development of a mathematical model of a transport robot (TR) with an omni-differential motion system. The kinematic scheme of a TS is described, the equations of dynamics are derived, which, for convenience, are represented as matrix equations. A model has been developed in the MATLAB Simulink environment with an extension for the 3D Simulation Simscape Multibody. Dynamic and kinematic models were simulated. The simulation results are presented, their analysis is performed.

Keywords: transport robot, omni-wheel, drive, dynamic model.

REFERENCES

[1] Hamid Taheri, Bing Qiao, Nurallah Ghaeminezhad. Kinematic Model of a Four Mecanum Wheeled Mobile Robot. // International Journal of Computer Applications. URL: https://research.ijcaonline.org/volume113/number3/pxc3901586. pdf (March 2015)

[2] Yu. L. Karavayev, S. A. Trefilov. Discrete control algorithm for the deviation of a mobile robot with Omni wheels. // FSBEI HPE "Udmurt State University". URL: http://elibrary.udsu.ru/xmlui/bitstream/handle/123456789/11201/Karavaev%2C%20Trefilov.pdf?sequence=1 (March 11, 2013)

[3] Baede T. A. Motion control of an omnidirectional mobile robot //Traineeship report DCT. – Eindhoven, 2006.

[4] Xiang Li, Andreas Zell. Motion Control Of An Omnidirectional Mobile Robot. // Wilhelm-Schickard-Institute, Department of Computer Architecture, University of Tubingen. URL: http://www.ra.cs.unituebingen.de/publikationen/2007/ li07ICINCO.pdf (2006)

[5] Lin L. C., Shih H. Y. Modeling and adaptive control of an Omni-mecanum-wheeled robot // Intelligent Control and Automation. – 2013. – Т. 4. – №. 02. – С. 166.

[6] Hendzel Z. et al. Modelling of dynamics of a wheeled mobile robot with mecanum wheels with the use of Lagrange equations of the second kind //

International Journal of Applied Mechanics and Engineering. – 2017. – Т. 22. – №. 1. – С. 81-99.
[7] Abdelrahman, M.; Zeidis, I.; Bondarev, O.; Adamov, B.; Becker, F.; Zimmermann, K. Description Of The Dynamics Of A Four-Wheel Mecanum Mobile System As A Basis For A Platform Concept For Special Purpose Vehicles For Disabled Persons // 58th Ilmenau Scientific Colloquium Technische Universität Ilmenau. URL: https://www.dbthueringen.de/servlets/MCRFileNodeServlet/dbt_derivate_00030822/ilm1-2014iwk-041.pdf (08 – 12 September 2014)
[8] Nkgatho Tlale, Mark de Villiers. Kinematics and Dynamics Modelling of a Mecanum Wheeled Mobile Platform // URL: https://www.academia.edu/5746519/Kinematics_and_Dynamics_Modelling_of_a_Mecanum_Wheeled_ Mobile_ Platform
[9] Christof Röhrig, Daniel Heß, Frank Künemund. Motion Controller Design for a Mecanum Wheeled Mobile Manipulator // Preprint, In: Proceedings of the 2017 IEEE Conference on Control Technology and Applications (CCTA 2017). URL: https://www.fhdortmund.de/roehrig/papers/roehrigCCTA17.pdf (August 27-30, 2017. Kohala Coast, Hawai'i, USA)
[10] Engineering innovations for better tomorrow world. ARS company website. URL: http://www.arobosys.com/ (20 April 2019)
[11] T.M. Volosatova, A.V. Kozov, T.P. Ryzhov. Analysis of the obstacle detection methods of the mobile robot navigation system. Modern engineering: Science and education: materials of the 7th international scientific-practical conference / Ed. A.N. Evgrafova and A.A. Popovich .- SPb .: Publishing house Polytechnic. University 2018

ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ

ISSN 2223-0807
Современное машиностроение: Наука и образование :
материалы 8-й Международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н.Евграфова и А.А. Поповича.- СПб.: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2019.

DOI 10.1872/MMF-2019-46
УДК 681.512.4; 621.7.08

Аунг Тхин Ко

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЕДИНОГО ИНФОРМАЦИОННОГО ПРОСТРАНСТВА ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ ПОДГОТОВКИ ПРОИЗВОДСТВА

Аунг Тхин Ко
Санкт-Петербургский национальный исследовательский университет информационных технологий, механики и оптики (Университет ИТМО)
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (967)591-7602, E-mail: aungthinnko54@gmail.com

Аннотация

В работе рассмотрены вопросы подхода к созданию интегрированных информационных систем промышленного предприятия на основе методологии жизненного цикла изделий с использованием единого цифрового описания объектов производства, технологических процессов и ресурсов. Результатом работы является разработка комплекса методик по созданию и применению трехмерных моделей деталей в бизнес-процессах технологической подготовки производства приборостроительного предприятия.

Ключевые слова: информационная система, жизненный цикл изделий, методология, технологическая подготовка производства

Введение

Современное производство не может организовываться без использования единого информационного пространства, в основе которого лежит применение PDM-системы. При этом важно не просто использовать PDM-систему как хранилище данных, но и обеспечивать максимальную степень вовлечения системы в существующие процессы. В первую очередь необходима такая организация процессов, когда все задачи начинают решаться внутри PDM-системы с последующим переходом, при

необходимости, в соответствующие пользовательские приложения. Каждый пользователь должен четко понимать для чего он использует PDM-систему и как система упрощает его персональную работу и коллективное взаимодействие. Важно упрощать ежедневную работу пользователей за счет реализации в рамках PDM-системы тех задач, которые она может обеспечить. Так, например, важно хранить в среде PDM-системы справочники и обеспечивать их корректное использование. Организация работ с использованием PDM-системы позволит также выполнять планирование всего процесса конструкторско-технологической подготовки производства. Это обеспечит качественный контроль за исполнением задач в срок на основе оперативного планирования. При этом важно, чтобы PDM-система могла помочь пользователям осуществлять планирование процессов на уровне подбора деталей-аналогов, оборудования, инструментов и средств контроля. Полноценное описание в системе деталей, оборудования и других информационных объектов позволит производить в системе соответствующий поиск максимально точно и, как следствие, подбор нужного оборудования или требуемых деталей будет производиться максимально быстро.

Таким образом, с точки зрения использования PDM-системы, можно выделить следующие сдерживающие факторы:

– Ограниченное использование PDM-системы. Даже те инструменты и возможности, которые PDM-система предоставляет на текущем этапе развития, используются не полностью и далеко не всеми специалистами предприятия. Это приводит к значительным потерям данных и знаний, которые либо не накапливаются вообще, либо накапливаются локально, без централизации. В результате некоторые данные, необходимые для подготовки производства, приходится создавать с нуля.

– Ограниченное наполнение PDM-системы. Структура и функциональные возможности PDM-системы отлично подходят для работы со справочниками, но они часто остаются в локальных базах данных или, даже, в виде печатных материалов в различном физическом состоянии.

– Ограниченное описание деталей и технологического оснащения в PDM-системе. Для полноценного использования данных и знаний они должны не только сохраняться в PDM-системе, но и описываться в достаточной степени подробно, что позволит их корректно анализировать, фильтровать и использовать в будущем.

Выпуск качественной продукции невозможен без использования таких средств контроля, которые обеспечивают проверку требований, заложенных при разработке изделий. При этом важно обеспечивать контроль всех параметров, включая те, которые, предположительно, могут обеспечиваться выбранным средством изготовления и применяемым

оснащением. Большинство современных предприятий применяют средства объемного контроля на основе средств трехмерного сканирования или контактного измерения. Важной задачей организации производства является анализ номенклатуры с последующим подбором оборудования, которое должно применяться для контроля различных деталей и изделий. На основе такого выбора должны определяться алгоритмы выбора средств контроля, которые не только позволят назначать соответствующие средства контроля при разработке технологической документации, но и обеспечат возможность заблаговременно определять загрузку измерительного оборудования, что обеспечит подготовку планов контроля к требуемому сроку.

Для контроля объектов с регулярной геометрией отличным решением является применение координатно-измерительных машин. Для работы с нерегулярной геометрией сложной формы рекомендуется применять средства трехмерного сканирования. Применение таких средств контроля важно как с точки зрения объективности анализа, так и с точки зрения наглядности, так как используемые для такого оборудования программные средства поддерживают накопление статистики, имеющей большое значение для определения причин брака или предиктивного анализа при изготовлении серии.

Таким образом, с точки зрения контроля, можно выделить следующие сдерживающие факторы:

– Ограниченное использование современных средств контроля. Применяемые средства контроля не обладают достаточной универсальностью и уровнем автоматизации, что не позволяет их эффективно использовать для контроля широкой номенклатуры изделий предприятия. Внедрение координатно-измерительной машины позволит существенно расширить возможности измерения, включая анализ тех параметров, которые ранее не контролировались.

– Отсутствие средств трехмерного сканирования. Среди изделий предприятий, которые требуют контроля, имеются и такие, которые требуют объемного анализа, включая изучение элементов с нерегулярной геометрией.

– Ограниченное использование статистических данных. Анализ причин возникновения брака является неотъемлемой частью производственного процесса и должен быть основан как на данных контроля текущей детали, так и на статистике по другим деталям из серии, поэтому важно накапливать, систематизировать и использовать статистические данные по контролируемым объектам.

Полноценная интеграция этапов жизненного цикла возможна только в условиях использования электронной структуры изделия, которая подразумевает использование трехмерных моделей при проектировании,

подготовке производства, контроле, сборке и эксплуатации. Следовательно, необходимо использование и трехмерных моделей сборочных единиц и трехмерных моделей деталей, в том числе аннотированных. Применение подобных моделей позволит существенно упростить как решение задач на этапах жизненного цикла изделий, так и коммуникацию специалистов предприятия.

С точки зрения создания и использования трехмерных моделей можно выделить следующие сдерживающие факторы:

– Ограниченное использование трехмерных моделей сборочных единиц. Применение трехмерных моделей сборочных единиц носит крайне ограниченный характер и такие модели совершенно не представляются в рамках единого информационного пространства предприятия. Такая ситуация не только не позволяет внедрять современные средства поддержки жизненного цикла изделия (включая электронные руководства по эксплуатации и сборке), но и ограничивает коммуникацию между специалистами предприятия, а также усложняет рабочие процессы.

– Ограниченное использование библиотек стандартных изделий. Использование трехмерных моделей сборочных единиц при проектировании изделия существенно упрощает подготовку конструкторской документации. Однако даже на этом этапе возникают сложности с созданием таких моделей, так как отсутствуют библиотеки элементов, которые используются в трехмерных моделях, но не проектируются отдельно. В первую очередь, важны стандартные изделия, поэтому необходимо внедрять и использовать соответствующие библиотеки.

– Ограниченное использование параметрических трехмерных моделей. В настоящее время ключевым конструкторским документом на предприятии остается чертеж, поэтому трехмерной модели отводится второстепенная роль. После перехода на использование трехмерных моделей, как основного источника информации об изделии, необходимо сформировать методики построения параметрических моделей, которые могут использоваться как конструкторами, так и технологами или контролерами, использующими измерительное оборудование с программным управлением.

– Отсутствие трехмерных аннотаций. Полноценное использование трехмерных моделей деталей или сборочных единиц требует представления технических требований в привязке к объемной геометрии. В связи с этим важно проектировать трехмерные модели деталей изначально с указанием отклонений размеров и формы с использованием трехмерных аннотаций. Такой подход не только упростит последующие этапы подготовки производства и контроля, но и позволит быстро

создавать чертежную документацию, когда она потребуется, например, для внешней кооперации, или при сдаче проектов заказчикам.

Также важно отметить влияние трехмерного моделирования на использования технологий быстрого производства. Только переход к полноценному использованию трехмерных моделей при подготовке производства позволит использовать такие передовые технологии, как трехмерные принтеры или другие аддитивные установки. За счет применения таких средств станет возможным не только производить изделия со сложной топологией, но и обеспечить специалистов средством быстрого прототипирования, что позволит существенно упростить взаимодействие конструктора, технолога и контролера и, тем самым, ускорить весь процесс подготовки производства.

Одной из приоритетных задач службы технологической подготовки современного предприятия является совершенствование существующих процессов технологической подготовки производства (ТПП), в основе которых лежит проектирование технологических процессов. Для решения этой задачи необходимо производить систематический анализ прогрессивности действующих технологических процессов и их изменение в целях повышения производительности труда, улучшения качества, а также снижения себестоимости продукции. Совершенствование процессов ТПП должно сопровождаться планированием и контролем выполнения графиков ТПП.

Среди сдерживающих факторов процессов технологической подготовки производства в части проектирования технологических процессов можно выделить:

– Отсутствие на предприятиях корпоративного стандарта о статусе электронной модели, делающего законным и обязательным использование 3D-моделей изделий, деталей и операционных заготовок.

– Отсутствие 3D-моделей деталей. В настоящее время проектирование ТП изготовления любой детали, как правило, осуществляется на основе ее чертежа. В большинстве случаев, только для части проектируемых деталей разрабатываются конструкторские 3D-модели. Однако, эти 3D-модели являются всего лишь вспомогательным информационным объектом, создаваемым на основе чертежа, и не пригодны для их использования в своей работе технологом, например, для создания на их основе 3D-моделей операционных заготовок, или для их автоматического пересчета и перестроения в середину поля допуска размеров, необходимых при проектировании операций, выполняемых на станках с ЧПУ. На большинстве предприятий используется смешанная технология проектирования, в которой присутствуют элементы геометрического моделирования с помощью CAD-системы, а также традиционного черчения в 2D в системах типа КОМПАС-3D. Однако,

несмотря на внедрение элементов объемной технологии, базовой остается технология бумажная через утверждение решений по чертежам. Это означает, что, несмотря на активное использование 3D-моделей и управляющих программ для станков с ЧПУ, производство, а особенно приемка деталей, работает только по чертежам. Оформление чертежей является трудоемкой задачей, занимает длительное время, отсюда сроки конструкторско-технологической подготовки производства и материальные издержки остаются весьма большими, что создает препятствия для наискорейшего выхода продукции предприятия на рынок.

– Отсутствие 3D-моделей изделий или сборочных единиц. 3D-модели изделий или сборочных единиц часто вообще не разрабатываются, поэтому не используются ни при технологической подготовке сборочного производства, ни в самом сборочном производстве, где для облегчения работы сборщиков можно было бы применять интерактивные электронные технические руководства (ИЭТР). Применительно к сборочному производству ИЭТР представляет собой структурированный комплекс взаимосвязанных технических данных, предназначенный для предоставления в интерактивном режиме справочной и описательной информации сборочно-разборочных и ремонтных процедурах, связанных с конкретным изделием. Информация в ИЭТР может быть представлена в виде: текста, графических изображений, 3D-моделей, анимации, аудио и видеороликов. При помощи анимации можно показать работу систем и механизмов изделия, которую невозможно показать при помощи видео.

– Отсутствие аннотированных 3D-моделей деталей. Конструкторские отделы предприятия не создают, а технологические отделы не используют в своей работе аннотированные 3D-модели деталей, в свою очередь технолог не создает аннотированные 3D-модели операционных заготовок, что является основой безбумажной технологии работы специалистов. Вследствие того, что конструктор относится к 3D-модели детали как ко вспомогательному информационному сопровождению чертежа, то 3D-модели деталей, необходимые для составления программы измерения для КИМ, передаются специалисту по программированию КИМ с ошибками, которые последний должен устранить еще до разработки программы измерения, то есть 3D-модель должна быть полностью проверена и, в ряде случаев, построена заново. Либо 3D-модели деталей вообще не передаются, и их приходится создавать по чертежам.

– Отсутствие размерно-точностного анализа для многооперационных ТП. Технолог при проектировании многооперационных ТП не проводит размерный анализ, а это не позволяет гарантированно, т.е. без получения исправимого, а тем более неисправимого брака, по разработанной технологии изготовления детали автоматически обеспечить допуски ряда

конструкторских размеров. Из-за этого технолог не может создавать адекватные операционные эскизы, не говоря уже о 3D-моделях операционных заготовок, чтобы передать их для контроля межоперационных размеров на КИМ. Если в технологию уже заложены ошибки, например, в виде погрешности базирования, то нет смысла и контролировать операционные заготовки.

– Наличие локальных баз данных инструмента. При проектировании операционной технологии для станков с ЧПУ часто технологи используют собственные базы данных инструмента, разработанные в различных программах, например, Excel или Access, которые не имеют информационной связи с инструментальным отделом. Если инструмент необходимо заказывать, то цеховые технологи, используя каталоги фирм-производителей, подают в инструментальный отдел заявку (служебную записку) в рукописном виде. PDM-система для этого не используется.

Заключение

Таким образом, для решения задачи создания единого информационного пространства предприятия целесообразно провести следующие мероприятия:

– Разработать стандарт предприятия (СТП) о статусе электронной модели, делающий законным и обязательным использование 3D-моделей изделий, деталей и операционных заготовок. Переходить на безбумажные технологии работы специалистов с использованием аннотированных 3D-моделей деталей.

– Разработать принципы и методику конструирования 3D-моделей деталей с целью обеспечения их пригодности для дальнейшего использования в ТПП.

– Разработать методику трансформации конструкторской 3D-модели детали в 3D-модели операционных заготовок, а также методику использования 3D-моделей операционных заготовок в ТПП при создании операционных эскизов, схем наладок и при проектировании операций с ЧПУ. В механообрабатывающем производстве осуществить переход к использованию аннотированных 3D-моделей операционных заготовок.

– Осуществить переход от использования бумажной технологической документации к использованию ИЭТР в сборочном производстве. Для этого следует приобрести соответствующее программное обеспечение и подготовить специалистов по разработке ИЭТР.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

[1] Аверченков В. И. Принципы разработки трехмерных моделей деталей вращения для их использования в технологическом проектировании / В.И.Аверченков, К.П.Помпеев, Л.В.Одинцова, В.К.Лопарев// Информационные технологии на транспорте: Сборник научных трудов /Под ред. Ю. М. Кулибанова. – СПб.: Политехника, 2003. – С. 3

[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.

[3] Основы технологии машиностроения: учеб. пособие / А. Е. Вороненко [и др.]. – СПб.: Изд-во СЗТУ, 2010.

[4] КОМПАС–3D V15. Руководство пользователя.

[5] СТП 632.010.009-2005 «Система менеджмента качества. Процессы технологические. Разработка, внедрение и внесение изменений», ПАО «Техприбор», 2005, с изм. 2018. – 62 с.

[6] Справочник технолога-машиностроителя: в 2-х т. Т. 1 / Под ред. А. М. Дальского, А. Г. Суслова, А. Г. Косиловой, Р. К. Мещерякова. – 5-е изд., исправл. – М.: Машиностроение-1, 2003.

[7] Кирилюк, Ю. Е. Допуски и посадки: Справочник. – 2-е изд., перераб. и доп. – К.: Выща шк. Головное изд-во, 1989. – 135 с.

[8] Валетов, В.А. Технология приборостроения. Учеб. пособие / В.А. Валетов, К.П. Помпеев. – СПб.: НИУ ИТМО, 2013. – 234 с.

[9] Иващенко, И. А. Технологические размерные расчеты и способы их автоматизации / И.А. Иващенко. – М.: Машиностроение, 1975.

[10] Маталин, А. А. Технология машиностроения: учебник для вузов / А. А. Маталин. – 2-е изд. – СПб.: Лань, 2010. – 512 с.

[11] 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.

[12] Помпеев, К. П. Визуализация результатов проектирования технологии механической обработки / К. П. Помпеев, Л. В. Одинцова, В. К. Лопарев // Труды шестой сессии международной научной школы «Фундаментальные и прикладные проблемы теории точности процессов, машин, приборов и систем». Часть 2 / Под ред. В. М. Мусалимова и Б. С. Падуна. – СПб.: ИПМаш РАН, 2003. – С. 123-129.

[13] Куликов, Д. Д. Проектирование операционных заготовок в среде CAD-систем / Д. Д. Куликов, В. С. Гусельников, В. С. Бабанин, Н. А. Шувал-Сергеев // Методическое пособие. – СПб.: СПбГУ ИТМО, 2010. – 60 с.

Аунг Тхин Ко

DESIGNING A SINGLE INFORMATION SPACE OF TECHNOLOGICAL PREPARATION OF PRODUCTION

ITMO University, St. Petersburg, Russia

Abstract

The paper discusses the approach to the creation of integrated information systems of an industrial enterprise based on the methodology of the product life cycle using a single digital description of production objects, technological processes and resources. The result of the work is the development of a set of methods for creating and applying three-dimensional models of parts in business processes of technological preparation of production of an instrument-making enterprise.

Key words: information system, product life cycle, methodology, technological preparation of production

REFERENCES

[1] Averchenkov VI. Principles of development of three-dimensional models of rotational parts for their use in technological design / V.I. Averchenkov, K.P. Pompeev, L.V. Odintsova, V.K. Loparev // Information technologies in transport: Collection of scientific Proceedings / Ed. Yu. M. Kulibanova. - SPb .: Polytechnic, 2003. - p.

[2] CAD of products and technological processes in mechanical engineering / R. A. Allik [et al.]. Under total ed. R.A. Allika. - L .: Mechanical Engineering. Leningrad Separation, 1986.

[3] Fundamentals of engineering technology: studies. manual / A. E. Voronenko [et al.]. - SPb .: Publishing house of North-West Technical University, 2010.

[4] COMPASS – 3D V15. User's manual.

[5] STP 632.010.009-2005 “Quality Management System. Technological processes. Development, implementation and introduction of changes ”, PJSC Tekhpribor, 2005, as amended. 2018. - 62 s.

[6] Reference technologist-mechanical engineer: 2 tons. T. 1 / Ed. A. M. Dalsky, A. G. Suslova, A. G. Kosilova, R. K. Meshcheryakova. - 5th ed., Corrected. - M .: Mashinostroenie-1, 2003.

[7] Kirilyuk, Yu.E. Tolerances and Landings: A Handbook. - 2nd ed., Pererab. and add. - K .: Vyscha Sc. Head publishing house, 1989. - 135 p.

[8] Valetov, V.A. Instrumentation technology. Training manual / V.A. Valetov, K.P. Pompey. - SPb .: NRU ITMO, 2013. - 234 p.
[9] Ivaschenko, I. A. Technological dimensional calculations and methods for their automation / I.A. Ivaschenko. - M .: Mashinostroenie, 1975.
[10] Matalin, A. A. Engineering technology: a textbook for universities / A. A. Matalin. - 2nd ed. - SPb .: Lan, 2010. - 512 p.
[11] Pompeev K.P. Dimensional-accuracy analysis in computer-aided design of reliable technologies // Proceedings of the 3rd International Scientific and Practical Conference “Modern Engineering. Science and education". - SPb : Publishing house of the Polytechnic University, 2013. - p. 600-609.
[12] Pompeev, K. P. Visualization of the results of the design of machining technology / K. P. Pompeev, L. V. Odintsova, V. K. Loparev // Proceedings of the sixth session of the international scientific school “Fundamental and applied problems of the theory of accuracy of processes, machines, devices and systems. " Part 2 / Ed. V.M. Musalimova and B.S. Padun. - SPb .: IPMash RAS, 2003. - P. 123-129.
[13] Kulikov, D. D. Designing operational blanks in the environment of CAD-systems / D. D. Kulikov, V. S. Guselnikov, V. S. Babanin, N. A. Shuval-Sergeev // Methodological guide. - SPb .: SPbSU ITMO, 2010. - 60 p.

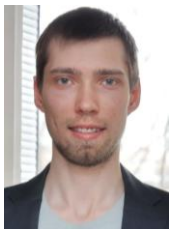
ISSN 2223-0807
Современное машиностроение: Наука и образование:
материалы 8-й Международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н. Евграфова и А.А. Поповича.- СПб.: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2019.

DOI 10.1872/MMF-2019-47
УДК 621.822.172

М.С. Бундур[1], Н.А. Пелевин[2], В.А. Прокопенко[3]

К ВОПРОСУ ИССЛЕДОВАНИЯ ДИНАМИЧЕСКОГО КАЧЕСТВА ШПИНДЕЛЬНЫХ ГИДРОСТАТИЧЕСКИХ ПОДШИПНИКОВ

[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

Предложена методика определения параметров *RC*-корректирующих цепей гидростатического подшипника, обеспечивающая повышение его динамического качества. Выполнено моделирование частотных характеристик системы автоматического регулирования гидростатического подшипника на основе преобразованных замкнутой и разомкнутой структур. Проведен сравнительный анализ комбинаций параметров коррекции по соответствующим совмещенным характеристикам критерия запаса устойчивости по фазе и логарифмического декремента колебаний. Осуществлена качественная проверка эффективности назначения параметров коррекции и даны соответствующие рекомендации.

Ключевые слова: гидростатический подшипник, модель системы автоматического регулирования, коррекция, частотные характеристики,

динамическое качество, логарифмический декремент колебаний, запас устойчивости по фазе.

Повышение внимания к динамическому качеству современных станков обусловлено требованиями точности, качества обработки, ее автоматизацией, производительностью и т.п. Совокупность показателей качества определяет их номенклатуру [1] – одним из перспективных направлений создания высокоточных и высокопроизводительных станков является применение в их приводах гидростатических подшипников (ГСП). Динамическое качество системы автоматического регулирования (САР) ГСП оценивается рядом известных показателей. Показатель колебательности M может вычисляться по асимптотическим логарифмическим частотным характеристикам (АЛАЧХ) [2], либо с применением автокорреляционных функций, в том числе в автоматизированном режиме [3]. Также удобным является использование критерия запаса устойчивости по фазе $\Delta\varphi$ [4], например, в случае введения в САР *RC*-корректирующих цепей [5]. При выборе параметров коррекции – гидроемкости C_A и гидросопротивления R_A – для некоторых ее комбинаций возникает неоднозначность по величине R_A для предварительно выбранной гидроемкости, т.е. одному значению $\Delta\varphi$ (например, при возможном динамическом качестве – $\Delta\varphi \geq 55^\circ$) соответствует более одного значения R_A. Также анализ ломаных АЛАЧХ в области частоты среза $\omega_{ср}$ показывает их разную протяженность, т.е. и разную динамику САР. Количественную ее оценку можно также произвести, выполняя анализ другого показателя качества – логарифмического декремента колебаний λ.

Однозначное определение параметров *RC*-коррекции ГСП возможно производить по совмещенным градиентам $\Delta\varphi=\text{grad}(C_A; R_A)$ и $\lambda=\text{grad}(C_A; R_A)$ [5], однако это требует, во-первых подготовленного набора программ и моделей, выполняющих расчет и построение соответствующих характеристик, а во-вторых определенных навыков и умений при работе с пакетом MATLAB.

В целях упрощения данной процедуры, в качестве средства расчета динамических параметров САР ГСП более доступен в инженерной практике пакет динамических расчетов и исследований МВТУ [6]. В нем реализуется методика, при которой, для назначенной величины гидроемкости C_A, выполняется расчет и построение достаточно простых зависимостей $\Delta\varphi=f(R_A)$ и $\lambda=f(R_A)$, при их совместном анализе определяется значение гидросопротивления R_A, которому соответствуют область высокого динамического качества (ДК) по критерию запаса устойчивости САР по фазе $\Delta\varphi \geq 55^\circ$ [4] и наибольшая величина λ.

Расчет переходных процессов (ПП) и амплитудно-частотной характеристики (АЧХ) в МВТУ выполняется по преобразованной модели

САР. Для ее построения при помощи набора стандартных блоков из библиотеки МВТУ исходная структура САР ГСП [5] представляется эквивалентными [7] изменениями в соответствующую структурную схему (рис. 1, а).

Как известно, расчет логарифмических амплитудно-частотных (ЛАЧХ) и фазочастотных характеристик (ЛФЧХ) выполняется по разомкнутой САР. Для этого полученную структуру, приведенную на рис. 1, а необходимо разомкнуть. На рис. 1, б приведена такая разомкнутая структурная схема для построения ЛАЧХ и ЛФЧХ.

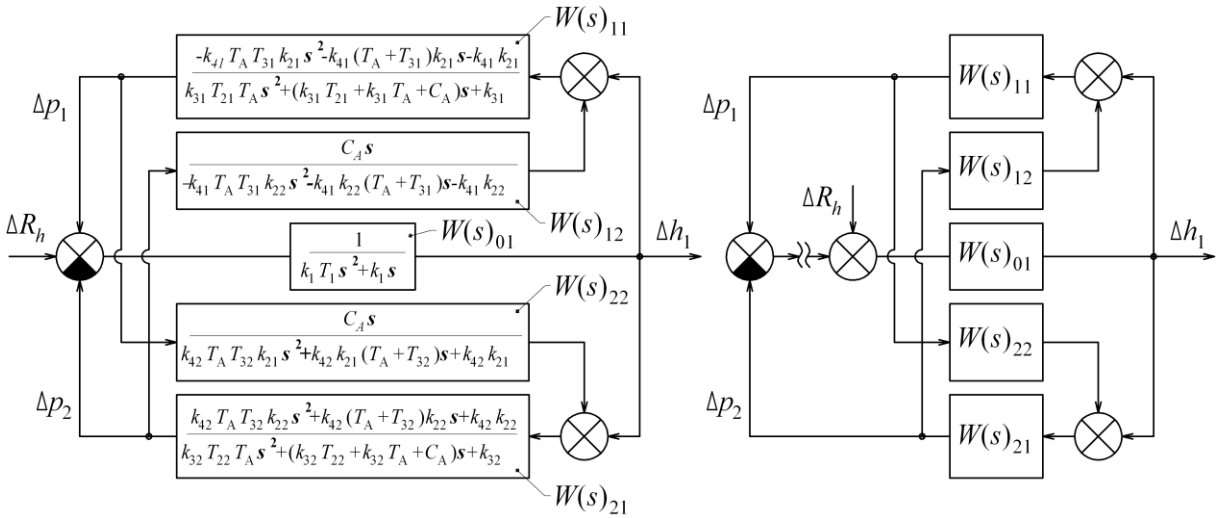


Рис. 1. Преобразованные структурные схемы САР ГСП для получения:
ПП и АЧХ (*а*); ЛАЧХ и ЛФЧХ (*б*)

На схемах (рис. 1) обозначены передаточные функции $W(s)_{11}$, $W(s)_{12}$, $W(s)_{21}$, $W(s)_{22}$, которым соответствует типовой блок МВТУ общего вида:

$$W(s)=\frac{K\cdot N(s)}{L(s)}.$$

Блок представляет математическую модель звена, которое описывается линейным обыкновенным дифференциальным уравнением. При нулевых начальных условиях динамика блока может быть описана следующей передаточной функцией состоящей из полиномов:

$$W(s)=\frac{b_0+b_1\cdot s+b_2\cdot s^2+\ldots+b_m\cdot s^m}{a_0+a_1\cdot s+a_2\cdot s^2+\ldots+a_n\cdot s^n}.$$

Обязательным условием для параметров m и n является: $m\le n$.

Функции $W(s)_{01}$ соответствует типовой инерционно-интегрирующий блок:

$$W(s)=\frac{k}{s(T\cdot s+1)},$$

при этом необходимым является условие: $T\neq 0$.

Модель САР, созданная в пакете МВТУ (рис. 2), позволяет выполнять построение ПП по изменению зазора в базовой опоре ГСП Δh_1, давлениям в базовой Δp_1 и замыкающей Δp_2 опорах. Также для расчета логарифмической амплитудно-частотной характеристики (АЧХ) с получением по ней λ в модель добавлены соответствующие блоки «вход» и «выход». С учетом мест их подключения, МВТУ выполняет частотный анализ модели и построение частотных характеристик. При этом параметры блоков сравнивающих устройств C_1, C_3, C_4 в модели установлены на суммирование (параметры блоков: 1 1), а C_2 на отрицательную обратную связь (параметры: 1 -1).

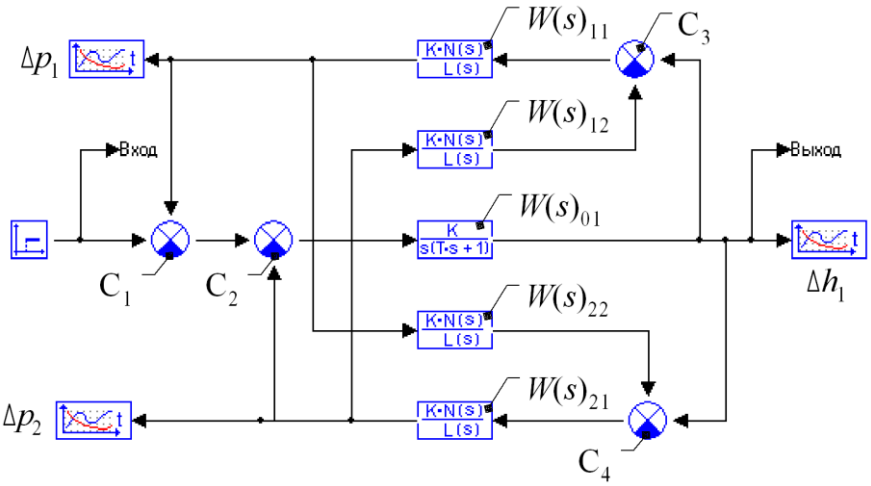


Рис. 2. Структурная схема универсальной модели САР ГСП для построения ПП и АЧХ

Модель разомкнутой САР в МВТУ для построения ЛАЧХ и ЛФЧХ представлена на рис. 3. В ней параметры сравнивающего устройства C_1 установлены на отрицательную обратную связь (параметры блока: 1 -1), C_2 – на размыкание обратной связи (параметры: 0 1), а блоков C_3, C_4 – на суммирование (параметры: 1 1).

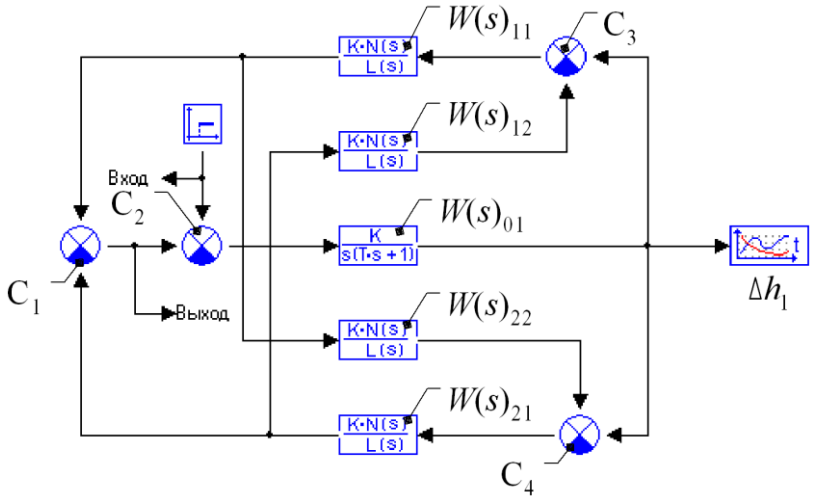


Рис. 3. Разомкнутая структурная схема модели САР ГСП для расчета ЛАЧХ и ЛФЧХ

В настоящей работе за объект исследований принят ГСП [8], имеющий четыре несущие опоры с разделительными канавками [9] и исходные параметры серийного гибкого тяжелого производственного модуля и ЛР400ПМФ-4.

Первоначально с учетом величины возможного максимального перепада давления p_{12max} в противолежащих карманах ГСП, полученного по ПП при максимальной нагрузке R_{hmax} [10], определяются возможные варианты сильфонов, удовлетворяющих условию: $p_{12max}<p_{cmax}$, где p_{cmax} – максимальное рабочее давление сильфона. Расчеты частотных характеристик выполнены для принятого в работе [11] сильфона 18х10х0,25 – 36НХТЮ ГОСТ 21482-76 с емкостью $C_A=21\cdot10^{-14}$ м^3/Па.

В среде МВТУ проведен частотный анализ модели (рис. 2) с учетом ее «входа» и «входа», рассчитаны АЧХ, для принятого значения C_A и исследуемого диапазона значений R_A с заданным шагом $1\cdot10^9$ Па·с/м^3, получены соответствующие корректированным САР значения λ [5]. Аналогично, при частотном анализе модели (рис. 3) определены соответствующие значения Δφ. В пакете Excel построены совмещенные зависимости $\Delta\varphi=f(R_A)$ и $\lambda=f(R_A)$ в едином графическом поле, которые приведены на рис. 4 и на них отмечены четыре характерных варианта выбора значений R_A.

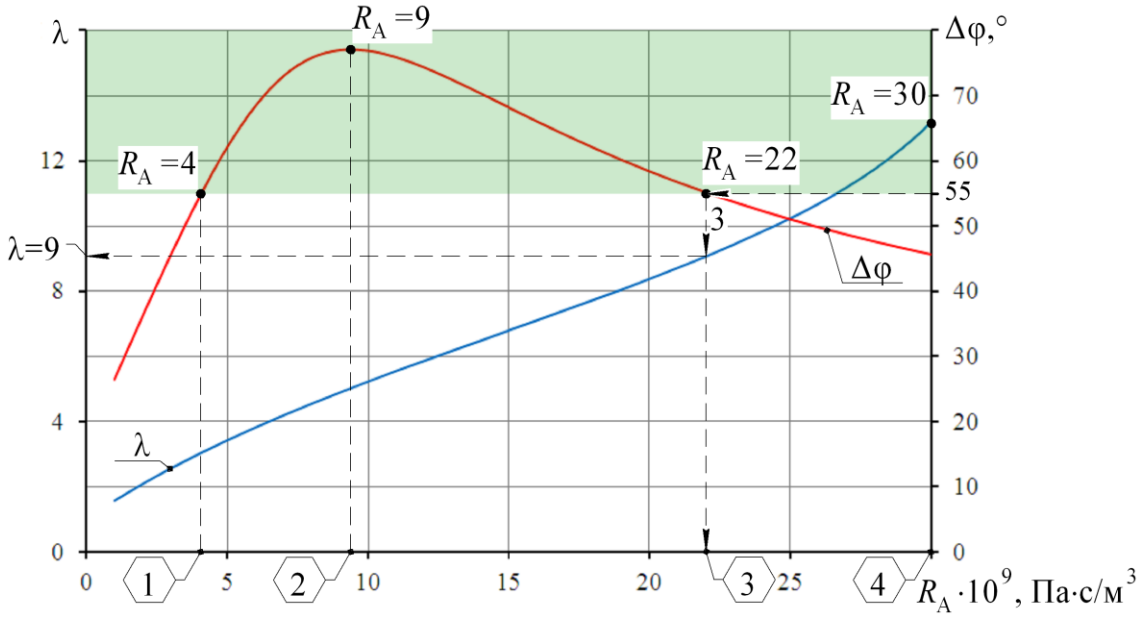


Рис. 4. Зависимости $\Delta\varphi=f(R_A)$ и $\lambda=f(R_A)$

Необходимое гидравлическое сопротивление R_A определяется следующим образом: на кривой Δφ в области высокого ДК при Δφ≥55° определяется вариант со значением R_A, которому по кривой λ соответствует наибольшее значение логарифмического декремента. Графическое пояснение выбора $R_A=22\cdot10^9$ Па·с/м^3 приведено на рис. 4 для варианта (3).

В качестве примера для сравнения комбинаций коррекции по R_A на графике отмечены варианты:

(1) – $\Delta\varphi$=55° и соответствующее минимальное λ при $R_A=4\cdot10^9$ Па·с/м^3;

(2) – $\Delta\varphi_{max}$ и более высокое значение λ, $R_A=9\cdot10^9$ Па·с/м^3;

(3) – $\Delta\varphi$=55° и соответствующее максимальное λ, $R_A=22\cdot10^9$ Па·с/м^3;

(4) – λ_{max} в исследуемом диапазоне R_A и область невысокого ДК [4] по $\Delta\varphi$, $R_A=30\cdot10^9$ Па·с/м^3.

Для оценки качества управления и динамики ГСП в соответствии с приведенными комбинациями коррекции C_A и R_A для гидроемкости $C_A=21\cdot10^{-14}$ м^3/Па выполнено построение ПП по модели (рис. 2) при:

- минимальной нагрузке R_h=100 Н и минимальной частоте вращения шпинделя n_{smin}=100 об/мин – настроечный режим работы ШУ (рис. 5, а);

- минимальной нагрузке R_h=100 Н и n_{smax}=3150 об/мин – чистовой режим работы ШУ (рис. 5, б). Максимальная частота вращения n_{smax} при этом, учитывается в результате энергетического расчета [12] и получения параметров давления, вязкости масла в опоре и установившегося зазора.

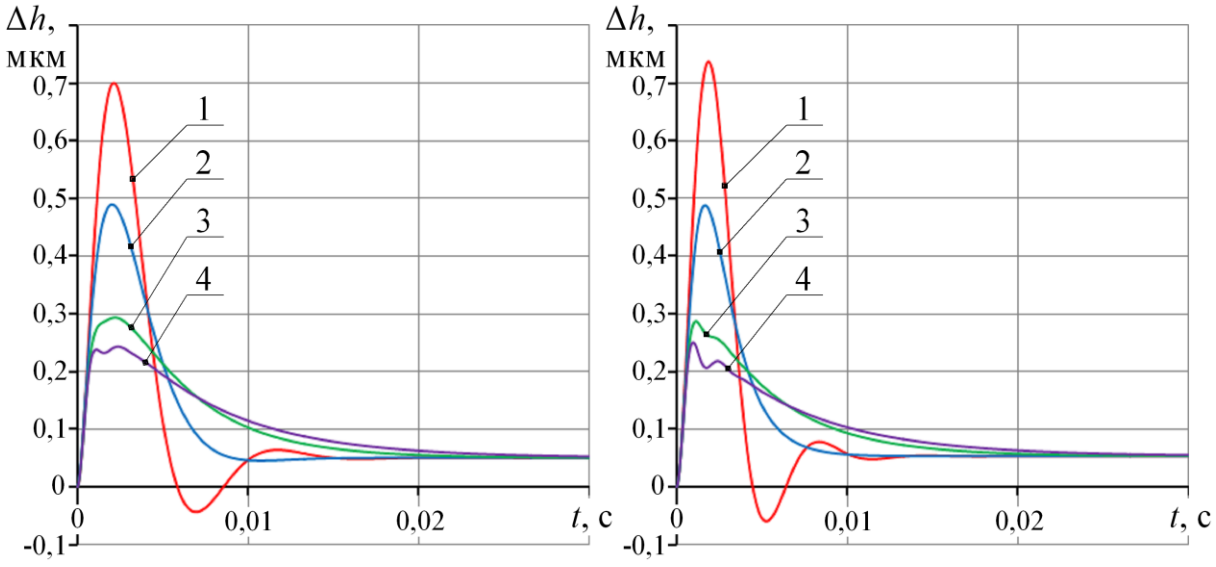


Рис. 5. Переходные процессы для вариантов САР ГСП при R_h=100 Н:
а) n_{min}; б) n_{max}

Из анализа ПП следует, что при n_{smin} для $R_A=9\cdot10^9$ Па·с/м^3, при котором $\Delta\varphi$ наибольший, динамическая ошибка не является наименьшей, о чем свидетельствует меньшее значение λ. В то же время, хотя для варианта 4 значение $\Delta\varphi$ при $R_A=30\cdot10^9$ Па·с/м^3, существенно ниже уровня высокого ДК, тем не менее λ=13 (наибольшее) и динамическая ошибка наименьшая, а снижение динамического качества проявляется в появлении некоторых признаков колебательности. При n_{smax} общее демпфирование САР снижается и, например, для варианта 1 она имеет явные признаки колебательности, т.е. склонность к появлению резонанса при обработке.

В целом полученные результаты показывают достаточно высокую эффективность вариантов *RC*-коррекции, а также дают возможности при необходимости исследовать резонансные явления при их наличии в условиях конкретных режимов обработки резанием.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

[1] Секацкий В.С., Строк Л.В., Мерзликина Н.В., Моргун В.Н. Показатели качества гидростатических подшипников // Вестник машиностроения, № 6, 2017. С. 10-15.

[2] Лещенко В.А. Гидравлические следящие приводы станков с программным управлением. М.: «Машиностроение», 1975. 288 с.

[3] Игнатьев А.А., Самойлова Е.М., Шамсадова Я.Ш. Оценка динамического качества станков с применением автокорреляционных функций виброакустических колебаний // Известия высших учебных заведений. Поволжский регион. Технические науки, № 2(42), 2017. С. 90-98.

[4] Иващенко Н.Н. Автоматическое регулирование. Теория и элементы систем. М: Машиностроение, 1983. 608 с.

[5] Бундур М.С., Пелевин Н.А., Прокопенко В.А. Сравнительный анализ способов определения параметров RC-коррекции гидростатического подшипника по динамическим критериям // 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. С. 463-480.

[6] Козлов О.С., Скворцов Л.М. Программный комплекс «МВТУ» в научных исследованиях и прикладных разработках // Математическое моделирование, Т. 27, № 11, 2015. С. 32–46.

[7] Бесекерский В.А., Попов Е. Н. Теория систем автоматического управления. Изд. 4-е, перераб. и доп. СПб: Изд-во «Профессия», 2003. 752 с.

[8] Пелевин Н.А., Прокопенко В.А., Чернов И.А. Математическое и компьютерное моделирование системы автоматического регулирования гидростатического подшипника // Научно-технический вестник информационных технологий, механики и оптики, Т. 16, № 5, 2016. С. 936–945.

[9] Бушуев В.В. Гидростатическая смазка в станках – 2-е изд. М: Машиностроение, 1989. 176 с.

[10] Бундур М.С., Пелевин Н.А., Прокопенко В.А. Особенности проектирования гидростатических подшипников при их различном конструктивном исполнении // 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. 538-549.
[11] 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.
[12] Бундур М.С., Прокопенко В.А., Пелевин Н.А. Прогнозирование динамического качества шпиндельных гидростатических подшипников при учете энергетических процессов // Металлообработка, Т. 92, № 2, 2016. С. 56-63.

M.S.Bundur[1], N. A.Pelevin[2], V.A.Prokopenko[3]

TO THE QUESTION OF RESEARCH THE DYNAMIC QUALITY OF SPINDLE HYDROSTATIC BEARINGS

[1, 2, 3] Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, Russia;

Abstract

A method for determining the parameters of RC-correcting circuits of hydrostatic bearing is proposed, which provides an increase in its dynamic quality. The modeling of frequency characteristics of the automatic control system of the hydrostatic bearing on the basis of the transformed closed and open structure is carried out. A comparative analysis of the combinations of correction parameters according to the corresponding combined characteristics of the phase margin and the logarithmic decrement is carried out. Implemented quality verification of the effectiveness of the assignment of the correction parameters and the corresponding recommendations.

Key words: hydrostatic bearing, model of automatic control system, correction, frequency characteristics, dynamic quality, logarithmic decrement, phase margin.

REFERENCES

[1] Sekatskiy V.S., Strok L.V., M erzlikina. N. V, Morgun V.N. Quality parameters o f hydrostatic bearings // Bulletin of mechanical engineering, No. 6, 2017. pp. 10-15. (rus.)
[2] Leshchenko V.A. The hydraulic watching drives of machines with program control. M.: Mechanical engineering, 1975. 288 p. (rus.)
[3] Ignatev A.A., Samoylova E.M., Shamsadova Ya.Sh. Evaluation of dynamic quality of machine tools using autocorrelation functions of vibroacoustic

oscillations // University proceedings. Volga region. Engineering sciences. Machine science and building, No 2(42), 2017. pp. 90-98.
[4] Ivaschenko H.H. Automatic control. Theory and elements of systems. M: Mashinostroenie, 1983. 608 p. (rus.)
[5] Bundur M.S., Pelevin N.A., Prokopenko V.A. Formation of information culture of students in the study of professional disciplines // A modern engineering: Science and education: proceedings of the 7th International scientific-practical conference, SPb.: Publishing House of the Polytechnic University, 2018. pp. 463-480. (rus.)
[6] Kozlov O.S., Skvortsov L.M. The program MVTU complex in scientific research and applied developments // Mathematical modeling, Vol. 27, No. 11, 2015. Pp. 32-46.
[7] 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.)
[8] N.A. Pelevin, V.A. Prokopenko, I.A. Chernov Mathematical and computer modeling of automatic control system for hydrostatic bearing // Scientific and technical bulletin of information technologies, mechanics and optics, Vol. 16, No. 5, 2016. Pp. 936–945. (rus.)
[9] Bushuev V.V. Hydrostatic lubricant in machines – edit. 2. M: Mashinostroenie, 1989. 176 p. (rus.)
[10] Bundur M.S., Pelevin N.A., Prokopenko V.A. Features of development of hydrostatic bearings at their various embodiments // A modern engineering: Science and education: proceedings of the 6th International scientific-practical conference, SPb.: Publishing House of the Polytechnic University, 2017. Pp. 538-549. (rus.)
[11] 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.)
[12] Bundur M. S., Prokopenko V. A., Pelevin N. A. Fore-casting of dynamic quality of spindle hydrostatic bearings at the consideration of energy processes // Metal working, Vol. 92, No 2, 2016, Pp. 56-63. (rus.)

ISSN 2223-0807
Современное машиностроение: Наука и образование:
материалы 8-й Международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н.Евграфова и А.А. Поповича.- СПб.: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2019.

DOI 10.1872/MMF-2019-48
УДК 669.295.5.018.2:539.219.3

Ю.Б. Егорова[1], Л.В. Давыденко[2], Е.Н. Егоров[3], С.Б. Белова[4]

ИССЛЕДОВАНИЕ ОБРАБАТЫВАЕМОСТИ РЕЗАНИЕМ ТИТАНОВОГО СПЛАВА ВТ23 ПОСЛЕ ТЕРМОВОДОРОДНОЙ ОБРАБОТКИ

[1]Юлия Борисовна Егорова,
Ступинский филиал МАИ
Россия, Ступино, Московская область
Тел.: (917)556-8258, e-mail: egorova_mati@mail.ru

[2]Людмила Васильевна Давыденко
Московский политехнический университет
Россия, Москва
Тел.: (926)116-7666, e-mail: mami-davidenko@mail.ru

[3] Евгений Николаевич Егоров
Ступинский филиал МАИ
Россия, Ступино, Московская область
Тел.: (917)556-8258, e-mail: aravir_ene@mail.ru

[4] Светлана Борисовна Белова
Ступинский филиал МАИ
Россия, Ступино, Московская область
Тел.: (910)453-4825, e-mail: sb-belova@rambler.ru

Аннотация

В работе приведены результаты исследований по влиянию термоводородной обработки на структуру, твердость и обрабатываемость резанием титанового сплава ВТ23 (5,5Al-2Mo-4,5V-1Cr-0,6Fe). Показано, что термоводородная обработка является эффективным средством формирования структур, обеспечивающих различные уровни твердости сплава и определяющих различную обрабатываемость резанием.

Ключевые слова: титановый сплав ВТ23, термоводородная обработка, структура, фазовый состав, твердость, обрабатываемость резанием.

Введение

Термоводородная обработка (ТВО) является перспективным видом обработки титановых сплавов, которая позволяет сформировать в полуфабрикатах необходимый фазовый состав и структуру для повышения как эксплуатационных, так и технологических свойств при обработке давлением, резанием, диффузионной сварке, утилизации отходов [1, 2]. ТВО представляет собой сочетание обратимого легирования водородом с термическим воздействием на наводороженный материал.

Как известно, обрабатываемость резанием титановых сплавов с грубой пластинчатой структурой хуже, чем с мелкозернистой глобулярной или тонкой пластинчатой структурой, и во многом определяется их фазовым составом [1, 3-9, 20]. Легирование водородом и последующая термическая обработка позволяют подготовить структуру сплавов для повышения эффективности пластической и механической обработки [1, 3, 11, 19]. Цель работы состояла в исследовании возможности улучшения обрабатываемости резанием титанового сплава ВТ23 путем формирования фазового состава и структуры, благоприятной для резания, методами ТВО.

Исходные материалы и методика проведения исследований

В качестве материалов для исследования использовали катаные прутки Ø25 и 60 мм, деформированные в β-области (табл. 1).

Таблица 1

Химический состав сплава ВТ23, % (по массе)

Диаметр прутка, мм	Ti	Al	V	Mo	Cr	Fe	H
25	основа	6,1	4,2	1,7	0,9	0,5	0,0050
60	основа	5,8	4,1	2,2	0,8	0,7	0,0045
ОСТ1 90013-81	основа	4,0-6,3	1,5-2,0	4,0-5,0	0,4-0,8	0,8-1,4	≤0,015

Образцы Ø 20 мм и толщиной 10 мм были подвергнуты наводороживающему отжигу при 800°С в течение 10 ч до концентраций 0,3 и 0,5% м. водорода, охлаждены с печью до 300°С, затем на воздухе. Исходные (0,005% м. водорода) и наводороженные образцы подвергали закалке с 800°С в воду. Время выдержки при нагреве под закалку составляло 1 час. После закалки часть образцов была подвергнута старению при температурах 350, 400, 450, 500, 550°С в течение 6 часов с последующим охлаждением на воздухе. После термической обработки проводили рентгеноструктурный и металлографический анализы, измеряли твердость по Роквеллу.

Для исследования обрабатываемости резанием использовали катаные прутки диаметром 60 мм. Образцы (диаметром 40 мм, длиной 100 мм) были подвергнуты ТВО по режимам: 1) наводороживающий отжиг при 800°С в течение 10 часов до концентраций водорода 0,2; 0,3; 0,5; 0,7% м.; 2) закалка с 800°С в воду; 3) закалка с 800°С, вода + старение при 500°С в течение 6 ч, охлаждение на воздухе. После наводороживающего отжига содержание водорода в образцах, измеренное спектральным методом, составляло 0,16; 0,3; 0,45 и 0,66% м.

Эксперименты по исследованию обрабатываемости резанием проводили при продольном точении по режимам: V=60-100 м/мин, S=0,15; 0,21 мм/об, t=1,0 мм, охлаждение сжатым воздухом. В качестве режущего инструмента использовали проходные резцы с механическим креплением пластин ВК8. В качестве параметров, определяющих обрабатываемость резанием, исследовали составляющие силы резания P_x, P_y, P_z, суммарную силу резания P_Σ, износ резца ВК8 по задней грани и относительный поверхностный износ $h_{оп}$ (износ резца в мкм после точения 1000 см^2 площади обрабатываемой поверхности).

Результаты экспериментов и их обсуждение

Микроструктура исходных образцов (с 0,005% м. водорода) сплава ВТ23 представлена α-пластинами с β-прослойкой. Увеличение содержания водорода привело к изменению температуры полиморфного превращения (ТПП), структуры, фазового состава и твердости сплава (табл. 2).

Таблица 2

Влияние ТВО на фазовый состав и твердость сплава ВТ23

Режим ТВО	Фазовый состав			Количество β-фазы,%			HRC		
	при содержании водорода, % м.								
	0,005*	0,3	0,5	0,005*	0,3	0,5	0,005*	0,3	0,5
Наводороживающий отжиг при 800ºС	α+β	α+β	α+α″+β	35	64	-	33	36	27
Закалка с 800°С	α+$\beta_м$	α+α″+$\beta_м$	α″+$\beta_м$	60	-	-	32	24	25
Закалка + старение 350°С	α+β(ω)	α+α″+$\beta_н$	α+α″+$\beta_н$	31	-	-	32	39	24
Закалка + старение, 400°С	α+β(ω)	α+α″+β	α+α″+β	26	-	-	37	42	30
Закалка + старение, 450°С	α+β	α+α″+β	α+β	28	-	16	36	40	30
Закалка + старение, 500°С	α+β	α+β	α+β	45	46	35	34	42	38
Закалка + старение, 550°С	α+β	α+β	α+β	44	56	78	33	38	33

Примечание: * - в исходном состоянии.

ТПП снизилась с 920 ºС (в исходном состоянии) до 750ºС (при 0,5% водорода). Наводороживание образцов до 0,3% м. водорода закончилось чуть ниже ТПП (810ºС) и привело к сильному измельчению зерна и дроблению внутризеренных пластин. Введение водорода до 0,5% м. завершилось в β-области, что способствовало росту β-зерен, по объему которых наблюдаются незначительные выделения α-фазы, образовавшаяся в результате распада β-фазы при охлаждении с температуры наводороживания. Кроме α- и $\beta_м$-фаз, была выявлена α″-фаза. Возможно, что в процессе охлаждения этой заготовки с температуры отжига частично произошел атермический распад водородосодержащей β-фазы с образованием мартенсита α″ [1, 2]. Твердость сплава ВТ23 после отжига до 0,3% м. водорода возросла до 36 HRC по сравнению с исходным состоянием (33 HRC). Для образцов с 0,5% м. водорода наблюдается уменьшение твердости до 27 HRC, что, скорее всего, связано с выделением «мягкой» α″-фазы.

После закалки с 800°С по данным рентгеноструктурного анализа структура сплава с исходным содержанием водорода представлена α- и метастабильной $\beta_м$-фазой, с 0,3 % м. водорода - α-, α″- и $\beta_м$-фазами, с 0,5% м. - $\beta_м$ и α″-фазами, причем количество мартенсита, оцененное по относительной интенсивности дифракционных линий, намного меньше, чем для образцов с 0,3% м. водорода. Таким образом, с одной стороны при закалке водород при определенных концентрациях облегчает протекание мартенситного превращения β→α″, а с другой стороны с увеличением содержания водорода стабильность высокотемпературной β-фазы повышается, количество мартенсита уменьшается и при содержаниях водорода, больших 0,5% м. он не образуется [1, 2]. Твердость всех образцов сплава ВТ23 после закалки уменьшилась по сравнению с исходными образцами (33HRC), что связано с формированием метастабильных фаз (табл. 1).

Легирование водородом принципиально не меняет механизм распада метастабильных фаз при старении. В процессе старения при изотермической выдержки происходит распад водородосодержащих $\beta_м$- и α″-фаз по промежуточному механизму, включающему диффузионное перераспределение легирующих элементов с образованием обогащенных и обедненных микрообъемов, в которых сдвиговым путем образуются зародыши новой фазы [1, 2]. Однако за счет стабилизации β-фазы водород сдвигает начальные стадии распада в сторону более длительных выдержек.

В соответствии с результатами рентгеноструктурного анализа фазовый состав образцов сплава ВТ23 с 0,3% м. водорода после старения при 350-450°С в течение 6 часов представлен неравновесными α, α″ и $\beta_н$-фазами, а при 500-550°С - α и β-фазами. При 350-450°С распад протекает

не полностью, так что равновесная α+β-структура не достигается. Распад метастабильных фаз протекает на зонной стадии, что подтверждается сильным увеличением твердости с 24HRC для закаленного образца до 39HRC для образца после старения при 350°С. При 400°С наблюдается заметный распад α″- и $\beta_м$-фаз, о чем свидетельствует дальнейшее повышение твердости, изменение параметров кристаллической решетки β-фазы, а также усиление травимости шлифа. При 550°С твердость уменьшается, что связано с коагуляцией α-фазы и уменьшением ее количества.

Фазовый состав образцов сплава ВТ23 с 0,5% м. водорода после старения при 350°С представлен неравновесными $\beta_н$ и $\alpha_н''$-фазами, при 400°С - α-, $\alpha_н''$, $\beta_н$-фазами, при 450-550°С - α и β-фазами равновесного состава. Для образцов с 0,5% м. водорода распад $\beta_м$-фазы при 350°С еще не начинается, что связано со стабилизирующим действием водорода, и изменения твердости не происходит. Для этих образцов при 400°С наблюдается только зонный распад, о чем свидетельствует увеличение твердости без изменения характера микроструктуры. Заметный фазовый распад $\beta_м$-фазы начинается только при температурах 450-500°С. При 550°С распад β-фазы также происходит, но твердость повышается не столь сильно, как при более низких температурах, что связано как с коагуляцией упрочняющей α-фазы, так и с уменьшением количества α-фазы, которая может выделиться в процессе распада. Таким образом, с увеличением содержания водорода распад метастабильных фаз в сплаве ВТ23 начинается при более высоких температурах, что связано со стабилизацией β-фазы водородом.

Изменение твердости в результате закалки и старения соответствует известным закономерностям [2, 21, 22] и в зависимости от температуры старения определяется двумя факторами: скоростью распада метастабильных фаз и количеством упрочняющей α-фазы. Из данных, приведенных в табл. 1, видно, что твердость минимальна для закаленных образцов и максимальна для состаренных, причем максимум твердости для исходных образцов наблюдается при 400-450°С, для образцов с 0,3% м. водорода – при 400-500°С, а для образцов с 0,5% м. – при 500-550°С. Для исходных образцов эффект старения меньше, чем для наводороженных, что скорее всего обусловлено тем, что упрочнение связано с распадом только $\beta_м$-фазы.

Во второй части экспериментов проводили исследование обрабатываемости резанием сплава ВТ23 после наводороживающего отжига при 800°С, 10 часов (0,16; 0,3; 0,45; 0,66% м. водорода); закалки с 800°С в воду; закалки и старения при 500°С в течение 6 ч, охлаждение на воздухе (табл. 3, рис. 1). Характер изменения структуры и фазового

состава в исходном состоянии, после наводороживающего отжига, закалки и старения аналогичен вышеописанному. Наибольшее падение твердости обнаружено для заготовок с 0,16-0,45% м. водорода после закалки с 800°С (табл. 3).

Таблица 3

Влияние ТВО на твердость сплава ВТ23, силу резания и относительный поверхностный износ резца ВК8*

Содержание водорода, %м.	Наводороживающий отжиг при 800°С			Закалка с 800°С		Старение при 500°С	
	HRC	P_Σ, МПа	$h_{оп}$, мкм/10^3см^2	HRC	$h_{оп}$, мкм/10^3см^2	HRC	$h_{оп}$, мкм/10^3см^2
0,0045	34**	650	1,25**	33	1,1	38	1,7
0,16	36	600	1,09	27	1,5	39	4,5
0,30	34	580	0,90	27	1,0	40	2,5
0,45	30	630	1,02	27	0,75	40	1,5
0,66	32	680	1,28	29	0,88	33	1,1

Примечание: * - режим резания V=100 м/мин, S=0,21 мм/об, t=1,0 мм, охлаждение сжатым воздухом; ** - в состоянии поставки.

После наводороживающего отжига наименьшие силы резания и износ имеют резцы при точении сплава с 0,16-0,45% водорода, что связано с формированием мелкозернистой структуры (рис. 1, табл. 3). После закалки наиболее хорошая обрабатываемость наблюдается при точении образцов с содержанием водорода 0,45%, что обусловлено, скорее всего, пониженной твердостью из-за образования метастабильных β- и α″-фаз. После закалки и старения наименьший износ резца наблюдается при точении заготовки с 0,66% водорода.

ТВО обработка дает более широкие возможности управления структурой, фазовым составом и свойствами, чем термическая обработка ненаводороженного сплава. Так, например, твердость сплава ВТ23, подвергнутого ТВО, меняется от 27 до 40 HRC, а после закалки и старения ненаводороженных образцов от 32 до 38 HRC. Однако проведенный анализ показал, что твердость, измеренная при комнатной температуре, не может служить однозначной характеристикой, определяющей обрабатываемость резанием материала, хотя в целом для сплава ВТ23 обнаружена тенденция улучшения обрабатываемости с понижением твердости сплава с 40 до 27HRC.

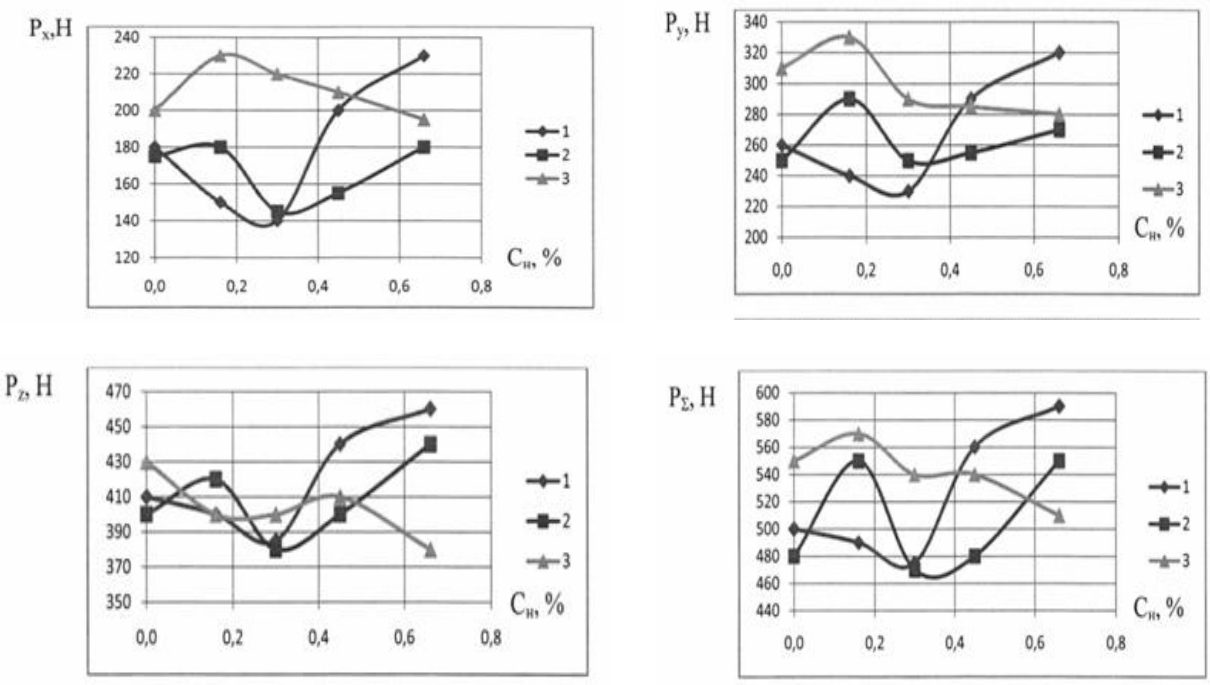


Рис. 1. Зависимость сил резания от содержания водорода в сплаве ВТ23 после наводороживающего отжига при 800^0С в течение 10 ч (1), закалки с 800^0С в воду (2), закалки и старения при 500^0С в течение 6 ч, охлаждение на воздухе (3). Режим резания V=60 м/мин; S=0,15 мм/об; t=1,0 мм, охлаждение сжатым воздухом. Резец ВК8.

Помимо твердости, еще одной характеристикой, определяющей обрабатываемость материала резанием, является коэффициент $k=\sigma_{0,2}/\sigma_в$, который характеризует пластичность материала, способность к упрочнению и характеризует напряженно-деформированное состояние зоны резания. Параметр k, подсчитанный по данным работы [23], показывает, что формирование в структуре метастабильных водородосодержащих фаз приводит при определенных концентрациях водорода к уменьшению k и повышению пластичности (табл. 4), что может быть причиной улучшения обрабатываемости резанием сплава ВТ23.

Таблица 4

Механические свойства сплава ВТ23 с разным содержанием водорода [23]

$C_н$, %	Термическая обработка	$\sigma_в$, МПа	$\sigma_{0,2}$, МПа	δ, %	$k=\sigma_{0,2}/\sigma_в$
0,0045	состояние поставки	1079	981	14	0,91
	закалка из β-области	1050	450	10	0,43
0,16	закалка из β-области	1000	420	12	0,42
0,3		950	350	12	0,37
0,43		900	350	10	0,39
0,5		850	500	8	0,59
0,6		820	750	4	0,91

Таким образом, предпочтительной для улучшения обрабатываемости резанием структурой можно считать $\beta_м+\alpha''$, формирующуюся после

закалки как наводороженных, так и ненаводороженных образцов сплава ВТ23. Однако благоприятное влияние закалки на обрабатываемость резанием выше для образцов с повышенным содержанием водорода.

Полученные результаты свидетельствуют о том, что возможны различные варианты ТВО, при которых сплав ВТ23 имеет более высокую обрабатываемость резанием по сравнению с исходным состоянием. Это дает возможность разработать различные технологические схемы обработки сплава ВТ23 с использованием термоводородной обработки:

1. Наводороживающий отжиг при 800^0С, 0,2-0,5% водорода + механическая обработка + вакуумный отжиг;
2. Наводороживающий отжиг при 800^0С, 0,4-0,5% водорода + закалка + механическая обработка + старение + вакуумный отжиг;
3. Наводороживающий отжиг при 800^0С, 0,6-0,7% водорода + закалка + старение + механическая обработка + вакуумный отжиг.

При разработке конкретных технологических процессов целесообразно совмещение закалки с наводороживающим отжигом и применение более мягких режимов охлаждения (например, на воздухе) для обеспечения формирования водородосодержащих α''- и $\beta_м$-фаз и исключения высоких термических напряжений. Наводороживающий отжиг желательно проводить при температурах не выше 800^oС во избежание роста зерна. Заключительной операцией должен быть вакуумный отжиг с целью снижения содержания водорода в титановых деталях и элементах конструкций до безопасных концентраций, при которых исключено развитие водородной хрупкости в процессе эксплуатации.

Заключение

1. Показано, что ТВО является эффективным средством формирования структур, обеспечивающих различные уровни твердости сплава ВТ23.
2. Установлены концентрации водорода, при которых сплав ВТ23 наилучшим образом обрабатывается резанием после наводороживающего отжига (~0,15-0,45%), закалки (~0,45-0,5%), закалки и старения (~0,6-0,7%).
3. Наименьший износ резцов наблюдается при точении образцов с содержанием 0,45-0,5% м. водорода, подвергнутого закалке с 800^oС в воду, что связано с максимальным падением твердости после такой обработки из-за формирования метастабильной β-фазы и мартенсита α''.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

[1] Ильин А.А. Водородная технология титановых сплавов / А.А. Ильин, Б.А. Колачев, В.К. Носов, А.М. Мамонов. – М.: МИСИС, 2002.– 392 с.

[2] Ильин А.А. Механизм и кинетика структурных и фазовых превращений в титановых сплавах. - Москва: Наука, 1994. - 304 с.

[3] Egorova Yu.B., Il´in A.A., Kolachev B.A., Nosov V.K., Mamonov A.M., Effect of the Structure on the Cutability of Titanium Alloys // Metal Science and Heat Treatment, 2003. Vol. 45. № 3-4. Pp.134-139.

[4] Egorova Yu.B., Skvortsova S.V., Davydenko R.A., Mitropol'skaya N.G., Methods of increasing efficiency of machinability of titanium and titanium alloy// Inorganic Materials: Applied Research, 2013. Vol. 4. № 1.Pp.46-51.

[5] Egorova Yu.B., Davydenko L.V., Egorov E. N., Belova S. B.. Influence of Heat Treatment on the Machinability of α+β- and near β-Titanium Alloys // International Review of Mechanical Engineering, 2017. Vol. 11. № 5. Pp.320-325.

[6] Egorova Yu.B. , Davydenko L.V., Egorov E.N., Chibisova E.V. The Development of Recommendations for Machinability of Ti-6Al-4V Titanium Alloys by Optimizing the Heat Treatment Modes // International Review of Mechanical Engineering, 2018. Vol. 12. № 9. Pp.771-777.

[7] 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 / под ред. А.Н.Евграфова и А.А. Поповича. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2016. – С.1052-1061.

[8] Егорова Ю.Б., Давыденко Л.В., Егоров Е.Н., Белова С.Б. Разработка рекомендаций по обрабатываемости резанием титанового сплава Ti-6Al-4V путем оптимизации режимов термической обработки 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. 560-571.

[9] 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 / 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. №7. - С. 481-493.

[10] 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. Pp.1675-1678.
[11] Wei W., Xu J., Fu Y., Yang S., Hou H., Wang Y., Li Z. Machinability of hydrogenating titanium alloy TC4 // Nanjing Hangkong Hangtian Daxue Xuebao, 2009. Vol. 41. № 5. Pp. 633-638.
[12] Wei W., Xu J., Fu Y., Yang S. Influence of hydrogen contents of Ti-6Al-4V alloy on cutting force and temperature // Key Engineering Materials, 2010. Vol. 419-420. Pp. 789-792.
[13] Wei W., Xu J., Fu Y., Hou H., Li Z. Optimization of hydrogenation process and hydrogenation concentration in improving titanium alloy machinability // Zhogguo jixie Gongcheng, 2010. Vol. 21. №2. Pp.196-200.
[14] Hua X.-Z., Peng X.-Y., Zhou X.-L., Zou A.-H., Cui X. Effect of thermohydrogen treatment on machinability of TC4 Titanium alloy // Cailiao Rechuli Xuebao, 2011,Vol. 32. № 4. Pp. 43-46.
[15] Hua X.-Z., Peng X.-Y., Zhou X.-L., Chen Q.-J. Effects of hydrogen on machinability of BT25Y alloy // Advanced Materials Research, 2011. Vol. 148-149. Pp. 385-388.
[16] Yang S.B., Xu J., Fu Y., Wei W. Finite element modeling of machining of hydrogenated Ti-6Al-4V alloy // The International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 2012. Vol. 59. № 1-4. Pp. 253-261.
[17] Wei W., Xu J., Fu Y., Yang S. Tool wear in turning of Titanium alloy after thermohydrogen treatment // Chinese Journal of Mechanical Engineering (English Edition), 2012. Vol. 25. № 4. Pp. 776-780.
[18] Yang S.B., Zhu G.H., Xu J.H., Fu Y.C. Tool wear prediction on machining hydrogenated titanium alloy Ti6Al4V with uncoated carbide tools // The International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 2013. Vol. 68. № 1-4. Pp. 673-682.
[19] Yang S.B., Zhu G.H., Xu J.H., Fu Y.C. Experimental study in high efficiency milling of hydrogenated Ti6Al4V alloy // Materials Science Forum, 2014. Vol. 770. Pp. 179-182.
[20] Skvortsova S.V., German M.A., Gurtovaya G.V., Mitropol'skaya N.G. Effect of the structure of a VST2K Titanium alloy on its machinability // Russian metallurgy (Metally), 2016. Vol. 2016. № 7. Pp. 649-656.
[21] Титановые сплавы. Металловедение титана и его сплавов. Под ред. Б.А.Колачева, С.Г.Глазунова. - М.: Металлургия, 1992 - 352 с.
[22] Полькин И.С. Упрочняющая термическая обработка титановых сплавов. - М.: Металлургия, 1984. - 96 с.
[23] Коллеров М.Ю., Ильин А.А., Шинаев А.А. Влияние водорода на неупругие свойства сплавов на основе титана // Наука, производство и применение титана в условиях конверсии. Сб. докладов 1 междунар. Научно-технической конференции по титану стран СНГ.- М: ВИЛС.- Т.1.- С.477.

J.B. Egorova[1], L.V.Davidenko[2], E.N. Egorov[3], S.B. Belova[4]

STUDY OF MACHINABILITY OF TITANIUM ALLOY BT23 AFTER THERMOHYDROGEN TREATMENT

[1,3,4]MAI Stupinsky branch, Russia;
[2] Moscow Polytechnic University, Russia.

Abstract

The results of studies on the effect of thermohydrogen treatment on the structure, hardness and machinability of titanium alloy VT23 (5,5Al-2Mo-4,5V-1Cr-0,6Fe) are presented in the paper. It is shown that thermohydrogen treatment is an effective means of formation of structures, providing different levels of hardness of the alloy and determining different machinability of cutting.

Key words: titanium alloy VT23, thermohydrogen treatment, structure, phase composition, hardness, machinability cutting

REFERENCES

[1] Il´in A.A. Hydrogen тechnology of titanium alloys / A.A. Il´in, Б.А. B.A.Kolachev, V.K.Nosov, A.M.Mamonov. M.: MISIS, 2002. 392 p. (rus.)
[2] Il´in A.A. Mechanism and kinetics of structural and phase transformations in titanium alloys. Moscow: Science, 1994. 304 p. (rus.)
[3] Egorova Yu.B., Il´in A.A., Kolachev B.A., Nosov V.K., Mamonov A.M., Effect of the Structure on the Cutability of Titanium Alloys // Metal Science and Heat Treatment, 2003. Vol. 45. № 3-4. Pp.134-139.
[4] Egorova Yu.B., Skvortsova S.V., Davydenko R.A., Mitropol'skaya N.G., Methods of increasing efficiency of machinability of titanium and titanium alloy // Inorganic Materials: Applied Research, 2013. Vol. 4. № 1. Pp.46-51.
[5] Egorova Yu.B., Davydenko L.V., Egorov E. N., Belova S. B.. Influence of Heat Treatment on the Machinability of α+β- and near β-Titanium Alloys // International Review of Mechanical Engineering, 2017. Vol. 11. № 5. Pp.320-325.
[6] Egorova Yu.B. , Davydenko L.V., Egorov E.N., Chibisova E.V. The Development of Recommendations for Machinability of Ti-6Al-4V Titanium Alloys by Optimizing the Heat Treatment Modes // International Review of Mechanical Engineering, 2018. Vol. 12. № 9. Pp.771-777.
[7] Egorova Yu.B., Davydenko L.V., Egorov E.N., Belova S.B. Effect of heat treatment on the machinability α + β- and pseudo-β-titanium alloys /

Collected papers of the 5th International Scientific and Practical Conference "Modern machine building: science and education", Saint Petersburg, Russia, 30.06 - 01.07.2016, No. 5, p.1052-1061. (rus.)
[8] Egorova Yu. B., Davydenko L., Egunov E. N., Belova S.V. Development of recommendations for machining of titanium alloy Ti-6Al-4V by optimizing heat Treatment modes/ Modern engineering: Science and Education: Materials of the 6th International Scientific-Practical Conference/Ed. A.N. Evgrafov and A.A. Popovich. Saint Petersburg, Russia, 2017. № 6. P. 560-571. (rus.)
[9] Egorova Yu. B., Davydenko L., Egorov E. N., Chibisova E.V., Starchikova I. Yu. Research of stability of chemical composition and characteristics of machinability by cutting of titanium alloys of TI-al-V and Ti-al-Mo-V-Cr-Fe Systems/Modern engineering. Science and education, materials of the 7th International Scientific-Practical Conference/Ed. A.N. Evgrafov and A.A. Popovich. Saint Petersburg, Russia, 2018. № 7. P. 481-493. (rus.)
[10] 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. Pp.1675-1678.
[11] Wei W., Xu J., Fu Y., Yang S., Hou H., Wang Y., Li Z., Machinability of hydrogenating titanium alloy TC4 // Nanjing Hangkong Hangtian Daxue Xuebao, 2009. Vol. 41. № 5. Pp. 633-638.
[12] Wei W., Xu J., Fu Y., Yang S. Influence of hydrogen contents of Ti-6Al-4V alloy on cutting force and temperature // Key Engineering Materials, 2010. Vol. 419-420. Pp. 789-792.
[13] Wei W., Xu J., Fu Y., Hou H., Li Z. Optimization of hydrogenation process and hydrogenation concentration in improving titanium alloy machinability // Zhogguo jixie Gongcheng, 2010. Vol. 21. №2. Pp.196-200.
[14] Hua X.-Z., Peng X.-Y., Zhou X.-L., Zou A.-H., Cui X. Effect of thermohydrogen treatment on machinability of TC4 Titanium alloy // Cailiao Rechuli Xuebao, 2011,Vol. 32. № 4. Pp. 43-46.
[15] Hua X.-Z., Peng X.-Y., Zhou X.-L., Chen Q.-J. Effects of hydrogen on machinability of BT25Y alloy // Advanced Materials Research, 2011. Vol. 148-149. Pp. 385-388.
[16] Yang S.B., Xu J., Fu Y., Wei W. Finite element modeling of machining of hydrogenated Ti-6Al-4V alloy // The International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 2012. Vol. 59. № 1-4. Pp. 253-261.
[17] Wei W., Xu J., Fu Y., Yang S. Tool wear in turning of Titanium alloy after thermohydrogen treatment // Chinese Journal of Mechanical Engineering (English Edition), 2012. Vol. 25. № 4. Pp. 776-780.

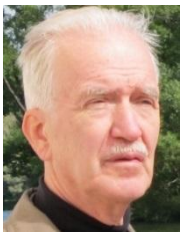
[18] Yang S.B., Zhu G.H., Xu J.H., Fu Y.C. Tool wear prediction on machining hydrogenated titanium alloy Ti6Al4V with uncoated carbide tools // The International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 2013. Vol. 68. № 1-4. Pp. 673-682.
[19] Yang S.B., Zhu G.H., Xu J.H., Fu Y.C. Experimental study in high efficiency milling of hydrogenated Ti6Al4V alloy // Materials Science Forum, 2014. Vol. 770. Pp. 179-182.
[20] Skvortsova S.V., German M.A., Gurtovaya G.V., Mitropol'skaya N.G. Effect of the structure of a VST2K Titanium alloy on its machinability // Russian metallurgy (Metally), 2016. Vol. 2016. № 7. Pp. 649-656.
[21] Titanium alloys. Metalstudies of titanium and its alloys. Ed. B.A. Kolacheva, S.G. Glazunov. M.: Metallurgy, 1992-352 p. (rus.)
[22] Polkin I. S. Hardening heat treatment of titanium alloys. M.: Metallurgy, 1984. 96 p. (rus.)
[23] Kolerov M. Yu., Ilyin A.A., Shinaev A.A. The influence of hydrogen on the inelastic properties of alloys based on titanium.//Science, production and use of titanium in terms of conversion. Collection of reports of 1 International Scientific and Technical Conference on the Titan of the CIS countries. M: VILS. T. 1.Pp. 477. (rus.)

ISSN 2223-0807
Современное машиностроение: Наука и образование :
материалы 8-й Международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н.Евграфова и А.А. Поповича.- СПб.: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2019.

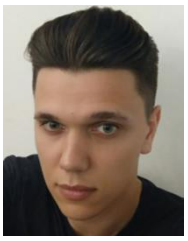
DOI 10.1872/MMF-2019-49
УДК 681.324

Д. Д. Куликов[1], А.И.Востропятов[2]

ФУНКЦИОНИРОВАНИЕ ВЕБ ОРИЕНТИРОВАННОЙ САПР ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ



[1]Дмитрий Дмитриевич Куликов,
Санкт-Петербургский национальный исследовательский университет информационных технологий, механики и оптики
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (921)922-4986, E-mail: ddkulikov@mail.ru.



[2]Артём Игоревич Востропятов
Санкт-Петербургский национальный исследовательский университет информационных технологий, механики и оптики
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (981)895-2882, E-mail: art-em39@mail.ru

Аннотация

Рассмотрена структура и функционирование многопользовательской САПР технологических процессов, компоненты которой представляют веб-сервисы, взаимодействующие между собой на основе многоагентной технологии в едином информационном пространстве. Методика проектирования технологических процессов основана на проектировании операционных заготовок (ОЗ) в среде CAD - системы с параллельным решением технологических задач. В процессе проектирования формируются электронные геометрические и параметрические модели ОЗ. Такой подход позволяет сократить время разработки процесса и повысить уровень автоматизации САПР ТП. Данная работа является продолжением статьи, изложенной в [1] и посвященной автоматизации технологической подготовки производства.

Ключевые слова: САПР технологических процессов, веб-сервисы, параметрические модели деталей, заготовок и технологических процессов, онтологии ТПП, единое информационное пространство ТПП.

Введение

Проектирование технологических процессов является главной задачей технологической подготовки производства. В настоящее время используются САПР ТП, позволяющие существенно сократить время и стоимость проектирования ТП. Однако уровень автоматизации этих систем таков, что ряд технологических задач выполняется технологом в режиме диалога. К таким задачам относятся задачи определения маршрута и структуры операции, назначения технологических баз и т.д. Кроме того, технологи вынуждены часть информации из чертежа детали и операционных эскизов вручную переносить в технологический процесс. Переход от 3D моделей деталей к электронным геометрическим моделям деталей (ЭМД), дающий возможность с помощью аннотаций записать весь объем информации о детали, не позволяет повысить уровень автоматизации в САПР ТП[1]. Эта ситуация вызвана наличием барьера интероперабельности (совместимости) между системами CADи САПР ТП[2]. В настоящее время уровень развития нейтральных форматов, в частности STEP, не позволяет добиться нужной совместимости. Поэтому задача повышения уровня автоматизации САПР ТП по-прежнему остается весьма актуальной.

Подход к проектированию ТП

В работе[3] изложен подход, предназначенный для получения параметрической модели детали в формателXML. Как указано в работе был разработан комплекс макросов для CAD «CATIA» и разработана библиотека типовых параметрических моделей конструктивных элементов (КЭ). Конструктор выбирает нужный ему КЭ. Выводится таблица с параметрами КЭ и конструктор заполняет её, вводя размеры элемента, их точность, шероховатость поверхностей и т.д. После завершения ввода на дисплей выводится электронная модель конструктивного элемента(ЭМЭ) со всеми необходимыми аннотациями[3]. Одновременно автоматически формируется параметрическая модель этого КЭ. Далее ЭМЭ этого конструктивного элемента привязывается к нужной части модели создаваемого объекта. Конечный результат проектирования –электронная модель детали (ЭМД) и её параметрическая модель. Время проектирования сокращается, т. к. вводить в таблицу параметры элемента и информацию для аннотаций требует меньше времени, чем при общепринятом способе. Созданный комплекс процедур позволяет компонентам, решающим технологические задачи, искать и выбирать нужную информацию из параметрической модели детали вместо ручного ввода информации в поля на экране дисплея.

Формирование операционной заготовки может выполняться путем преобразования электронной модели детали методом добавляемых тел [4,5]. В результате получается комплекс, состоящий из ЭМД и

операционных заготовок, а также их параметрических моделей. Этот комплекс открывает принципиальную возможность повышения уровня автоматизации САПР ТП на основе активного использования комплекса параметрических моделей детали и операционных заготовок.

Определение структуры САПР ТП

Современный подход к автоматизации ТПП основывается на переходе к веб ориентированной и многоагентной ТПП, что позволяет реализовать коллективную работу технологов в условиях расширенного предприятия[6,7]. Поэтому САПР ТП создается как совокупность слабосвязанных между собой функциональных компонентов (ФК), разработанных как веб-сервисы. Каждая ФК решает технологические задачи в многопользовательском режиме, поэтому имеет входную и выходную очереди. Технологи работают с управляющей компонентой (КУ), а доставку данных и постановку в очередь к ФК или выборку результатов из выходной очереди выполняют агенты –почтальоны. Входное сообщение содержит исходные данные от конкретного пользователя. Если входная очередь пуста, то ФК «засыпает».ФК после решения задачи помещает результаты в выходную очередь.

Взаимодействие компонент системы.

Для САПР ТП характерен большой объем нормативно-справочной информации (НСИ). Например, только в справочнике по режимам резания имеется более 200 таблиц [8]. Полученные решения по одной таблице могут уточняться корректирующими коэффициентами по другой таблице. Функционирование многих ФК, работающих с НСИ основано на использовании табличных процессоров, которые содержат программную оболочку, принимающую решения на основе обработки базы знаний[9].При автономном функционировании табличного процессора технолог вводит исходные данные и полученный результат переносит в модель технологического процесса. Для повышения уровня автоматизации необходимо исходные данные для ФК формировать автоматически, что является нетривиальной задачей.

В текущей базе данных (ТБД) сначала содержится информация об ЭГМ детали и её параметрической модели. По мере проектирования технологического процесса база пополняется ЭГМ операционных заготовок и их параметрическими моделями. Кроме того, туда же заносится и информация о параметрических моделях формируемых технологических операций. Для текущей базы целесообразно использовать нереляционную СУБД, например, MongoDB, позволяющую создавать базу данных или знаний с объектами переменной структуры.

Как было указано выше, принципиальной особенностью применяемого подхода к проектированию ТП является работа технолога в среде CAD – системы для проектирования ЭГМ операционных заготовок.

При необходимости он может обратиться к управляющей компонентой для контроля и анализа результатов проектирования ТП. С помощью КУ формируется задание на решение технологической задачи и далее задание ставится в очередь. Если ФК представляет собой табличный процессор, то процесс получения исходных данных выполняется по следующей схеме:Z→Kbz→Cd→Vd →Kvd

Агент-почтальон (АП) забирает задание Zи ставит его в очередь для заданного ФК. Если ФК табличный процессор, то ФК выбирает из очереди задание и выполняет поиск по каталогу Kbz базы знаний и выбирает схему Cdданных для найденного блока знаний. Агент-почтальон, используя исходную базу, дополняет схему данных значениями параметров, заданных в схеме. Полученный пакет данных обрабатывается ФК. После получения решения почтальон выбирает результаты из выходной очереди, заносит результаты в текущую базу и сообщает об этом КУ. Схема взаимодействия показана на рис.1.

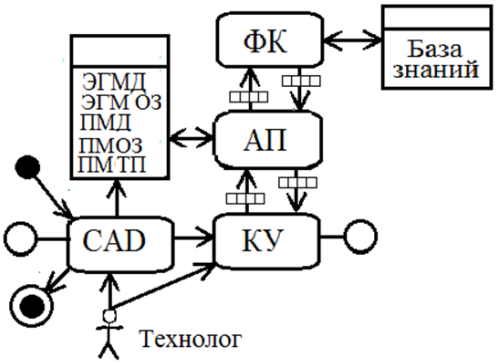


Рис.1. Схема взаимодействия компонент при проектировании ТП

Таким образом, пока технолог закрывает в CAD системе обрабатываемые поверхности(ОП) добавляемыми телами, система проектирования «пашет» и решает технологические задачи: определяет типовые планы обработки обрабатываемой поверхности, определяет припуски, назначает инструменты, рассчитывает режимы резания и т. д. При этом для поиска информации в параметрических моделях детали и операционных заготовок используется набор процедур, оперирующих с XMLфайлами. Когда проектирование входной заготовки для данной операции закончено, то выполняется расчет размерных цепей, который может показать, что технологические базы для спроектированных операций выбраны неверно и нужно корректировать технологический процесс. При таком подходе не нужно дожидаться завершения проектирования ОЗ и сразу начать корректировать ТП, что может значительно сократить общее время проектирования ТП. Некоторые операционные размеры на проектируемой операции не могут быть определены. Это, так называемые «отложенные» размеры, которые будут

определяться на предшествующих операциях, что может потребовать в дальнейшем возврата к уже спроектированным операциям для выполнения соответствующих корректировок [10].

Для контроля процесса проектирования технолог имеет возможность перейти к исходной базе для оценки результатов проектирования ТП на текущий момент времени и откорректировать полученные ФК решения. Полученный вариант технологического процесса обрабатывается соответствующей ФК и преобразуется в комплект технологических карт для дальнейшего сохранения в PDM системе «SMARTEAM». Отслеживание жизненного цикла комплекта технологических карт выполняется уже с помощью PDM системы, при этом утверждение комплекта в технологических бюро может контролироваться с помощью диаграмм «workflow» и технологии «redline».

Выводы.

Проектирование операционных заготовок методом добавляемых тел с параллельным автоматизированным решением технологических задач открывает путь к созданию веб-ориентированных многопользовательских САПР ТП с высоким уровнем автоматизации. Не все проблемы при создании такой системы удовлетворительно решены. Однако указанный подход является весьма перспективным для дальнейшего совершенствования и создания САПР ТП нового поколения.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

[1] Куликов Д.Д. Интеграция систем технологической подготовки производства / Современное машиностроение: Наука и образование: материалы 7-й международной научно-практической конференции - 2018. - С. 749-759.

[2] Олейников А.Я. Обеспечение интероперабельности информационных систем (https://www.itweek.ru/upload/iblock/6c4/oleynikov.pdf).

[3] ГОСТ 2.052-2015 Единая система конструкторской документации (ЕСКД). Электронная модель изделия. Общие положения.

[4] Куликов Д.Д., Бабанин В.С. Автоматизирование формирование моделей операционных заготовок // Научно-технический вестник Санкт-Петербургского государственного университета информационных технологий, механики и оптики, 2014. Т.57, №8, С. 26 – 29.

[5] Куликов Д.Д., Востропятов А.И., Арнст А.А. Синтез операционных заготовок при проектировании технологических процессов. / Труды международной конференции "Системы проектирования, технологической подготовки производства и управления этапами

жизненного цикла промышленного продукта (CAD/CAM/PDM - 2017)". - 2018. - С. 390-395.
[6] Куликов Д.Д. Интеграция систем технологической подготовки производства. Современное машиностроение: Наука и образование: материалы 7-й международной научно-практической конференции (СПб, 29-30 мая 2018г.). 2018. С. 749-759.
[7] Яблочников Е.И., Куликов Д.Д. Технологическая подготовка производства – как многоагентная система. 5-я Российская мультиконференция по проблемам управления. Материалы конференции «Информационные технологии в управлении» (ИТУ-2012). 2012. С. 444-450.
[8] Гузеев В.И., Батуев В.А., Сурков И.В. Режимы резания для токарных и сверлильно-фрезерно-расточных станков с числовым программным управлением: Справочник / Под ред. В.И. Гузеева. М.: Машиностроение2005. 368 с.
[9] Куликов Д.Д., Носов С.О. Применение табличного процессора для решения технологических задач. Известия высших учебных заведений. Приборостроение. 2016. Т. 59. № 10. С. 874-879.
[10] Куликов Д. Д. Расчет операционных размеров в САПР технологических процессов Текст. / Д. Д. Куликов, М. В. Дыгина // Изв. вузов. Приборостроение. 1991.

D.D.Kulikov, A.I.Vostropyatov

Functioning of web oriented CAD system for technological processes

Saint Petersburg National Research University of Information Technologies, Mechanics and Optics

Abstract

The structure and operation of multi-user CAD technological processes, the components of which represent web services that interact with each other on the basis of multi-agent technology in a single information space, is considered in the article. The method of designing technological processes is based on the design of operational workpieces (OW) in the CAD environment - a system with a parallel solution of technological problems. In the process of designing electronic geometrical and parametric OW models are formed. This approach allows to reduce the development time of the process and improve the automation level of the CAD system. This work is a continuation of the article

set forth in [1] and devoted to the automation of technological preparation of production..

Key words: CAD of technological processes, web services, parametric models of parts, blanks and technological processes, ontology of the TPP, a single information space of the TPP.

REFERENCES

[1] Kulikov D.D. Integration of systems of technological preparation of production / Modern engineering: Science and education: materials of the 7th international scientific-practical conference - 2018. - 749-759 p. (rus.)
[2] A.Ya. Oleynikov Ensuring the interoperability of information systems (https://www.itweek.ru/upload/iblock/6c4/oleynikov.pdf) (rus.)
[3] GOST 2.052-2015 Unified system for design documentation (ESKD). Electronic model of the product. General provisions. (rus.)
[4] Kulikov D.D., Babanin V.S. Automation of the formation of models of operational blanks // Scientific and Technical Bulletin of St. Petersburg State University of Information Technologies, Mechanics and Optics, 2014. V. 56, No. 8, 26 - 29 p. (rus.)
[5] Kulikov D.D., Vospropyatov A.I., Arnst A.A. Synthesis of operational blanks in the design of technological processes. / Proceedings of the international conference "Systems of design, technological preparation of production and management of the stages of the life cycle of an industrial product (CAD / CAM / PDM - 2017)". - 2018. - 390-395 p. (rus.)
[6] Kulikov D.D. Integration of systems of technological preparation of production. Modern engineering: Science and education: materials of the 7th international scientific-practical conference (St. Petersburg, May 29-30, 2018). 2018. 749-759 p. (rus.)
[7] Yablochnikov E.I., Kulikov D.D. Technological preparation of production - as a multi-agent system. 5th Russian Multiconference on Control Problems. Materials of the conference "Information technologies in management" (IUT-2012). 2012. 444-450 p. (rus.)
[8] Guzeev V.I., Batuev V.A., Surkov I.V. Cutting conditions for turning and boring-milling-boring machines with numerical control: Reference / Ed. IN AND. Guzeeva. M .: Mashinostroenie2005. 368 p. (rus.)
[9] Kulikov D.D., Nosov S.O. The use of a table processor for solving technological problems. Proceedings of higher educational institutions. Instrument making. 2016. V. 59. No. 10. 874-879 p. (rus.)
[10] Kulikov D.D. Calculation of operational dimensions in CAD of technological processes Text. / D. D. Kulikov, M. V. Dygin // Izv. universities. Instrument making. 1991

ISSN 2223-0807
Современное машиностроение: Наука и образование :
материалы 8-й Международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н.Евграфова и А.А. Поповича.- СПб.: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2019.

DOI 10.1872/MMF-2019-50
УДК 621.91.02(076)

А.М. Щипачев[1], В.Р. Мухамадеев[2], И.Р. Мухамадеев[2]

ИССЛЕДОВАНИЕ МОРФОЛОГИЧЕСКИХ ИЗМЕНЕНИЙ НА ПОВЕРХНОСТИ РЕЖУЩЕГО ИНСТРУМЕНТА С КОМПОЗИЦИОННЫМ ПОКРЫТИЕМ

[1]Андрей Михайлович Щипачев,
Санкт-Петербургский горный университет
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812)328-8483, E-mail: schipachev_am@pers.spmi.ru

[2]Венер Рифкатович Мухамадеев
Уфимский государственный авиационный технический университет
Россия, Уфа
Тел.: (917)355-3111, E-mail: vener_muhamadeev@mail.ru

[2]Ильшат Рифкатович Мухамадеев
Уфимский государственный авиационный технический университет
Россия, Уфа
Тел.: (917)422-4433, E-mail: muxamadeev-ilshat@yandex.ru

Аннотация

В работе рассмотрены результаты экспериментальных исследований и показано влияние температуры и пластической деформации на морфологические изменения, происходящие на границе "наноструктурное покрытие-подложка".

Ключевые слова: диффузия, дефекты, структура, покрытие, наноматериалы, кристаллическая решетка, поверхность, углерод, азот.

Применение современного металлорежущего оборудования, оснащенного системами с ЧПУ и АдСУ, повышает требования, предъявляемые к качеству и износостойкости режущего инструмента, а также ужесточает условия его работы. В вышеуказанных системах

режущие инструменты работают при высоких температурах и контактных напряжениях, что ведет к активации всех физико-химических и структурно-фазовых процессов. В таких условиях наблюдается интенсивное изнашивание контактных площадок от абразивного воздействия твердых включений в обрабатываемых материалах, значительное развитие адгезионно-усталостных, коррозионно-окислительных, диффузионных и структурно-фазовых изменений. Повышение износостойкости режущего инструмента возможно за счет изменения состояния приповерхностных свойств, при которых наиболее эффективно режущий инструмент сопротивляется изнашиванию, особенно при повышенных температурах. При этом инструментальный материал в объеме тела режущего инструмента должно одновременно обладать достаточным запасом прочности при сжатии и изгибе, приложении ударных импульсов и знакопеременных напряжений. Широкое производственное применение режущих инструментов с покрытиями позволяет [1–4]: повысить стойкость и надежность инструмента; сократить расход дорогостоящих инструментальных материалов; расширить область использования и существенно сократить номенклатуру применяемых твердосплавных режущих инструментов.

На сегодняшний день выполняется значительное количество экспериментальных исследований по проектированию инновационных многослойных мультиплексных покрытий, которые выполняют универсальные задачи по повышению работоспособности и эксплуатационных свойств режущего инструмента различного назначения, варьируя составом, структурой, архитектурой и свойствами покрытий. Наибольшее использование для решения указанных задач получили распространение многослойные композиционные наноструктурированные покрытия. Одним из наиболее перспективных направлений при этом является легирование покрытий различными элементами и соединениями (алюминий, иттрий [2], и т.д.) на основе учета явлений, возникающих в процессе эксплуатации.

Известно [1–3], что стационарному процессу изнашивания в наибольшей степени соответствует нормальный износ, нестационарному – приработка и интенсивный (или катастрофический) износ. Для режущего инструмента, работающего главным образом в условиях адгезионного изнашивания, интенсивный износ аналогичен режиму заедания (микросварка). Приработке соответствует процесс перехода к устойчивому состоянию, а заедание проявляется как неустойчивый процесс, который характеризуется самоускоряющимся возрастанием интенсивности изнашивания.

Поэтому создание многослойных покрытий для режущего инструмента, очередной слой которых отвечал бы соответствующей

текущей фазе изнашивания, является рациональной и вполне реализуемой задачей.

Нанесение покрытий методами вакуумно-дугового осаждения являются наиболее предпочтительными. Данные методы позволяют формировать покрытия с различными функциональными особенностями, соответствующих современным требованиям многокомпонентных, многослойных покрытий[5-7]. В связи с этим знание о морфологии и структурно-фазовом состоянии конденсированных покрытий является необходимым требованием для понимания диффузионных и структурных изменений, проходящих не только в зоне контакта, но и на границе покрытие-подложка.

Основным отличием конденсированных наноструктурированных покрытий от соединений, образованных объемными частицами, является высокая дефектность и развитость поверхности, обладающая свойствами отличными от свойств объема. Удельная доля поверхностных частиц в объеме наноматериала доходит до десятков процентов и, следовательно, играют существенную роль. В настоящее время очень большое количество работ посвящено исследованию «размерного эффекта». Уменьшение размеров зерен до 100 нм и менее приводит к увеличению параметров кристаллической решетки[8].

Покрытия, нанесенные на режущие инструменты, позволяют увеличить его износостойкость за счет уменьшения силы трения, снижения деформации и силы резания [3,9], изменение направления и интенсивности тепловых потоков, при этом повышение износостойкости инструмента с покрытиями также объясняется экранирующим эффектом контактных поверхностей от внешних воздействий [10-15].

Повышение износостойкости режущего инструмента в настоящее время может быть достигнуто благодаря использованию покрытий из нитридов титана и алюминия (Ti, Al)N. Такие покрытия как (Ti,Al)N характеризуются уникальными комбинациями свойств: высокой твердостью при повышенных температурах в зоне контакта вместе с термической и химической устойчивостью и низкой термической проводимостью. Важным преимуществом (Ti, Al)N покрытий является их склонность к окислению и к образованию относительно устойчивых поверхностных оксидных пленок. Дальнейшее повышение износостойкости (Ti, Al)N покрытий при резании можно получить путем доведения измельчения зерна до уровня наношкалы (размер зерна менее 100 нм). Это можно осуществить легированием (Ti, Al)N покрытий на инструментальный материал с помощью магнитной дуговой фильтрацией (МДФ).

Исследования [16-18] свидетельствуют о том, что основное влияние на твердость покрытий, модуль упругости, и другие физико-химические

свойства оказывают такие параметры как, размер зерна, составляющие компонентов покрытия; температура подложки; способы нанесения и возможность образования аморфной фазы из нитридов.

На основе известного соотношения Холла-Петча к определению твердости нанокристаллических материалов возможно предположить максимальное значение твердости, зависящая от размера зерна [18].

В нанокристаллическом материале объемная доля границ зерен значительно преобладает по сравнению с обычным микрокристаллическим материалом. В случае нанокристаллического состояния, общая твердость будет определяться от объемной доли границ и их зерен [19]:

$$H = H_З \cdot (1 - f) + H_{гз} \cdot f$$

В соответствии с традиционным соотношением Холла-Петча возможно рассчитать твердость зерен и границ:

$$H_з = H_{0c} + k_з \cdot d^{-0,5};$$
$$H_{гз} = H_{0гз} + k_{гз} \cdot d^{-0,5};$$

где H_{0c} и $H_{гз}$ – соответственно твердость зерна и граница зерна;
f – объем границ зерен в материале;
d – размер зерна.

Целью исследования было определение возможных структурно-фазовых изменений между наноструктурным покрытием и микроструктурной подложкой, происходящих при пластической деформации и повышенных температурах в контактной зоне.

Для экспериментальных исследований использовались быстросменные многогранные пластины из твердосплавного титантанталкобальтового соединения ТТ8К6, предварительно подвергнутого азотирования (для лучшей адгезии покрытия и подложки), и нанесенными на них покрытием (Ti, Al)N. Толщина покрытия была измерена на приборе Calotest. Толщина покрытия составила $h_{покр}$=6,124 мкм.

Покрытие (Ti, Al)N наносились при фильтрации с помощью сепаратора на модернизированной установке типа ННВ 6.6 – И1. Эти установки имеют до трех съемных подвижных мишеней, так называемых модулей. Параметры процесса нанесения покрытия с МДФ: ток в дуге 200 А, давление азота $5*10^{-3}$ Па, время 30 минут, ток в катушке 20 А, ток в сепараторе 20 А, напряжение в сепараторе, температура нанесения 340-370°С. Температурный режим на поверхности образца при нанесении покрытия контролировался с помощью оптического пирометра. Нагревание подложки до температуры нанесения покрытия выполнялось с помощью ионов аргона во время их осаждения при смещающем напряжении подложки в 1 кВ. При достижении требуемой температуры подложки величина смещающего напряжения понижалась, и в камеру подавался азот для нанесения покрытия (Ti, Al)N.

Такая схема позволяет воздействовать на физико-химические и плазмохимического процессы при нанесении термостойких покрытий за счет увеличения скорости ионизации как металлов, так и химически активных газов. Модуль с магнитным фильтром включал в себя стальную полую трубу диаметром примерно 300 мм, которая представляла собой четверть сегмента тора. Эта труба устанавливалась на корпус обычной установки для физического осаждения покрытий (вместо обычного дугового испарителя). Индукционная катушка помещалась в трубе для создания магнитного поля, необходимого для контроля траектории плазмы ионов.

Регулирование плазменного потока в этой системе основывается на принципах плазменной оптики. Влияние магнитного поля на плазменный поток способствует появлению электрического поля, в результате, чего можно осуществлять регулирование плазменной траектории во внутреннем объеме системы. Тогда как только электрически заряженные частицы фокусируются в магнитном поле, незаряженные частицы (так называемая фаза – капелька) не подвергаются воздействию магнитных и электрических полей. Незаряженные частицы, движущиеся с поверхности катода 6 параллельно оси катода не достигают поверхности подложки и осаждаются на внутреннюю часть трубы, а заряженные ионы следуют за изгибом и фокусируются на поверхности подложки. Величина постоянного тока, проходящего через магнитную катушку влияет на распределение плотности ионного потока. Корпус системы МДФ может быть смещен по отношению к корпусу установки. Это делается для регулирования величины скорости нанесения покрытия. Система позволяет нагревать установленные подложки до температуры нанесения покрытия с помощью ионов аргона (чего практически невозможно сделать при применении ФОП технологии испарения с помощью дуги из - за высокой скорости ионизации газов, полученных в системе с повышенной энергией). Эффективность технологии для предотвращения нанесения покрытия во время фазы «капелька» хорошо известна. Но есть еще одно преимущество МДФ, которое является важным для нанесения твердых покрытий. Благодаря высокой скорости ионизации в камере установки атомов испаряемого металла (Ti, Al, Cr и др.) и газов (N, O, C и др.) и относительно низкой скорости нанесения покрытия, температура в начале кристаллизации покрытия также низкая. Условия нанесения покрытия близки к нагреванию нано-шкалы, когда кинетическая энергия бомбардирующих ионов передается очень маленьким областям активно растущих тонких слоев покрытия, которые затем быстро отводят ее вглубь материала подложки. Таким образом, скорость охлаждения во время достаточно неравновесного процесса осаждения, получается высокой. Ионная бомбардировка с низкой энергией растущих пленок может

ограничить рост зерен и способствовать образованию нанокристаллическим слоям. Так формируются нанокристаллические структуры благоприятных по износостойкости покрытий на режущий инструмент (особенно для применения при высокоскоростной обработке) [20-23].

Использовались литые монолитные титано-алюминиевые катоды, изготовленные методом дугового плавления в аргоне алюминия и титана с соотношением 1:1.

Два основных улучшения в характеристиках поверхностей покрытия можно приписать методу магнитной фильтрации. Первое улучшение связано с полной или частичной фильтрацией микрокапель. В результате образуется поверхность с меньшей шероховатостью, которая влияет на уменьшение адгезии (сцепляемости) обрабатываемого материала с инструментальной поверхностью.

Второе улучшение связано с уменьшением сил трения и износа фильтрованных покрытий. Уменьшение сил трения важно для условий низкоскоростной обработки в области образования нароста. Но для условий высокоскоростной обработки, когда доминируют окислительно-диффузионные процессы, способность покрытий образовывать защитные поверхностные пленки во время трения становятся особенно важными. Эта способность повышается для (Ti, Al)N фильтрованных покрытий вследствие их нанокристаллической структуры. Нанокристаллические покрытия способствует образованию на поверхности защитного слоя из оксида алюминия. Покрытия с мелкой зернистой структурой имеют большую протяженность границ зерен. В связи с этим необходимы большие пробеги атомов для внешней диффузии алюминия Al и внутренней диффузии кислорода.

Для исследования химического состава были изготовлены образцы в виде косых шлифов под углом 5^0 к верхней части режущих пластинок. Эти образцы позволили исследовать гетерогенность состава на небольшой глубине под поверхностью, включая образовавшиеся пленки. До проведения исследования образцы обезжиривались, затем помещались во внутрь подготовительной камеры спектрометра и подвергались 5 минутному травлению в среде ионов аргона. Травление осуществлялось под давлением газа в 10^{-4} Па и со скоростью травления порядка 20 монослоев в минуту. Такая подготовка образцов исключила воздействие случайного загрязнения на результаты анализа. Поверхность образцов была исследована на различных глубинах, начиная от поверхности: либо с помощью стационарного электрона и ионных лучей, либо сканированием их по выбранному направлению.

Зона контакта режущего инструмента с исследуемым материалом настолько мала, что требуется увеличение площади исследуемого образца.

Для этой цели был смоделирован процесс пластической деформации при повышенных температурах в зоне контакта.

Серия образцов подвергалась отжигу при 700°С под давлением 0,5 ГПа в течении 20 минут в условиях окружающей среды для определения возможного влияния атмосферы на режущий инструмент.

Эти образцы позволили исследовать гетерогенность состава на небольшой глубине под поверхностью, включая образовавшиеся пленки. В связи с этим ширина исследуемой области увеличивается в 9,57 раза, т.е. $h_{иссл}$=9,57*$h_{покр}$=58,61 мкм.

На следующем этапе экспериментального исследования было выполнено измерение микротвердости по ГОСТ 9450-76 на микротвердомере *Struers Duramin* при силе в 5 Н и при выдержки в течении 10 с. Измерение микротвердости проводилось согласно схеме, указанной на рис. 1.

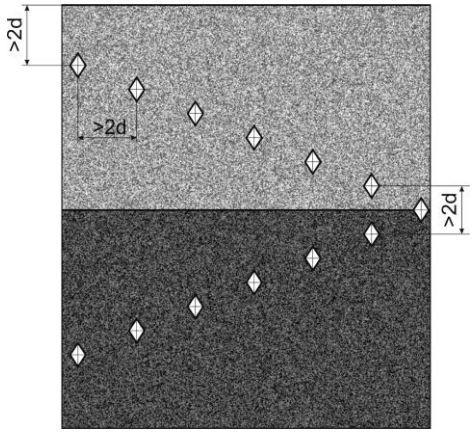


Рис. 1 - Схема измерения микротвердости

Значения микротвердости получали на равном расстоянии от края покрытия на косом шлейфе. Выполнялось 12 значений в области покрытия и еще 12 на таких же расстояниях в подложке. Были получены следующие средние значения микротвердости (таблица 1).

По полученным значениям микротвердости были построены графики зависимости $H_v=f(h_{иссл})$.

Согласно графику и табличным результатам, наглядно видно, что происходит скачок твердости на границе покрытие-подложка на исходном образце. Предположительно за счет повышенной концентрации азота. Рассматривая график твердости образца после отжига под давлением, наблюдается выравнивание твердости, но при этом эти значения выше твердости подложки. И по мере углубления в основу значение твердости приближается к твердости основы. Это, по-видимому, связано со структурными изменениями, происходящими на подложке. Происходит внедрение структурных элементов покрытия в подложку, что приводит к уменьшению среднего значения зерна, приводящее к увеличению микротвердости.

Таблица 1

№	Исходный образец	Образец после отжига под давлением	Глубина измерения, мкм	№	Исходный образец	Образец после отжига под давлением	Глубина измерения, мкм
1	1429	1195	0,52	13	1517	1325	6,79
2	1388	1168	1,045	14	1260	1360	7,31
3	1473	1300	1,57	15	1485	1250	7,84
4	1419	1259	2,09	16	1360	1200	8,36
5	1639	1230	2,61	17	1320	1170	8,88
6	1520	1290	3,13	18	1300	1150	9,40
7	2062	1512	3,66	19	1200	1095	9,93
8	1874	1420	4,18	20	1150	1105	10,45
9	1931	1350	4,71	21	1100	1090	10,98
10	1711	1400	5,23	22	1010	1005	11,49
11	2102	1125	5,75	23	990	980	12,02
12	2296	1408	6,27	24	960	970	12,54

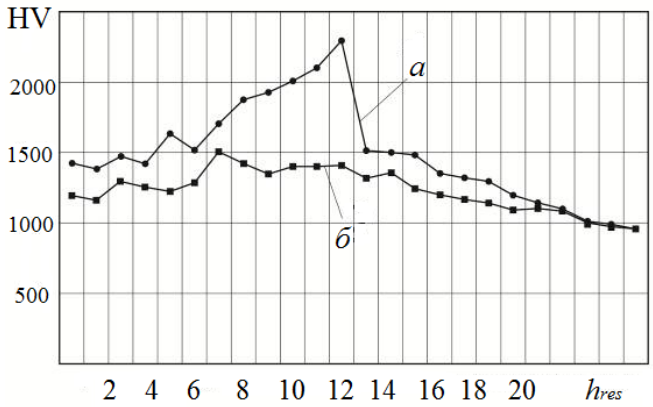
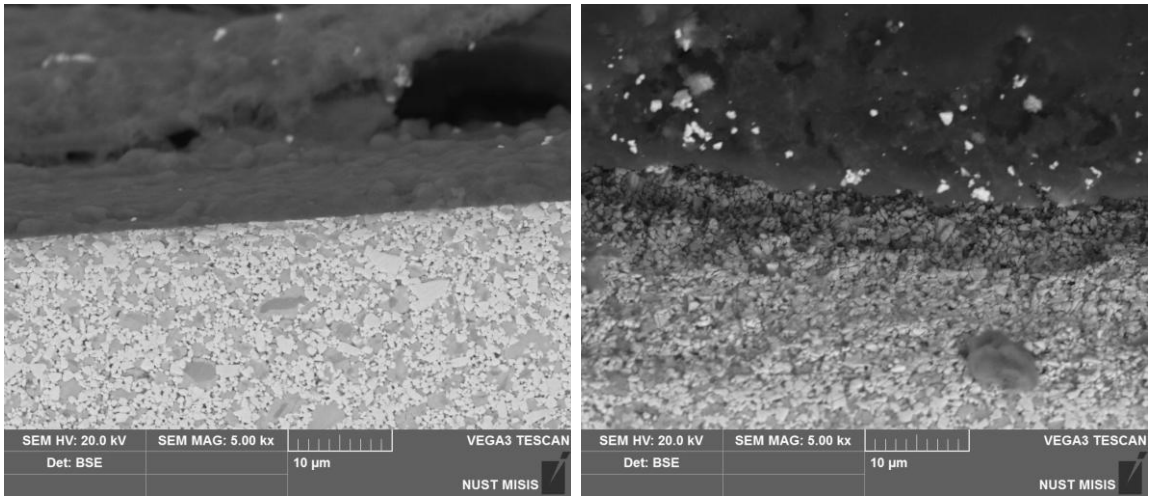


Рис. 2 - Изменение микротвердости в зависимости от глубины измерения: *а* – исходный образец; *б* – отожженный образец

На следующем этапе исследований косые шлифы были рассмотрены с помощью растрового электронного микроскопа Vega3 фирмы Tescan при ускоряющем напряжении 20kV при увеличении 5000 крат. Изображения были получены с помощью детектора отраженных электронов (BSE – backscattered electrons), предназначенный для получения изображений с информацией о вариациях состава на основе контраста по атомному номеру. На рис. 3 представлены изображения исходного образца и отожженного.



а *б*

Рис. 3 - Изображение шлифа (20 kV, BSE, увеличение 5000 крат):
а – исходный образец; *б* – отожженный образец

На основе проведенных исследований можно сделать следующие выводы:

– увеличение микротвердости в исходном образце на «границе» «покрытие-подложка» предположительно связано с высоким содержанием азота, полученного азотированием поверхности перед нанесением покрытия. Подобное увеличение твердости может являться концентратором напряжений или других внутренних факторов, которые могут привести к отслоению покрытия (рисунок 2);

– изменение микротвердости происходит за счет принудительного внедрения структурных элементов покрытия в кобальтовую связку подложки, которое приводит к увеличению среднего значения микротвердости в приповерхностных слоях (рисунок 3), внедрение структурных элементов покрытия в подложку в процессе резания предположительно является структурной самоорганизацией системы "покрытие-подложка";

– снятие напряжений приводит к выравниванию свойств покрытия в приповерхностных слоях инструмента, за счет чего происходит увеличение работоспособности режущего инструмента;

– при 427°С происходит переход кобальта от α–модификации к β–модификации вследствие чего происходит изменение кристаллической решетки (из гексагональной в кубическую гранецентрированную). В свою очередь перестройка решетки является диффузионным процессом, что способствует проникновению покрытия в кобальтовую связку подложки. Возможно, предположить, что перед возникновением диффузионных потоков в зоне резания, происходят структурные изменения между покрытием и подложкой.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

[1] Мигранов М.Ш. Повышение износостойкости инструментов на основе прогнозирования процессов адаптации поверхностей трения при резании металлов. Дис. д-р техн. наук. Москва, РУДН. 2007. 328с.

[2] Мигранов М.Ш. Повышение износостойкости инструментов на основе интенсификации процессов адаптации поверхностей трения при резании металлов. Уфа, «Гилем», 2011. 229 с.

[3] Верещака А.С. Работоспособность режущего инструмента с износостойкими покрытиями. М.: Машиностроение, 1993. 336 с.

[4] Айдарбеков А.М., Мигранов М.Ш., Мухамадеев В.Р. Прогнозирование образования химических соединений с защитными свойствами на инструменте при резании металлов. Вестник УГАТУ, 2015. Т.19. № 4(70). с. 3–7.

[5] Johnson D.l. Ultra Rapid Sintering / Sintering and Heterogeneous Catalysis (G.C. Kuczynski, A.E. Miller, G.A. Sargent, eds.), Plenum Publ. Corp. New-York, 1984. P. 243-252.

[6] Згалат-Лозинский О.Б., Рагуля А.В., Дуб Н.В. Свойства нанокристаллических материалов на основе нитрида титана. Наноструктурное материаловедение, 2010, №1. с. 30-38.

[7] Углов В.В., Злоцкий С.В. Структура и свойства многокомпонентных покрытий на инструментальных материалах. Современное машиностроение: Наука и образование: материалы 1-й международной научно-практической конференции/Под ред. А.Н. Евграфова и А.А. Попова. СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, -2011. -№1. - С. 370-379.

[8] Криони Н.К., Мигранов М.Ш., Дементьева М.С., Мухамадеев В.Р. Износостойкость многофункциональных покрытий при лезвийной обработке резанием. Вестник УГАТУ, 2016. Т.20. № 2(72). с. 29–33.

[9] Мигранов М.Ш., Мухамадеев В.Р., Минигалеев С.М., Мухамадеев И.Р. Особенности диффузионных процессов в наноструктурированных нанокомпозиционных покрытиях на режущем инструменте. Вестник УГАТУ, 2016. Т.20. № 2(72). с. 40–44.

[10] Щипачев А.М. Определение оптимальных режимов точения и поверхностно-пластического деформирования с учетом технологической наследственности по критерию долговечности. Международная научно-практическая конференция "Инновации и перспективы развития горного машиностроения: IPDME-2018. Сборник тезисов. Санкт-Петербургский горный университет. Санкт-Петербург, 2018. С. 84.

[11] Shchipachev A. M. ,Method for Determining Fatigue Limit Taking Into Account the Effect of a Surface Layer. Chemical and Petroleum Engineering, № 53, T , 2017. C 340 - 346.
[12] Щипачев А.М., Горбачев С.В. Влияние послесварочной обработки на скорость сплошной коррозии и микроструктуру сварных соединений сталей 20 и 30ХГСА. Записки Горного института. том 231 Санкт-Петербург, 2018. С. 307-311.
[13] Щипачев А.М. Определение оптимальных режимов точения и поверхностно-пластического деформирования с учетом технологической наследственности по критерию долговечности. Металлообработка .№ 4 (106)/2018. С. 40-44.
[14] A. Schipachev Optimum Conditions of Turning and Surface Plastic Deformation Determination Taking into Account Technological Heredity. Journal of Physics: Conference Series, Volume 1118 (2018) 012036. http://iopscience.iop.org/article/10.1088/1742-6596/1118/1/012036/pdf
[15] G. Samigullin, A. Schipachev and L. Samigullina Control of physical and mechanical characteristics of steel by small punch test method. Journal of Physics: Conference Series, Volume 1118 (2018) 012038. http://iopscience.iop.org/article/10.1088/1742-6596/1118/1/012038/pdf
[16] J. Maier, S. Prill, B. Reichert, Space charge effects in polycrysialline, micropolycrystalline and thin film samples. Application to AgCl and AgBr, Solid state ionics. 1988. V. 28-30. Part. 2. pp. 1465-1469.
[17] Шустер Л.Ш., Криони Н.К., Шолом В.Ю., Мигранов М.Ш. Покрытия и смазка в высокотемпературных подвижных сопряжениях и металлообработке. М.: Машиностроение, 2008.318 с.
[18] Ovchinnikov S. V., *et al.*, Thermal Stability of Nanostructured Superhard Coatings on the Basic of TiN. 9 Inter. Conference on Modification on Materials with Particles Beams and Plasma Flows. Eds. N. Koval, A. Ryabchikov, Tomsk, Russia. 2008. - P. 472-478.
[19] Mitterer C., Mayrhofer P.H., Musil J. Thermal stability of PVD hard coatings // Vacuum. 2005. Vol. 71. - P. 279-284.
[20] Migranov, M.S., Mukhamadeev, V.R., Migranov, A.M., Mukhamadeev, I.R., Khazgalieva, A.A. Structure and phase changes in nanostructured compound coatings. IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering 447 (2018) 012082 doi:10.1088/1757-899X/447/1/012082
[21] Скотникова М.А., Миронова Е.В., Ланина А.А., Крылов Н.А., Хомченко Е.В. Структурные и фазовые превращения в металле лопаток паровых турбин из сплава титана после технологической обработки. Современное машиностроение: Наука и образование: материалы 3-й международной научно-практической конференции/Под ред. А.Н. Евграфова и А.А. Попова. СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, -2013. -№3. -С. 256-264.

[22] Фомин Д.Ю. Структурные изменения в сталях при штамповке заготовок в открытых штампах с применением термомеханической обработки. Современное машиностроение: Наука и образование: материалы 3-й международной научно-практической конференции/Под ред. А.Н. Евграфова и А.А. Попова. СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, -2013. -№3. -С. 888-895.
[23] Скотникова М.А., Ланина А.А., Крылов Н.А., Цветкова Г.В., Безенкин Н.В. Структурно-фазовые превращения в материале лопаток паровых турбин при скоростной механической обработке. Современное машиностроение: Наука и образование: материалы 4-й международной научно-практической конференции/Под ред. А.Н. Евграфова и А.А. Попова. СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, -2014. -№4. -С. 433-442.

A.M.Shipachev[1], V.R.Mukhamadeev[2], I.R.Mukhamadeev[2]

THE STUDY OF MORPHOLOGICAL CHANGES ON THE SURFACE OF THE CUTTING TOOL WITH COMPOSITE COATING

[1]St.Petersburg Mining University, Russia;
[2]Ufa State Aviation Technical University, Russia.

Abstract

The paper considers the results of experimental studies and shows the effect of temperature and plastic deformation on the morphological changes occurring at the "nanostructured coating-substrate"boundary.

Key words: diffusion, defects, structure, coating, nanomaterials, crystal lattice, surface, carbon, nitrogen.

REFERENCES

[1] Migranov M. Sh. Improvement of wear resistance instrumentov on the basis of forecasting of processes of adaptation of the friction surfaces when cutting metals. Dis. Dr. Techn. Sciences. Moscow PFUR. 2007. 328 p. (rus.)
[2] Migranov M.Sh. Increase in wear resistance of tools on the basis of intensification of adaptation processes of friction surfaces at metals cutting. Ufa: Gilem AN RB, 2001, 229 p. (rus.)
[3] Vereschaka A.S. The working capacity of the cutting tool with wear-resistance coatings. Mechanical engineering. Moscow. 1993. 336 p. (rus.)

[4] A.M. Aidarbekov, M.Sh. Migranov, V.R. Muhamadeev. Prediction of chemical education compounds with protective properties on the tool when cutting metals. Vestnik UGATU, (scientific journal of Ufa State Aviation Technical University), vol. 19, no. 4(70). 2015, pp. 3 ‑ 7. (rus.)
[5] Johnson D.l. Ultra Rapid Sintering / Sintering and Heterogeneous Catalysis (G.C. Kuczynski, A.E. Miller, G.A. Sargent, eds.), Plenum Publ. Corp. New-York, 1984. P. 243-252.
[6] Zgalat-Lozinskii O. B., Ragulya A. V. and Dub N. V. Properties of nanocrystalline materials based on titanium nitride. Nanoscale Mater. 2010. V 1, 3-38 pp.
[7] Uglov V.V., Zlotski S.V. Structure and properties of multicomponent coatings on tool materials. Modern mechanical engineering: Science and education: materials of 1th Intern. scientific-practical. conference. Ed. A.N. Evgrafova and A.A. Popovich. - SPb .: Publishing house of Polytechnic. Univ., 2011. №1. P. 370-379. (rus)
[8] L. Sh. Shuster, N. K. Krioni, V. Y. Sholom, M. Sh. Migranov, Coating and lubrication in high temperature moving mates, and Metalworking. – Moscow: Mashinostroenie, 2008. 318 p. (rus.)
[9] Ovchinnikov S. V., *et al.*, Thermal Stability of Nanostructured Superhard Coatings on the Basic of TiN. 9 Inter. Conference on Modification on Materials with Particles Beams and Plasma Flows. Eds. N. Koval, A. Ryabchikov, Tomsk, Russia. 2008. - P. 472-478.
[10] Shchipachev A. M. Determination of optimal modes of turning and surface-plastic deformation, taking into account the technological heredity by the criterion of durability. International Conference on Innovations and Prospects of Development of Mining Machinery and Electrical Engineering 2018 (IPDME2018). St.Petersburg Mining University. St.Petersburg. 2018. 84 p.
[11] Shchipachev A. M. ,Method for Determining Fatigue Limit Taking Into Account the Effect of a Surface Layer. Chemical and Petroleum Engineering, № 53, T , 2017. C 340 - 346.
[12] Schipachev A.M., Gorbachev S.V. Influence of Post-welding Processing on Continuous Corrosion Rate and Microstructure of Welded Joints of Steel 20 and 30KhGSA. Journal of Mining Institute. 2018. Vol. 231, p. 307-311. DOI: 10.25515/PMI.2018.3.307
[13] Shchipachev A. M. Determination of optimal modes of turning and surface-plastic deformation, taking into account the technological heredity by the criterion of durability. Metalworking. №4 (106)/2018. 40-44 pp.
[14] A. Schipachev Optimum Conditions of Turning and Surface Plastic Deformation Determination Taking into Account Technological Heredity. Journal of Physics: Conference Series, Volume 1118 (2018) 012036. http://iopscience.iop.org/article/10.1088/1742-6596/1118/1/012036/pdf

[15] G. Samigullin, A. Schipachev and L. Samigullina Control of physical and mechanical characteristics of steel by small punch test method. Journal of Physics: Conference Series, Volume 1118 (2018) 012038. http://iopscience.iop.org/article/10.1088/1742-6596/1118/1/012038/pdf
[16] J. Maier, S. Prill, B. Reichert, Space charge effects in polycrysialline, micropolycrystalline and thin film samples. Application to AgCl and AgBr, Solid state ionics. 1988. V. 28-30. Part. 2. pp. 1465-1469.
[17] L. Sh. Shuster, N. K. Krioni, V. Y. Sholom, M. Sh. Migranov, Coating and lubrication in high temperature moving mates, and Metalworking. – Moscow: Mashinostroenie, 2008. 318 p. (rus.)
[18] Ovchinnikov S. V., *et al.*, Thermal Stability of Nanostructured Superhard Coatings on the Basic of TiN. 9 Inter. Conference on Modification on Materials with Particles Beams and Plasma Flows. Eds. N. Koval, A. Ryabchikov, Tomsk, Russia. 2008. - P. 472-478.
[19] Mitterer C., Mayrhofer P.H., Musil J. Thermal stability of PVD hard coatings // Vacuum. 2005. Vol. 71. - P. 279-284.
[20] Migranov, M.S., Mukhamadeev, V.R., Migranov, A.M., Mukhamadeev, I.R., Khazgalieva, A.A. Structure and phase changes in nanostructured compound coatings. IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering 447 (2018) 012082 doi:10.1088/1757-899X/447/1/012082
[21] Skotnikova M.A., Mironova E.V., Lanina A.A., Krylov N.A. Structural and phase transformation in metal of blades of steam turbines from titanium alloy after technological treatment. Modern mechanical engineering: Science and education: materials of 3th Intern. scientific-practical. conference. Ed. A.N. Evgrafova and A.A. Popovich. - SPb .: Publishing house of Polytechnic. Univ., 2013. №3. P. 256-264. (rus)
[22] Fomin D. Y. Structural changes in steels in the stamping of blanks in open dies using thermomechanical processing. Modern mechanical engineering: Science and education: materials of 3th Intern. scientific-practical. conference. Ed. A.N. Evgrafova and A.A. Popovich. - SPb .: Publishing house of Polytechnic. Univ., 2013. №3. P. 888-895. (rus)
[23] Skotnikova M.A., Lanina A.A., Krylov N.A., Cvetkova G.V. Bezenkin N.V. Structural-phase transformations in the material of steam turbine blades during high-speed machining. Modern mechanical engineering: Science and education: materials of 4th Intern. scientific-practical. conference. Ed. A.N. Evgrafova and A.A. Popovich. - SPb .: Publishing house of Polytechnic. Univ., 2014. №3. P. 433-442. (rus)

ТЕХНОЛОГИЯ КОНСТРУКЦИОННЫХ МАТЕРИАЛОВ И МАТЕРИАЛОВЕДЕНИЕ

ISSN 2223-0807
Современное машиностроение: Наука и образование :
материалы 8-й Международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н.Евграфова и А.А. Поповича.- СПб.: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2019.

DOI 10.1872/MMF-2019-51
УДК621.921

Ю.М. Барон[1], М.М. Радкевич[2]

КИНЕМАТИКА АБРАЗИВНОЙ СРЕДЫ В РАБОЧИХ ЗАЗОРАХ В ПРОЦЕССЕ МАО

[1]Юрий Михайлович Барон,
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812)552-9302, E-mail: baron_yuri2002@mail.ru.

[2]Михаил Михайлович Радкевич,
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812) 552-9302, E-mail: radmich@mail.ru

Аннотация

Магнитно-абразивная обработка – один из современных методов финишной технологии в машиностроении. Магнитно-абразивный порошок (далее - порошок) является абразивным инструментом в этом методе обработки. Порцию порошка помещают в рабочий зазор между полюсами и обрабатываемой поверхностью. От стойкости порции порошка зависит возможность обработки больших поверхностей, однородность обработанных поверхностей, расход порошка, стоимость и длительность финишных технологических операций. В предлагаемой статье отражены результаты исследований, выявивших условия обеспечивающих высокую стойкость порции порошка: самозатачивание порошка и факторы, влияющие на это явление.

Ключевые слова: магнитно-абразивная обработка, скоростная киносъёмка, магнитно-абразивный порошок, кинематика зёрен, картина магнитного поля, самозатачивание, скорость резания, магнитная индукция, охлаждающая жидкость.

Введение

Магнитно-абразивная обработка используется для полирования, очистки поверхностей, округления кромок и удаления заусенцев. В настоящее время предложены и используется на предприятиях разных отраслей промышленности разнообразные способы и оборудование для этого метода [1, 2…5 и др.]. Во многих способах МАО заготовку располагают с некоторыми рабочими зазорами относительно полюсов магнитного индуктора. Рабочий зазор заполняют магнитно-абразивной средой (порошок, суспензия, магнитно-реологическая жидкость). Названная среда удерживается в пределах зазора магнитным полем и прижата к обрабатываемой поверхности. В процессе обработки полюсы индуктора или заготовка перемещаются друг относительно друга. Метод привлекает к себе внимание возможностью производительной обработки простых и сложных по форме поверхностей ферромагнитных и немагнитных заготовок. Ряд исследователей считают [1, 2,-5], что порошок в присутствии магнитного поля образует в рабочих зазорах жёсткую абразивную щётку. Такая гипотеза не может объяснить длительного сохранения режущих свойств порошка при обработке больших поверхностей. Исследования авторов этой статьи показано, что абразивные зёрна в контакте с обрабатываемой поверхностью и их кромки непрерывно обновляются. Это явление названо нами «самозатачиванием». Установлены факторы, влияющие на удерживание порции порошка в рабочих зазорах и на активность «самозатачивания».

Объект и методика исследования

Объектом исследования является магнитно-абразивный порошок, которым порциями с объёмом в насыпном виде, большим чем объём рабочих зазоров $V_п = 1{,}3V_{р.з.}$, заполняют рабочие зазоры перед началом обработки при включённом магнитном индукторе. Перемещения всего объёма порошка и отдельных его зёрен исследовали с помощью скоростной киносъёмки на установке, предназначенной для МАО наружных цилиндрических поверхностей (рис. 1). Установка создана на базе токарного станка.

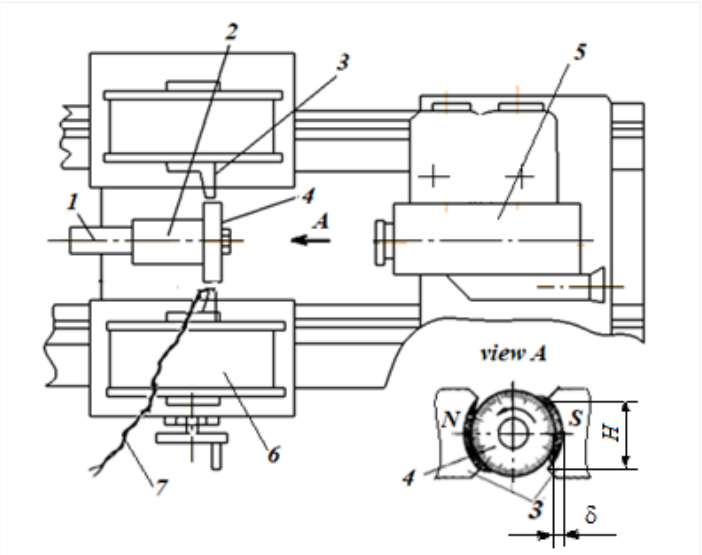


Рис. 1. Схема установки для исследования рабочей зоны с помощью скоростной киносъёмки

Дополнительными экспериментами установлено влияние окружной скорости обрабатываемой сти $v_{окр}$, магнитной ции В и состава смазочно-

охлаждающей жидкости на удерживание порошка в рабочих зазорах и на его «самозатачивание». Киносъёмку производили при использовании заготовки в виде диска 4 (ферромагнитная сталь 45) с нанесённой на его торце круговой шкалы, позволяющей оценивать длины и скорости перемещений зёрен порошка при обработке кинограмм на монтажном столике, полученных во время киносъёмки. В остальных экспериментах заготовки сделаны в виде колец ø32×ø27×10 мм из закалённой стали У10А и меди М1 с предварительно шлифованной обрабатываемой поверхностью. Диск 4 и кольцевые заготовки закрепляли на шпинделе с помощью консольных оправок 1. Полюсы 3 электромагнитного индуктора 6 располагаются диаметрально относительно заготовки с рабочими зазорами, заполняемыми порошком. Электромагнитный индуктор постоянного тока расположен на суппорте, скоростная кинокамера 5 закреплены на направляющих установки. Проволочная рамка 7, закреплённая на одном из полюсов 3, предназначена для измерения магнитной индукции в рабочем зазоре.

Киносъёмку производили при следующих условиях: высота рабочих зазоров δ = 2 мм, длина рабочих зазоров H = 20 мм, магнитная индукция в рабочих зазорах B = 1.0 Т, окружная скорость поверхности диска – $v_{окр}$ = 50 м/мин, порошок – кермет ЭБМ40+80%Fe, зернистость порошка - 250/315 мкм, начальный объём порции порошка больше объёма рабочих зазоров ($V_п = 1{,}3V_{р.з.}$), скорость киносъёмки съёмки – 150 кадров в секунду.

Дополнительные эксперименты с полированием заготовок-колец выполняли с изменением скорости $v_{окр}$ в пределах (6…90) м/мин, при участии осевой осцилляции заготовок со скоростью $v_{осц}$ = 6 м/мин и с поливом рабочей зоны охлаждающей жидкостью - 10% раствором эмульсола Э2 в воде с добавками олеиновой кислоты.

Кинематика зёрен порошка в рабочих зазорах

Анализ полученных кинограмм производили при просмотре кинолент на экране с частотой 24 кадра в секунду и непосредственными измерениями перемещений зёрен на монтажном столике.

До включения вращения диска 4 рабочие зазоры принудительно заполняли порошком при включённом магнитном поле; принятый объём порции порошка в насыпном состоянии был больше объёма рабочих зазоров: $V_п = 1{,}3V_з$. При таком соотношении объёмов вся порция порошка размещалась в рабочем зазоре до включения движений диска. При включении вращения диска, вся порция порошка под действием сил трения смещается в направлении ω к выходам из рабочих зазоров и там останавливается, удерживаемая магнитными силами. Силы трения, нагнетающие порошок к выходу из зазора, дополнительно уплотняют порошок, и рабочие зазоры оказываются заполненными частично. На большей части дуги рабочего зазора магнитные силы направлены к обрабатываемой поверхности (при условии $\delta << H$), прижимают зерна порошка к обрабатываемой поверхности

и создают условия для абразивного резания пограничными с поверхностью зёрнами.

Зёрна порошка «*а*», граничащие с вращающимся диском, под действием сил трения медленно перемещаются вдоль дуги зазора со скоростью $v_з \approx 0{,}01 v_{окр}$, отставая от обрабатываемой поверхности (рис. 2). Из-за малых значений $v_з$ скорость абразивного резания в этом процессе допустимо считать равной окружной скорости заготовки: $v_р \approx v_{окр}$.

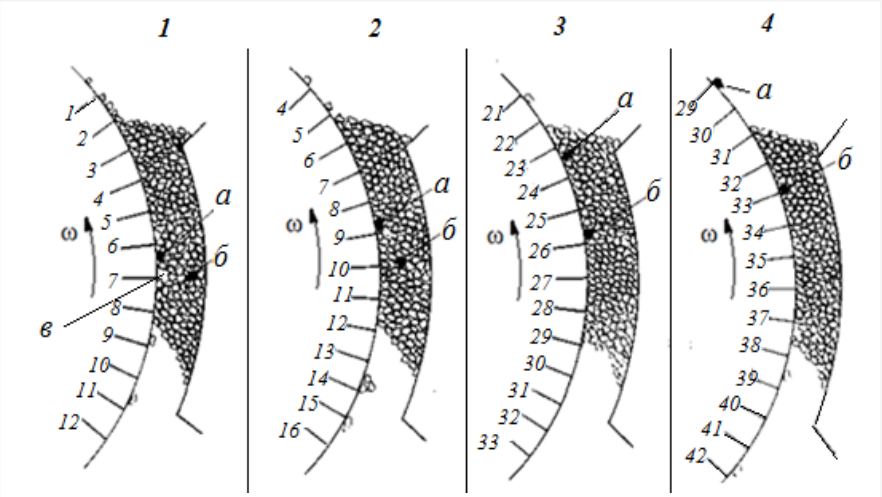


Рис. 2. Кинограмма движений зёрен в рабочем зазоре при вращении диска

Движение зёрен «*а*» вдоль дуги рабочего зазора сопровождается их переориентацией из-за контактов с зёрнами более глубокого слоя. При этом зёрна пограничного слоя вступают в контакт с обрабатываемой поверхностью разными своими вершинами и гранями. Движение зёрен «*а*» вызывает образование пустот «*в*» в пограничном слое, куда под действием магнитных сил устремляются зёрна «*б*» из более глубоких слоёв порошка. В результате происходит перемешивание порошка в зазоре. Переориентация зёрен «*а*» и вступление в контакт с обрабатываемой поверхностью зёрен «*б*» способствуют обновлению режущих кромок в контакте с заготовкой, и длительному сохранению режущей способности порции порошка. Это явление названо нами «самозатачиванием».

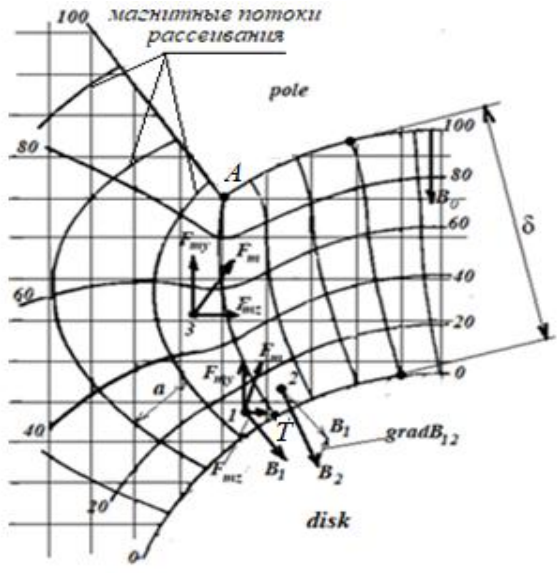


Рис. 3. Магнитные силы, действующие на зёрна порошка в точках (1) и (3) на границе раздела сред «порошок – воздух» у выхода из рабочего зазора

На выходе из рабочего зазора (рис. 3) на границе *AT* дела сред «порошок - воздух» магнитные силы направленны преимущественно к кромке *A* полюса и внутрь рабочего зора. Показано построение градиента магнитной

ции $gradB_{1,2}$ между точками (1) и (2). Магнитная сила F_m в точке (1) направлена одинаково с этим градиентом. Аналогичным путём определяется вектор магнитной силы для зерна, находящегося в точке (3) и для любой другой точки пространства рабочего зазора.

Отдельные пограничные зёрна «*а*» в этой области рабочего зазора из-за остаточной намагниченности поверхностного слоя диска время от времени отрываются от остальной порции порошка и вместе с обрабатываемой поверхностью переходят в противоположный зазор (см. рис. 2).

Влияние условий обработки на удерживание и самозатачивание порции порошка

Влияние магнитной индукции. Увеличение магнитной индукции *B* на полюсах индуктора увеличивает радиальные магнитные силы, действующие на порошок на большей части дуги рабочего зазора, и, соответственно, - нормальные составляющие сил резания. Одновременно увеличиваются градиенты *gradB* магнитной индукции на границах сред порошок-воздух и магнитные силы, удерживающие порошок в рабочем зазоре и создающие тангенциальные составляющие сил абразивного резания. Порошок хорошо удерживается в рабочих зазорах, и обеспечиваются условия для активного удаления припуска.

Так происходит, пока магнитная индукция не достигнет значений магнитного насыщения материалов порошка или заготовки. Приближение порошка к магнитному насыщению сопровождается увеличением плотности магнитных потоков рассеивания, уменьшением градиентов *gradB* на границе сред порошок – воздух и соответственным уменьшением магнитных сил, удерживающих порошок в рабочих зазорах. Если при магнитной индукции B= = 0,6 Вб/м^2 вся порция порошка находится в пределах рабочего зазора (рис. 4, *а*), то при B = 2,0 Вб/м^2 порошок вытягивается из зазора, некоторое время удерживается в таком положении, затем срывается, переходя всей массой в противоположный зазор, и всё повторяется снова (рис. 4, *б*).

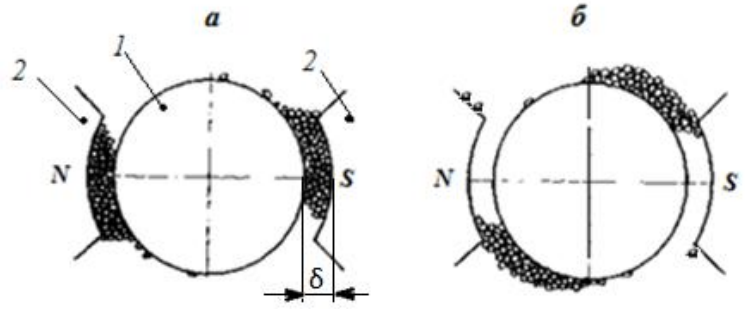


Рис. 4. Положение «абразивной щётки» во время обработки: *а* – при магнитной индукции B = 0,6 Т; *б* - при B = 2,0 Т: 1 – ферромагнитный диск; 2 - полюсы магнитного индуктора

Влияние скорости главного движения резания. Изменение окружной скорости $v_{окр}$ вращения диска (заготовки) влияет на удерживание всей пор-

ции порошка в рабочих зазорах. Так, при скорости $v_{окр}$ менее 50 м/мин увеличивается количество зёрен, переходящих из одного зазора в другой. Эти перемещения можно наблюдать даже невооружённым глазом. Увеличение скорости $v_{окр}$ выше 50 м/мин сопровождается уменьшением числа переходящих зёрен, но одновременно увеличивается число зёрен, выбрасываемых центробежными силами на нерабочие поверхности полюсных наконечников. Часть зёрен при увеличенной частоте вращения диска выбрасывается на нерабочие поверхности полюсов индуктора.

Влияние движения осцилляции. Визуальными наблюдениями за поведением порошка при осевой осцилляции диска показали, что видимый переход зёрен порошка из одного рабочего зазора в другой прекращается. Осциллирующее движение заготовки ослабляет силы трения в контактах зёрен порошка с обрабатываемой поверхностью, что способствует удерживанию порции порошка в рабочем зазоре. Одновременно улучшаются условия для перемешивания порошка в рабочем зазоре и вступлению в контакт с заготовкой новых режущих вершин и кромок. Осцилляция активизирует самозатачивание порции порошка.

Влияние смазочно-охлаждающей жидкости. При подаче в рабочую зону смазочно-охлаждающей жидкости увеличивается вязкость порошковой среды. Использование 10%-ого раствора эмульсола Э2 не исключает перемешивание порошка в рабочем зазоре (самозатачивание), а переход отдельных зёрен из одного рабочего зазора в другой прекращается.

Для проверки этого положения выполнен эксперимент, при котором обработке подвергали образцы из меди М1 в виде колец, закрепляемых на ферромагнитной оправке. обработку выполняли в присутствии раствора эмульсола Э2, содержащего добавки олеиновой кислоты, способствующей проявлению адсорбционного эффекта для интенсификации съёма металла, но одновременно – увеличивающей вязкость порошковой среды в рабочем зазоре. При обработке без добавок в эмульсию олеиновой кислоты порошок в конце обработки имел цвет, одинаково окрашенный стружкой меди по всему объёму, что свидетельствовало о перемешивании порошка в рабочих зазорах в процессе обработки. Введение в эмульсию добавок олеиновой кислоты (от 0,1% до 2,0 %) сопровождалось небольшим повышении съёма припуска, но при добавках более 0,5 % - снижением съёма, по сравнению с обработкой в обычной эмульсии (табл. 1).

Таблица 1

Съём припуска на медных образцах при охлаждении 10% эмульсией с добавками олеиновой кислоты

Содержание олеиновой кислоты, %			
0	1,0	2,0	3,0
Съём металла, $\times 10^{-3}$ г			
30,0	37,6	25,2	23,4

При использовании эмульсий с содержанием олеиновой кислоты более 1% процесс обработки сопровождается прекращением самозатачи-

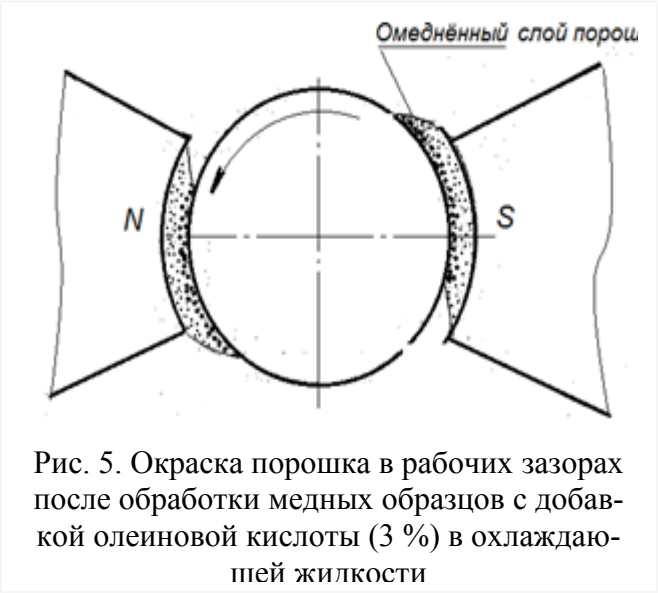


Рис. 5. Окраска порошка в рабочих зазорах после обработки медных образцов с добавкой олеиновой кислоты (3 %) в охлаждающей жидкости

вания порошка. Молекулы олеиновой кислоты, обволакивая зёрна порошка, способствуют их слипанию. Масса порошка становится более вязкой. Выбрасывание зёрен из рабочих зазоров прекращается, но вместе с тем, - ухудшаются условия для перемешивания (самозатачивания) порошка в зазорах. Порошковая среда становится настолько вязкой, что после прекращения обработки, удаления образца и выключения электромагнитов порошковая среда продолжают сохранять такую же форму, как и в процессе обработки (рис.5). Поверхность медного образца заполирована, но после удаления образца из рабочей зоны контактный слой (на рис. 5 затемнен) порошковой среды выделялся красной окраской, свидетельствующей о насыщении этого слоя медью. Окраска контактного слоя порошка свидетельствует о неравномерном распределении медной стружки в порошковой среде и об отсутствии перемешивания порошка в процессе обработки. Ухудшение условий «самозатачивания» порции порошка объясняется снижение производительности при добавках в эмульсию олеиновой кислоты более 1%.

Заключение

Выполненные исследования кинематики зёрен магнитно-абразивного порошка, выполняющего функции режущего инструмента, подтвердили абразивную природу удаления припуска в процессе МАП, сопровождающемся непрерывным обновлением зёрен магнитно-абразивного порошка в результате перемешивания порошка в рабочих зазорах («самозатачивания» порции порошка). Присутствие явления «самозатачивания» объясняет причины постепенного снижения режущих свойств порошка и причины достаточно высокую стойкость единовременной порции порошка при обработке больших поверхностей. Установлено влияние условий процесса МАО на активность этого явления и на способность магнитного поля удерживать магнитно-абразивный порошок в рабочих зазорах. В присутствии осциллирующего движения заготовки (или полюсов индуктора) явление самозатачивания активизируется. Использование скоростей резания вне рекомендованного диапазона значений (50-60 м/мин) сопровождается переходом зёрен порошка из одного рабочего зазора в другой и постепенным уменьшением первоначального объёма порции порошка из-за выбра-

сывания порошка на нерабочие поверхности полюсов магнитного индуктора. Уменьшение объёма порции порошка и разрушение зёрен порошка в процессе обработки – причины, определяющие стойкость порции.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

[1] Коновалов Е.Г., Сакулевич Ф.Ю. Основы электроферромагнитной обработки. – Мн.: Наука и техника, 1974. –272с

[2] Македонский Б.Г. Магнитно-абразивната обработване на детайли \\ ж. Машиностроенето. – София, 1974. - №4. - т. 23, с.59-60.

[3] Shinmura1 T., Takazawa K., Hatano E., Aizawa T. Study on Magnetic-Abrasive Process – Process Principle and Finishing Possibility // Bulletin of the Japan Society of Precision Engineering/ -March, 1985, vol.19, № 1, pp .54-55 IS: 0582-4206.

[4] Kang Junmo, Yamaguchi Hitomi. Internal finishing of capillary tubes by magnetic abrasive finishing using a multiple pole-tip system // J. Precision Engineering, Elsevier, 2012. - # 36. – pp. 510-516

[5] Кочура Ю.С., Мизери А.А. Полуавтомат для магнитно-абразивной обработки колец прядильных и крутильных машин //Технология машиностроения для легкой и пищевой промышленности и бытовых приборов. -М.: ЦНИИТЭИлегпищемаш, 1976,-вып.8,-с.3-7

[6] Македонски Б.Г. и др. Магнитно-абразивно полиране на плоскости с еднополюсни електромагнитни индуктори.\\ Н.-т. сб. «Технология на машиностроенето», - София: ЦНИИТМАШ,1976.

[7] Македонски Б.Г. и др. Магнитно-абразивно обработване за зъбни колела за хидравлични зъбни помпи.\\ Н.-т. сб. «Технология на машиностроенето», - София: ЦНИИТМАШ,1976. – свитък 5

[8] Назаров Г.И., Фролов А.В., Сакулевич Ф.Ю., Кожуро Л.М. Магнитно-абразивное полирование стержневого инструмента для глубокой вытяжки.\\ Тез. докл. Респ. н.-т. совещания «Магнитно-абразивное полирование деталей» - Мн.: ФТИ АНБССР, 12 -13 окт. 1976 г. – с. 64-67

[9] Осипов В.М., Юдин В.Д., Грицев Л.Г., Агеенко З.Н. Изготовление высокоточных глобоидных червяков - М. "Производственный технический бюллетень", 1976. -№9.

[10] Сакулевич Ф.Ю., Кожуро Л.М., Шиманский В.А., Семенюк Г.А. Магнитно-абразивный роторный станок.\\ Экспресс-информация "Металлорежущие станки и автоматические линии» - 1976, - №1, с. 19-23

[11] Сакулевич Ф.Ю., Минин Л.К., Базарнов Ю.А., Козлов Л.В. Крылов Ю.И. Магнитно-абразивное полирование деталей машин.\\ Авиационная промышленность, 1976.

[12] Македонски Б.Г.1, Стефанов С. Магнитно-абразивно обработванен на лагерни гривни с машина АМО-01.\\ Научн. -техн. сб. «Технология на машиностроенето», - София: ЦМИ,1977. – свитък 5, с.35-38

[13] Patent USA № 2 544 404, MKI. Automatic device for finishing details by MAF//;
[14] Patent USA № 2 544 405, MKI. Automatic device for MAP sleep-wheels//;
[15] Сакулевич Ф.Ю., Кравченко Л.Н. Станок для магнитно-абразивного полирования плоских поверхностей.\\ Известия АН БССР, сер. физ.-техн. наук -1977. - №4. - с.111

Y.M. Baron[1], M.M. Radkevich[2]

KINEMATICS ABRASIVE ENVIRONMENT IN WORKING THE GAPS DURING MAO

Peter the Great St.Petersburg Polytechnic University, Russia.

Abstract

Magneto-abrasive processing is one of the modern methods of finishing technologies in mechanical engineering. Magnetic abrasive powder (hereinafter referred to as powder) is an abrasive tool processing in this method. Portion of powder placed in operational clearance between the poles and the treated surface. From the resistance portion of powder depends on the ability to handle large surfaces, the homogeneity of the processed surfaces powder consumption, cost and duration of finishing operations. The proposed article presents the results of research having revealed the conditions ensuring high resistance powder: powder samozatachivanie servings and factors affecting this phenomenon.

Key words: Magneto-abrasive processing, high-speed filming, magnetic-abrasive powder, kinematics of grains, the picture of the magnetic field, samozatachivanie, cutting speed, magnetic induction, the coolant.

REFERENCES

[1] Konovalov, E.g. Sakulevich F.Ju. jelektroferromagnitnoj processing Basics. -Minsk: Nauka I tekhnika, 1974. -272 with
[2] Macedonian B.g. magnetic abrazivnata obrabotvane on detail \ j. Mashinostroeneto. -Sofia, 1974. -No. 4. -Vol. 23, pp. 59-60.
[3] Shinmura1, t. Takazawa, k., Hatano e., Aizawa T. Study on Magnetic-Abrasive Process-Process Principle and Finishing Possibility//Bulletin of the Japan Society of Precision Engineering/-March, 1985, vol. 19, no. 1, pp. 54-55 IS: 0582-4206.
[4] Kang Junmo, Yamaguchi Hitomi. Internal finishing of capillary tubes by magnetic abrasive finishing using a multiple pole-tip system//j. Precision Engineering, Elsevier, 2012. -# 36. -pp. 510-516

[5] Kochur Yu.s., Misery A.a. Semi-automatic for magneto-abrasive processing rings spinning and twisting machines//mechanical engineering technology for light and food industry and household appliances. -M.: CNIITJeIlegpishhemash, 1976.0-vol. 8, p. 3-7
[6] Macedonian b.g. and others. Magnetic abrasive polirane on the plane with ednopoljusni elektromagnitni induktori. \ h.-t. sat. "Mashinostroeneto technology"-Sofia: TSNIITMASH, 1976.
[7] Macedonian b.g. and others. Magnetic abrasive obrabotvane for zbni for zbni hidravlichni Kolelas, such places as Pompeii. \ h.-t. sat. "Mashinostroeneto technology"-Sofia: TSNIITMASH, 1976. -svitk 5
[8] Nazarov G.i., Frolov a.v., Sakulevich F.Ju., L.m. Kazhura magnetic abrasive polishing core tool for deep drawing. \ Tez. Rep. Rep. n.-t. meeting "magnetic abrasive polishing details"-plural: FTI ANBSSR, 12 -13 Oct. 1976-c. 64-67
[9] Osipov v.m., Yudin v.d., Gritsev l.g., Ageenko 3 n. production of high-precision глобоидных worms-m. ' Production technical bulletin ", 1976. No. 9.
[10] Sakulevich F.Ju., Kozhuro l.m., Szymanski v.a., Semeniuk G.a. Magnetic-abrasive rotary machine. \ Express-info "metal-cutting machine tools and automatic transfer lines"-1976, no. 1, pp. 19-23
[11] Sakulevich F.Ju., Minin l.k., Bazarnov L.v., Kozlov I. A. Krylov J.i. magnetic abrasive polishing machine details. \ the aviation industry, 1976.
[12] Macedonian B.g. 1, Stefanov c. magnetic abrasive obrabotvanen to lagerni UAH with machine AMO-01. \ Scientific. -Tech. sat. "Mashinostroeneto technology"-Sofia: CMS, 1977. -svitk 5, s. 35-38
[13] Patent USA No. 2 544 404, the MKI. Automatic device for finishing details by MAF//;
[14] Patent USA No. 2 544 405, the MKI. Automatic device for MAP sleep-wheels//;
[15] Sakulevich F.Ju., Kravchenko L.n. Machine for magneto-abrasive polishing flat surfaces. \ Izvestiya AN BSSR, CEP. Physical-technical sciences -1977. -No. 4. -c. 111

ISSN 2223-0807
Современное машиностроение: Наука и образование :
материалы 8-й Международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н.Евграфова и А.А. Поповича.- СПб.: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2019.

DOI 10.1872/MMF-2019-52
УДК 621.921

Ю.М. Барон[1], М.М. Радкевич[2], В.Н. Кудрявцев[3]

ИНДУЦИРОВАННЫЕ ТОКИ В ПРОЦЕССЕ МАГНИТНО-АБРАЗИВНОЙ ОБРАБОТКИ

[1]Юрий Михайлович Барон,
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812)552-9302, E-mail: baron_yuri2002@mail.ru

[2]Михаил Михайлович Радкевич,
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812) 552-9302, E-mail: radmich@mail.ru

[3]Владимир Николаевич Кудрявцев,
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812) 552-9302, E-mail: kudryavtsevvn@mail.ru

Аннотация

Существует гипотеза, согласно которой индукционные токи ответственны за значительную долю удаления припуска в процессе МАО. Скоростная киносъёмка кинематики отдельных цепочек зёрен магнитно-абразивного порошка в рабочих зазорах не подтвердила колебаний цепочек зёрен порошка, являющихся якобы причиной возникновения индукционных токов и оплавления ими обрабатываемой поверхности. Приведенные в статье данные подтверждают абразивную природу процесса МАО. Опираясь на правильные представления о процессе МАО, разработаны эффективные технологии применения этого метода при полировании поверхностей, округлении кромок и удалении заусенцев.

Ключевые слова: магнитно-абразивная обработка, индуцированные токи, магнитно-абразивный порошок, цепочки зёрен, кинематика, картина магнитного поля, электропроводимость порошка, химические и адсорбционные плёнки, абразивное резание.

Введение

В первых отечественных публикациях об исследованиях процесса магнитно-абразивной обработки (МАО) авторы утверждали, что существенная доля припуска удаляется с обрабатываемой поверхности оплавлением микрообъёмов материала заготовки индуцированными токами [1, 2 и др.]. Авторы гипотезы считают, что зёрна ферромагнитного абразивного порошка (далее – зёрна) выстраиваются в рабочих зазорах в цепочки вдоль силовых линий магнитного поля, наведенного магнитным индуктором. При движении обрабатываемой поверхности относительно полюсов индуктора цепочки зёрен совершают колебательные движения, закрепившись на поверхности полюса и проскальзывая по обрабатываемой поверхности под действием магнитных сил и сил трения с заготовкой. В ходе колебательных движений индуцированные в зёрнах токи производят электрические разряды в моменты касаний цепочек зёрен с выступами микронеровностей обрабатываемой поверхности и, суммируясь с индуцированными токами в заготовки, оплавляют выступы микронеровностей. Одновременно зёрна порошка, граничащие с заготовкой, часть припуска удаляют абразивным путём.

Наши исследования показали, что индукционные токи действительно влияют на удаление припуска. Эти токи возникают в теле металлической заготовки при её движении в магнитном поле, служат причиной электрической заряженности обрабатываемой поверхности и активизации образования химических и адсорбционных плёнок и тем увеличивают производительность удаления припуска абразивным путём.

В предлагаемой статье изложены результаты исследований, изменяющие представления о роли индуцированных электрических токов в процессе МАО. В исследовании выявлена реальная кинематика отдельных цепочек зёрен и выполнены исследования структуры поверхностного слоя обработанной поверхности, установлены зависимости удаления припуска при магнитно-абразивном полировании в присутствии химически и поверхностно-активных жидкостей. Полученные результаты исключили вероятность предшествовавшей гипотезы об удалении части припуска оплавлением и позволили сформулировать новую гипотезу о роли индукционных токов в процессе МАО.

Объект и методика исследования

Исследования выполнены с использованием схемы МАО, изображённой на рис. 1. Заготовка 1 устанавливается с возможностью вращения (ω) и осцилляции ($n_{осц}$) между полюсами 2 индуктора постоянного магнитного поля. Рабочие зазоры 3 перед обработкой заполняют магнитно-абразивным порошком (далее – порошок). Для скоростной киносъёмки процесса в качестве заготовки использован диск ø50×2 мм, изготовленный из ферромагнитной стали 45, закреплённый на оправке. Движение осцилляции при киносъёмках было выключено. В остальных экспериментах заготовками служили кольца ø32×ø27×10 мм из закалённой стали У10А (HRC 58-62). При полировании участвовали оба движения – вращение и осцилляция.

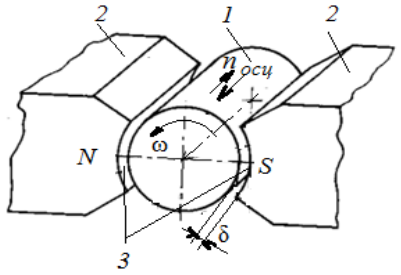


Рис. 1. Схема МАО короткой цилиндрической поверхности: 1 – заготовка; 2 – полюсы магнитного индуктора; 3 – рабочие зазоры, заполняемые магнитно-абразивным порошком

Режим обработки: окружная скорость заготовки 1 – $v_{окр}$ = 50 м/мин, высота рабочего зазора, скорость осциллирующего движения δ = 2 мм, магнитная индукция на полюсах 2 индуктора В = 1,0 Т.

В качестве порошков использовали композит ЭБМ40+80%Fe (высокие абразивные свойства, не электропроводящий), либо серый чугун СЧ18 (пониженные абразивные свойства, электропроводящий). Зернистость порошка– 200/250 мкм.

Скоростная киносъёмка единичной цепочки зёрен порошка

В рабочий зазор помещали несколько зёрен порошка, которые при наведении в рабочих зазорах магнитного поля выстраивались в цепочку вдоль силовой линии поля (рис. 2, *а*). При вращении заготовки 1 цепочка зёрен двигалась вместе с обрабатываемой поверхностью, сохраняя радиальное положение и не касаясь полюсного наконечника 2 (рис. 2, *а, б, в*). У выхода из рабочего зазора цепочка зёрен останавливается, закрепившись на кромке полюсного наконечника, и там совершает колебательные движения (рис. 2, *г*). В процессе колебаний цепочки зерно, граничащее с обрабатываемой поверхностью, иногда отрывается от цепочки и увлекается силой трения с этой поверхностью в направлении вращения заготовки. При добавлении новых цепочек на входе в рабочий зазор, они повторяют движение первой цепочки и останавливаются на выходе из зазора, мешая друг другу осциллировать. С увеличением количества цепочек они сбиваются в

плотную щётку у выхода и препятствуют друг другу совершать колебательные движения.

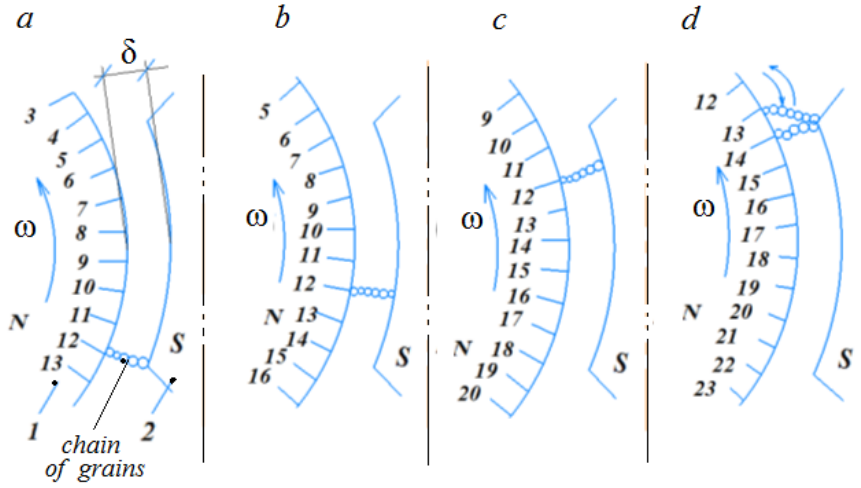


Рис. 2. Изменение положения единичной цепочки зёрен в рабочем зазоре при вращении диска: 1 – диск; 2 – полюсный наконечник

Анализ картины магнитного поля в рабочем зазоре, заполненном воздухом

Зафиксированные движения единичной цепочки зёрен порошка получили объяснение после построения картины магнитного поля в рабочем зазоре (рис.3).

Магнитная сила, действующая в магнитном поле на ферромагнитное

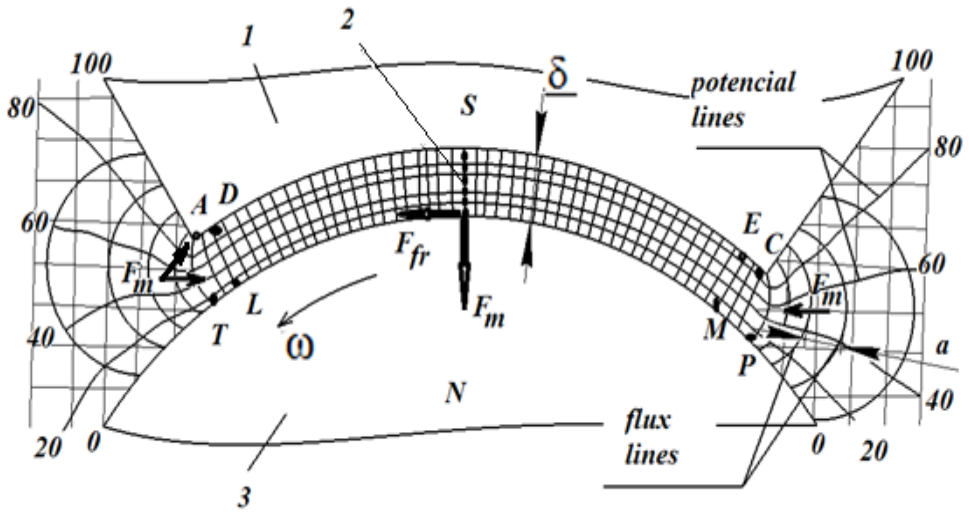


Рис. 3. Картина магнитного поля в рабочем зазоре, заполненном воздухом: 1 – полюсный наконечник магнитного индуктора; 2 – единичная цепочка зёрен порошка; 3 – ферромагнитная заготовка

зерно, направлена одинаково с градиентом магнитной индукции *gradB* в точке расположения зерна и при некоторых допущениях определяется формулой:

$$\bar{F}_m = \frac{V}{\mu_0} B \cdot gradB$$

где V – объём ферромагнитной составляющей зерна.

На картине магнитного поля ширина ячеек сетки косвенно характеризует магнитную индукцию в соответствующей ячейке. По ширине соседних ячеек можно судить о направлении градиента gradB и, соответственно, о направлении вектора магнитной силы F_m, действующей на ферромагнитную частицу в конкретной точке пространства. На входе в рабочий зазор (зона ECPM) *gradB* направлен тангенциально, внутрь рабочего зазора. Помещённая в эту зону группа зёрен магнитной силой F_m втягивается в рабочий зазор и располагается цепочкой вдоль силовых линий магнитного поля. Внутри рабочего зазора (зона EMLD) силовые линии поля направлены радиально, сгущаясь по мере приближения к ферромагнитной заготовке. В этой зоне *gradB* и магнитные силы F_m направлены к заготовке. Граничащее с заготовкой зерно прижато к ней суммарной магнитной силой ΣF_m со стороны зёрен, расположенных в цепочке выше. При вращении заготовки на граничащее с заготовкой зерно действует сила трения F_{fr} заставляя всю цепочку двигаться вместе с обрабатываемой поверхностью. Это движение прекращается в зоне DLTA, где тангенциальные составляющие градиента *gradB* направлены навстречу движению ω, внутрь рабочего зазора на всей высоте δ. Радиальные составляющие градиента *gradB* направлены к кромке A полюса (для верхних зёрен в цепочке), либо к заготовке (для нижних зёрен). Суммарная магнитная сила ΣF_m уменьшается. Соответственно уменьшается сила трения F_{fr}, стремящаяся выбросить цепочку зёрен из рабочего зазора. Сила трения F_{fr} имеет здесь, по-видимому, переменные значения, что является причиной колебаний цепочки зёрен в зоне DLTA и периодических отрывов нижнего зерна с его уходом вместе с обрабатываемой поверхностью в противоположный рабочий зазор (см. рис. 2, *г*).

Анализ сил, действующих на единичную цепочку зёрен, показал отсутствие единичной

цепочки показала отсутствие условий для колебаний цепочки на большей части дуги рабочего зазора и несостоятельность гипотезы об удалении части припуска оплавлением индуцированными токами в реальном процессе. К такому же выводу привели дополнительные исследования обработанной поверхности и её поверхностного слоя.

Исследования обработанных поверхностей

На закалённых стальных заготовках в поверхностном слое после магнитно-абразивного полирования не наблюдаются отпущенные структуры, а у незакалённых деталей – не происходит увеличение размеров зёрен, что свидетельствует об отсутствии высоких температур в контакте порошка с обрабатываемой поверхностью во время МАО.

В поверхностном слое зафиксированы высокие остаточные напряжения сжатия, в то время, как при действии высоких температур в случае удаления припуска плавлением индукционными токами должны были образовываться остаточные напряжения растяжения.

При исследовании обработанной поверхности на электронном микроскопе с увеличениями ×500…×5000 не обнаружены эрозионные лунки, как следствие микрооплавлений поверхности, регистрируются лишь царапины и пластически выглаженные участки.

Измерения электрического сопротивления электропроводящих порошков на основе чугунов и железа, и расчёты индуцируемых в них токов показали, что энергия токов составляет лишь $4{,}2\cdot10^{-14}$…$8\cdot10^{16}$ Дж, тогда как для оплавления объёма стали 1·мкм^3 требуется энергия $1{,}6\cdot10^{-13}$ Дж. Тем более, индуктированные токи с такой энергией не могут появиться в порошках с меньшей, чем у железа проводимостью.

Всё сказанное тоже свидетельствует о несостоятельности гипотезы об удалении припуска оплавлением токами в пользу гипотезы об абразивной природе удаления припуска в процессах МАО.

Роль индукционных токов в процессе МАО

И тем не менее, электрические токи, индуцируемые в теле металлической заготовки при её движении относительно полюсов магнитного индуктора (или наоборот), - играют важную роль в процессе МАО. Индукционные токи имеют наибольшие значения в поверхностном слое обрабатываемой поверхности. Между любыми двумя точками обрабатываемой поверхности образуется разность электрических потенциалов, и обрабатываемая поверхность приобретает электрическую заряженность, способствующую химическим реакциям на поверхности (если среда в рабочем зазоре химически активна к материалу заготовки) и адсорбции молекул поверхностно-активных веществ (если среда содержит такие вещества).

Для подтверждения этого предположения выполнен эксперимент, в котором во время обработки в рабочей зоне находились охлаждающие среды, разные по своим химическим и адсорбционным свойствам: воздух, водопроводная вода (слабая химически-активная жидкость), растворы NaCl в воде (химически активная жидкость), растворы эмульсии Э2 в воде (химически- и поверхностно-активная жидкость), растворы эмульсии Э2 с добавками олеиновой кислоты $C_{17}H_{35}COOH$ (то же с усилением по-

верхностно-активных свойств). В качестве порошков использованы: диэлектрический композит ЭБМ40+80%Fe электропроводящий серый чугун СЧ18. Длительность обработки заготовки в каждом эксперименте равнялась 1 минуте. Остальные условия экспериментов приведены выше.

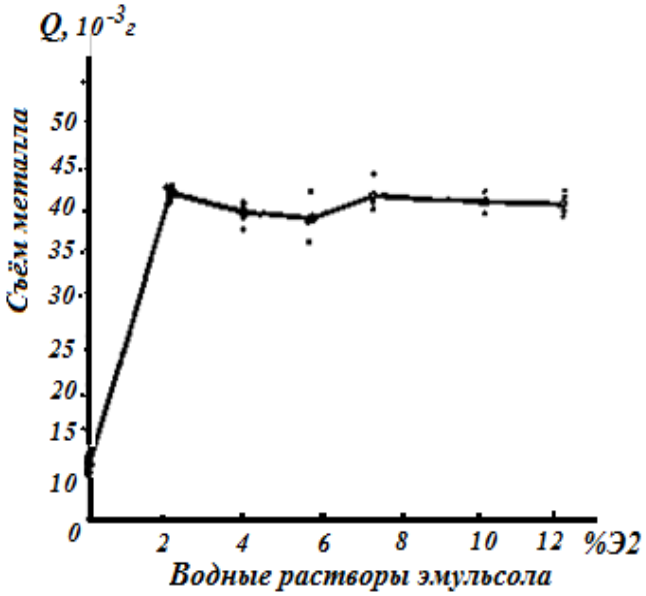


Рис.4. Влияние концентрации эмульсола Э2 в водных растворах на производительность процесса

На рис. 4 показан график зависимости съёма припуска от концентрации эмульсола Э2 в водном растворе, подводимым в рабочую зону. Раствор с концентрацией 2% увеличивает съём припуска в 3,5 раза. Показанное увеличение производительности при охлаждении раствором 2 % Э2 объясняется присутствием органических мыл и кислот, адсорбирующихся на металлических поверхностях и способствующих пластической деформации и диспергированию последних.

Усиление поверхностно-активных качеств 10%-ого раствора эмульсола добавлением 1% олеиновой кислоты несколько увеличивает интенсивность съёма металла (см. рис. 5). Однако дальнейшее увеличение содержания олеиновой кислоты приводит к снижению производительности из-за повышения вязкости порошковой среды в рабочем зазоре и из-за соответствующего исключения явления самозатачивания порции порошка.

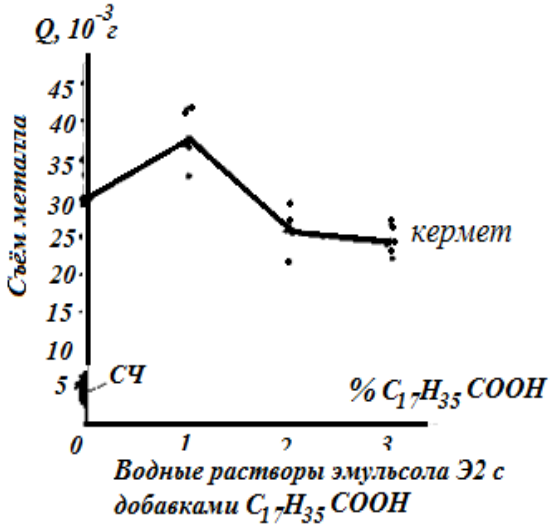


Рис. 5. Съём металла при охлаждении раствором эмульсола с добавками олеиновой кислоты

На рис. 6 представлены результаты магнитно-абразивной обработки на воздухе и с охлаждением водными растворами *NaCl*. Охлаждение рабочей зоны водопроводной водой (0 % *NaCl*) почти не изменяет производительности процесса по сравнению с обработкой без охлаждения (среда – воздух). Воздушная среда и водопровод-

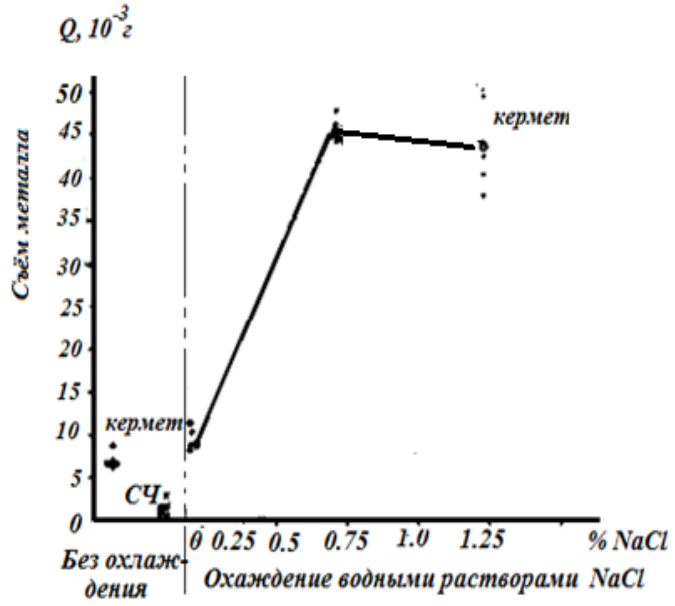


Рис. 6. Съём припуска при обработке без охлаждающей жидкости и с охлаждением водными растворами NaCl

ная вода резко отличаются теплоёмкостью и теплопроводностью. Тот факт, что интенсификация теплоотвода от рабочей зоны не сказалась на результатах обработки, позволяет утверждать, что, нагрев обрабатываемой поверхности отсутствует, и охлаждающие жидкости в этом процессе выполняют не охлаждающие функции.

На рис. 5 и 6 показаны для сравнения результаты обработки порошками композита и серого чугуна. Диэлектрический порошок композита обладает высокими абразивными свойствами и обеспечивает более высокую производительность удаления припуска по сравнению с порошком серого чугуна, имеющего хорошую электропроводность, но низкие абразивные свойства. Приведенное сравнение подтверждает абразивную природу удаления припуска.

Присутствие в рабочей зоне химически- и поверхностно-активных жидкостей повышает производительность удаления припуска в несколько раз, чего нет ни в одном другом абразивном процессе обработки. Это позволяет предположить, что причиной увеличенной интенсивности удаления припуска является электрическая заряженность обрабатываемой поверхности в процессе МАО.

Выводы

Выполненный комплекс исследований позволил установить, что процесс МАО имеет абразивную природу удаления припуска. Индукционные токи, возникающие в теле заготовки, делают обрабатываемую поверхность электрически заряженной при движениях относительно полюсов магнитного индуктора. Электрическая заряженность обрабатываемой поверхности активизирует образование на ней химических и адсорбционных плёнок, легко удаляемых магнитно-абразивным порошком, и таким образом – активизируют абразивное удаление припуска.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

[1] Коновалов Е.Г., Шулёв Г.С. Чистовая обработка деталей в магнитном поле ферромагнитными порошками. – Мн.: Наука и техника, 1967. –126 с.

[2] Акулович, Л.М. Основы магнитно-абразивной обработки металлических поверхностей / Л.М. Акулович, Л.Е Сергеев, В.Я. Лебедев. – Минск: БГАТУ, 2012. – 316 с.

[3] Sahu Anshuman, Shanti Sharan. Mathematical modeling of forces during the Magnetic Abrasive Finishing of ferromagnetic and non-ferromagnetic stainless steel workpiece. 2005.

[4] Saito T., Koike K., Yamato H., Kuwana A., Suzuki A., Yamaguchi H. and Shinmura T. Development of Gas- Atomized Magnetic Tools. \\ Proc. "Advances in Abrasive Technology YIII". - Key Engineering Materials. – Switzerland: TTP, 2005. Vols. 291-292–pp. 287-290

[5] Jain, V.K., Jayswal S.C., Dixit P.M. Modeling and simulation of surface roughness in magnetic abrasive finishing using non-uniform surface profiles // Mater. Manuf. Process., 22: 256-270, 2007.

[6] Суслов, А.Г. Технологическое обеспечение и повышение эксплуатационных свойств деталей и их соединений / В.П. Федоров, О.А. Горленко и др. / Под общей ред. А.Г. Суслова. – М.: Машиностроение, 2006. – 448 с.

[7] Хомич, Н.С. Магнитно-абразивная обработка изделий. – Минск: БНТУ, 2006. – 200 с.

[8] Ko1 S.L., Baron Y.M. and Park J.I. Development of Face Inductor with Permanent Magnets for Deburring Using MAF Process Materials // "Advances in Abrasive Technology IX". - J. Key Engineering Materials (ISSN1013-9826), Vols. 329, Trans Tech Publications, Switzerland, pp 237-242, 2007 (Eng)

[9] Бабич В.Е. Технология финишной магнитно-абразивной обработки сборного породоразрушающего инструмента: дис.... канд. техн. наук: 05.03.01 – ГНУ «Физико-технический институт» НАН Беларуси. – Минск, 2009. – 158 с.

[10] Y.H. Zou1, and T. Shinmura. A New Internal Magnetic Field Assisted Maching Process Using a Magnetic Machining Jig - Machining Characteristics of Inside Finishing of a SUS304 Stainless Steel Tube, J, Advanced Materials Research, TTP, (2009), 69-70, 143-147

Y.M. Baron[1], M.M. Radkevich[2], V.N. Kudrjavcev[3]

INDUCED CURRENTS IN THE PROCESS OF MAGNETO-ABRASIVE PROCESSING

Peter the Great St.Petersburg Polytechnic University, Russia.

Abstract

There is hypothesis in early publications, according to which the induction currents are crucial for a significant share of an allowance removal in process MAF. The high-speed filming of a cinematics of separate chains framed from grains of magnet

abrasive powder inside working backlashes has not confirmed fluctuations of chains being ostensibly the reason of occurrence of induction currents and fusing by them of a work surface. The data, given in this article, confirm an abrasive nature of the MAF process. Basing on correct representations about process MAF, the effective technologies of application of this method at polishing, edges rounding off and burrs removal заусенцев

Keywords: magnetic abrasive finishing (MAF), induced currents, powder, grain, chains, picture of magnetic field, kinematics, catting liquid, abrasive cutting.

REFERENCES

[1] E.G. Konovalov, G.S. Shulev. Finishing of Components in Magnetic Field by Ferromagnetic Powders., Science & Engineering, Minsk, (1967). (Rus)

[2] Akulovich, L.M. Basis of the Magnet Abrasive Finishing of Metal Surfaces / L.M. Akulovich, L.E. Sergeev, V.Y. Lebedev. – Minsk: BGATU, 2012. – 316 p.

[3] Sachin Dhull, RS Walia. Effect of aspect ratio on the performance and stability of Hydrodynamic. - International J. of Advance Research and Innovation, Volume 4, Issue 1 (2016) 106-113

[4] Harinder Singh Grewal, Avtar Singh, Jaiinder Preet Singh ing of Inner Surfaces of Brass Tubes Using Magnetic Abrasive by RSM, ISBN: 978-81-930411-4-7

[5] Krishna Khattri, Gulshan Choudhary, B.K. Bhuyan, Ashish Selokar A Review on Parametric Analysis of Magnetic Abrasive Machining Process - ICRAMMCE 2017, IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering 330(2018) 012105, IOP Publishing, doi:10.1088/1757-899X/330/1/012105

[6] Vishwanath Patil, Prof. Jaydeep Ashtekar Magnetic Abrasive Finishing - Novateur Publication's, International Journal of Innovation in Engineering, Research and Technology [IJIERT], ICITDCEME'15 Conference Proceedings, ISSN No - 2394-3696

[7] A-Cheng Wang, Lung Tsai, Yan-Cherng Lin, Kun-Ling Wu Evaluation of Rheological Properties of Gel Abrasive in Magnetic Abrasive Finishing - Hindawi Publishing Corporation, Advances in Mechanical Engineering, Volume 2013, Article ID 493780,7pages,

[8] Y. Wang, D.J. Hu Mechanical Cutting Model of Magnetic Abrasive Particles and Analysis of Experimental Results - Key Engineering Materials, doi:10.4028/www.scientific.net/KEM.274-276.451, 2004 Trans Tech Publications, Switzerland, ISSN: 1662-9795, Vols. 274-276, pp 451-456

[9] Lung Tsai1, A-Cheng Wang, Shih-Hsien Chou, Cheng-Jun Zhong Investigating of Flexible Self-Sharpening and Optimal Parameters in Magnetic Finishing with Gel Abrasive DOI: 10.1007/s12541-012-0085-4 International J. of Precision Engineering and Manufacturing Vol. 13, No. 5, pp. 655-661

[10] Y.H. Zou1, and T. Shinmura. A New Internal Magnetic Field Assisted Maching Process Using a Magnetic Machining Jig - Machining Characteristics of Inside Finishing of a SUS304 Stainless Steel Tube, J, Advanced Materials Research, TTP, (2009), 69-70, 143-147

ISSN 2223-0807
Современное машиностроение: Наука и образование :
материалы 8-й Международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н.Евграфова и А.А. Поповича.- СПб.: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2019.

DOI 10.1872/MMF-2019-53
УДК 531.8; 621.73.046

И.В. Добров

К ВОПРОСУ СТРУКТУРНОГО АНАЛИЗА МАШИН ОБРАБОТКИ МАТЕРИАЛОВ ДАВЛЕНИЕМ

Добров Игорь Вячеславович
Национальная металлургическая академия Украины
Украина, Днепр
Тел.: (050)452-74-11, E-mail: igordobrov@yahoo.com

Аннотация

В работе рассмотрены вопросы структурного анализа кривошипно-ползунного механизм в составе машин для работы с твердым телом и машины обработки материалов давлением при осадке симметричной заготовки плоским пуансоном. Результаты показали, что класс и порядок машины для работы с твердым телом соответствует классу и порядку механизма, входящего в состав этой машины. Для машин ОМД класс машины соответствует классу механизма, а порядок машины отличается от порядка механизма в составе машины и определятся количеством поводков ассуровой группы, моделирующей деформацию заготовки в процессе работы машины ОМД.

Ключевые слова: механизм, машина, кинематическая схема, структурная схема, ассурова группа, класс и порядок механизма, класс и порядок машины.

• **Введение**: Совершенствование методов структурного анализа механизмов и машин неразрывно связано с установлением взаимосвязи структурного анализа машин с классификацией машин по функциональному признаку. В частности для стационарных машин, предназначенных для перемещения[1] твердых тел[2] и машин для обработки

[1] Под термином перемещения тела, независимо от агрегатного состояния этого тела (твердого или пластически деформируемого), будем понимать изменение положения в пространстве центра массы этого тела.

материалов давлением (ОМД) исходя из нижеследующего определения [1-10].

1. Механизм – искусственно созданный объект, характеризуемый предсказуемый движением составляющих его звеньев, предназначенный для передачи силы или движения со стороны ведущего звена ведомому звену.

2. Машина – искусственно созданный объект, который содержит звенья с предсказуемыми движениями (механизм), и предназначен для выполнения определенной полезной работы при использовании регулируемого источника энергии неживого происхождения.

С учетом приведенных выше определений механизма и машины следует, что для корректного исследования структуры машины по сравнению со структурным исследованием механизма, необходимо учитывать взаимодействие предмета работы машины с ведомым(и) звеном (звеньями) механизма, входящего в состав машины.

Целью работы является разработка общих методов структурного анализа плоских схем стационарных машин для перемещения твердых тел и машин для обработки материалов давлением периодического действия при осадке симметричной заготовки плоским пуансоном.

Метод решения. Рассмотрим (рис. 1) в системах координат XO_1Y принципиальные схемы: кривошипно-ползунного механизма (рис. 1 *а*), содержащего неподвижную стойку C, вращающийся с угловой скоростью ω_1 кривошип 1 (O_1A), перемещающийся плоскопараллельно шатун 2 (AB) и совершающий возвратно-поступательно движение со скоростью $|v_3|$ ползун 3; машины (рис. 1, *б*) для подъема груза 4, в виде твердого тела, расположенного неподвижно на ползуне 3 и перемещающегося со скоростью ползуна $v_4 = v_3$ за счет работы двигателя D_n привода машины, выходной вал 1_n, которого соединен неподвижно с кривошипом 1 и обеспечивает вращение кривошипа 1 с заданной угловой скоростью ω_1; кривошипного пресса (рис. 1 *в*), представляющего машину ОМД и содержащую элементы машины (см. рис. 1, *б*), отличающаяся тем, что работа двигателя D_n затрачивается на пластическую деформацию тела 4 (осадку симметричной заготовки 4) ползуном 3 (пуансоном с плоской контактной поверхностью).

[2] Твердое тело – тело, изменением формой и размерами которого под действием внешних сил, можно пренебречь. При этом работа внешних сил связана только с перемещением тела. Пластически деформируемое тело под действием внешних сил изменяет свою форму и размеры за счет работы сил, которая, в общем случае, затрачивается на перемещение тела и изменение положения элементов тела относительно его центра массы.

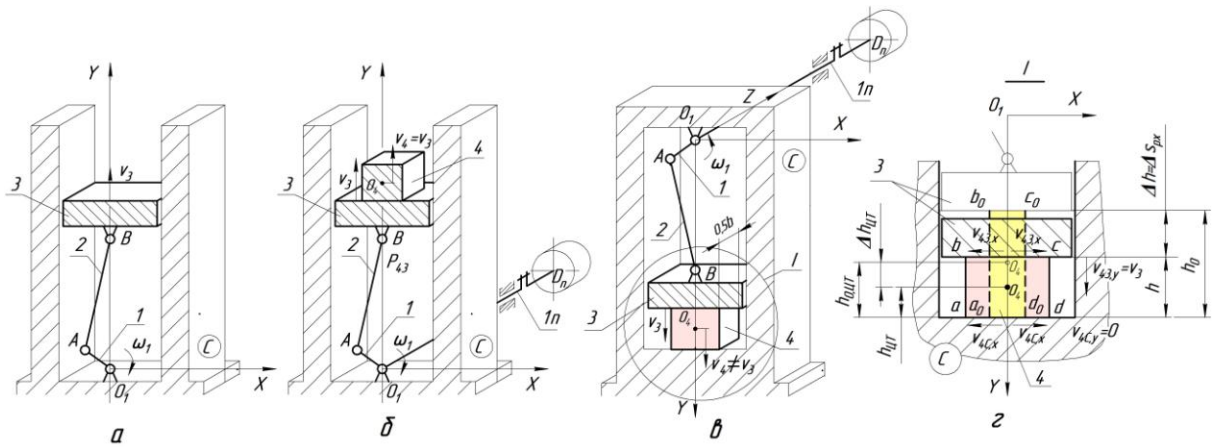


Рис. 1. Принципиальные схемы: *а* – кривошипно-ползунного механизма; *б* – машины для подъема груза; *в* – кривошипного пресса; *г* – деформации заготовки

В текущий момент времени работы машины ОМД исходная заготовка $a_0b_0c_0d_0$ (рис. 1, *г*) высотой $h_0 = a_0b_0$, длиной $l_0 = a_0d_0$ единичной ширины $b_0 = 1$ (на рис. 1, *в*, и *г* условно не показана) деформируется до размеров заготовки $abcd$ высотой $h = ab$, длиной $l = ad$ и шириной $b \approx b_0$ (см. рис. 1, *в*). При этом, заготовка 4 расположена между подвижным звеном 3 и неподвижной стойкой C (рис. 1 *в*) и скорость перемещения заготовки (ее центра массы, точка 0_4) $v_4 \neq v_3$. При отсутствии трения между контактными поверхностями заготовки ad и bc (рис. 1 *г*) и поверхностями стойки 4 и ползуна 3, изменение положения центра массы заготовки $\Delta h_{цТ}$, исходя из условия постоянства объема деформируемой заготовки ($V = h_0 \cdot l_0 \cdot b_0 \approx h \cdot l \cdot b$) [11,12] при перемещении ползуна 3 на расстояние $\Delta s_{px} = \Delta h = h_0 - h$, составит

$$\Delta h_{цТ} = h_{0,цТ} - h_{цТ} \approx 0{,}5\Delta s,$$

где $h_{0,цТ} = 0{,}5 \cdot h_0$ и $h_{цТ} \approx 0{,}5 \cdot h$ - соответственно расстояния от основания заготовки до центра массы заготовки (точки 0_4) до начала деформации заготовки и в текущий момент времени деформации заготовки; Δs_{px} - часть рабочего хода ползуна при деформации заготовки на величину $h < h_1$ - конечной высоты деформации заготовки.

Соответственно скорость перемещения заготовки (центра массы - точки 0_4) в процессе деформации представляет скорость перемещения точки 0_4 вдоль оси O_1Y относительно неподвижной стойки C. При свободной осадке симметричной заготовки плоским пуансоном (ползуном 3) в условиях плосконапряженного состояния деформируемой заготовки ($b \approx b_0$) [11,13,14] составит

$$v_4 = v_{4,y} \approx 0{,}5 \cdot (v_{43,y} - v_{4C,y}) \approx 0{,}5 \cdot v_3,$$

где $v_{43,y} = v_3$ - скорость контактной поверхности заготовки bc и подвижного ползуна (v_3) в направлении оси 0_1Y; $v_{4C,y} = 0$ - скорость контактной поверхности заготовки ad и поверхности неподвижной стойки ($v_C = 0$).

На рис. 2 приведены кинематические схемы, структурные схемы и результаты структурного анализа кривошипно-ползунного механизма (рис. 2, *а*, *г*, *ж*), машины для подъема груза (рис. 2, *б*, *д*, з) и кривошипного пресса (рис. 2, *в*, *е*, *и*), составленные с учетом их принципиальных схем, представленных на рис. 1, *а*, *б, в*.

На рис. 2 обозначены p_1 и p_1', представляющие кинематические пары первого рода, обеспечивающие одну степень свободы двух звеньев,

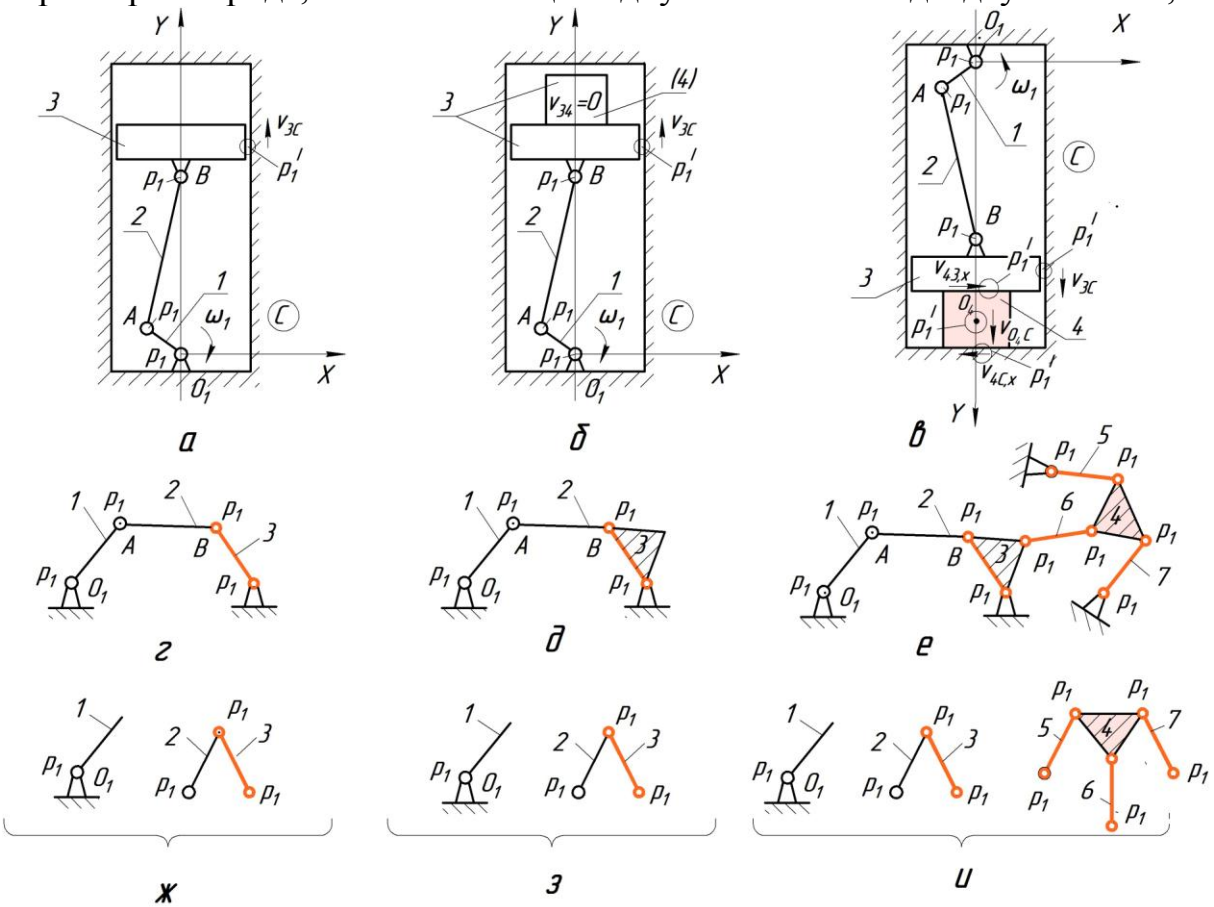


Рис. 2. Структурный анализ: кривошипно-ползунного механизма (*а*, *г*, *ж*); машины для подъема груза (*б*, *д*, *з*); кривошипного пресса (*в*, *е*, *и*)

образующих эти пары, где p_1 - плоские шарниры для звеньев *1* и *2*; p_1' - поступательные кинематические пары, обусловленные: движением ползуна *3* относительно стойки *C* (v_{3C}); движением контактной поверхности заготовки *ad* (рис. 2, *в*) относительно стойки *C* ($v_{4C,x}$);

движение центра массы заготовки 0_4 относительно стойки C (v_{C0_4}); движение контактной поверхности заготовки bc относительно ползуна 3 ($v_{43,x}$).

При составлении структурных схем (рис. 2, *г*, *д*, *е*) плоских кинематических схем (рис. 2, *а*, *б*, *в*) поступательные кинематические пары $p_1^{/}$ замещены двумя плоскими шарнирам p_1 и одним звеном [1,2,4,8], которые обозначены на структурных схемах красным цветом.

Степень подвижности w структурных схем (рис. 2, *г*, *д*, *е*) по формуле Чебышева [1,2,4,8] составят:

• для кривошипно-ползунного механизма и машины для подъема груза

$$w_{мех} = w_{маш} = 3 \cdot n - 2 \cdot p_1 - p_2 = 3 \cdot 3 - 4 \cdot 2 = 1,$$

где $n = 7$ - число подвижных звеньев, как структурной схеме, так и в кинематической схеме; $p_2 = 0$ - число пар второго рода, которые обеспечивают две степени свободы звеньев, образующих эти пары;

• для машины ОМД

$$w_{OM} = 3 \cdot n_1 - 2 \cdot p_1 - p_2 = 3 \cdot 7 - 10 \cdot 2 = 1,$$

где $n_1 = 7$, $p_1 = 10$ и $p_2 = 0$ - соответственно число подвижных звеньев, число пар первого рода и число пар второго рода в структурной схеме машины ОМД.

На основании последовательного выделения из структурной схемы, начиная с ведомого звена ассуровых групп, степень подвижности которых равна нулю ($w = 0$) в конечном счете, получаем ведущее звено 1, шарнирно закрепленное на неподвижной стойке [1,2,4,8].

Обсуждение результатов. Представленные структурные схемы (рис. 2, *г*, *д*) определяют кривошипно-ползунный механизм и стационарную машину для перемещения твердого тела, как изделие первого класса второго порядка, т.к. порядок группы (рис. 2, *ж*, *з*) определяет максимальное количество поводков ($n = 2$) в выделенных ассуровых группах нулевой подвижности ($w = 0$).

В свою очередь, структурная схемы (рис. 2, *е*) определяет машину ОМД, в виде кривошипного пресса для осадки симметричной заготовки плоским пуансоном, как изделие первого класса третьего порядка, т.к. порядок этой группы (рис. 2, *и*) определяет три поводка в одной из двух выделенных ассуровых групп нулевой степени подвижности.

Заключение.

1. Разработан метод структурного анализа стационарной машины ОМД периодического действия с плоской контактной поверхностью

инструмента и заготовки, который учитывает при структурном анализе машины ОМД взаимодействие инструмента (ведомого звена механизма в составе машины) и пластически деформируемой заготовки.

2. Класс и порядок машины ОМД определяют: класс механизма, входящего в состав машины ОМД, а порядок – количество поводков ассуровой группы с нулевой подвижностью, которая моделирует кинематику пластически деформируемой заготовки в машине ОМД.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

[1] Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин / И.И. Артоболевский – М.: Главиздат, 1953. – 712 с.

[2] Кожевников С.Н. Теория механизмов и машин. 2-е изд., перераб. и доп. / С.Н. Кожевников – Киев: Машгиз, 1973. – 592 с.

[3] Теория механизмов и машин. Терминология. Буквенные обозначения величин: сборник рекомендованных терминов. – М.: Наука, 1984. – Вып. 99. – 40 с.

[4] 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.

[5] Lurie A.I. Analytical Mechanics. Translated from Russian into English by A.Belyaev. Springer - Verlag. Berlin-Heidelberg. 2002. – 846 p.

[6] 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.

[7] 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.

[8] Добров И.В. К вопросу классификации машин обработки материалов давлением / И.В. Добров // Технологические системы – 2010. № 4. – С. 28–39.

[9] Крюков В.А. Некоторые типовые ошибки при использовании терминов теории механизмов и машин / В.А. Крюков // Современное машиностроение. Наука и образование. Санкт-Петербург: Изд-во Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого, 2017. – С. 119-130.

[10] Новый подход к определениям некоторых фундаментальных терминов теории механизмов и машин / В.Д. Плахтин [и др.] // Справочник. Инженерный журнал. – 2002. – № 1 (58). – С. 58-60.
[11] Воронцов А.Л. Теория бочкообразования заготовки при осадке / А.Л. Воронцов // Производство проката. – 2007. – № 5. – С. 2–11.
[12] Добров И.В. Анализ процессов трения твердых и пластически деформируемых тел в механике машин на примере осадки симметричной заготовки плоскими бойками (Сообщение 1) / И.В. Добров // Кузнечно-штамповочное производство. Обработка материалов давлением. – 2009. – № 2 – С. 3–8.
[13] Добров И.В. Анализ процессов трения твердых и пластически деформируемых тел в механике машин на примере осадки симметричной заготовки плоскими бойками (Сообщение 2) / И.В. Добров // Кузнечно-штамповочное производство. Обработка материалов давлением. – 2009. – № 3 – С. 3–10.
[14] Добров И.В. Разработка механических моделей деформации симметричной заготовки при осадке плоскими бойками (Сообщение 1) / И.В. Добров // Кузнечно-штамповочное производство. – 2010. – № 2 – С. 34–42.

I.V.Dobrov

TO THE QUESTION OF STRUCTURAL ANALYSIS OF MACHINES OF WORKING OF MATERIALS BY PRESSURE

National Metallurgical Academy of Ukraine, Ukraine

Abstract

It is considered the structural analysis of a crank-slider mechanism as a part of machine for working with a solid body and a machine for processing materials by pressure during the forging of an axisymmetric stock by a flat tool. The results showed that the class and order of the machine for working with solid body corresponds to the class and order of the mechanism that is part of this machine. For working of metals by pressure machines, the class of the machine corresponds to the class of the mechanism, and the order of the machine differs from the order of the mechanism as part of the machine. It is determined by the number of drivers of the Assure group, which simulates the deformation of the stock during the operation of the working of metals machine.

Key words: mechanism, machine, kinematic diagram, block diagram, Assur group, class and order of mechanism, class and order of machine

REFERENCES

[1] Artobolevsky I.I. Theory of Mechanisms and Machines. M.: Glavizdat, 1953. 712 p.

[2] Kozhevnikov S.N. Theory of Mechanisms and Machines. 2nd ed. Kiev: Mashgiz, 1973. 592 p.

[3] Theory of Mechanisms and Machines. Terminology. Letter designations of quantities: a collection of recommended terms. M.: Science, 1984. Vol. 99. 40 p.

[4] 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.

[5] Lurie A.I. Analytical Mechanics. Translated from Russian into English by A.Belyaev. Springer. Verlag. Berlin-Heidelberg, 2002. 846 p.

[6] Aksenov L., Kunkin S. Rotary forging with mechanical components. 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.

[7] 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.

[8] Dobrov I.V. To the question of classification of machines for processing of materials by pressure // Technological Systems. 2010. No. 4, pp. 28–39.

[9] Kryukov V.A. Some typical errors when using the terms of the theory of mechanisms and machines // Modern engineering. Science and education. St. Petersburg: Publishing House of Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, 2017. - pp. 119-130.

[10] A new approach to the definitions of some fundamental terms of the theory of mechanisms and machines / V.D. Plakhtin [et al.] // Reference book. Engineering magazine, 2002. № 1 (58). pp. 58-60.

[11] Vorontsov A.L. Theory of barrel formation of the workpiece during the forging // Production of rolled products, 2007. № 5. pp. 2–11.

[12] Dobrov I.V. Analysis of the processes of friction of solid and plastically deformable bodies in the mechanics of machines using deformation of a symmetric stock by flat tool as an example (Report 1) // Forging and stamping production. Processing of materials by pressure, 2009. № 2 - pp. 3–8.

[13] Dobrov I.V. Analysis of the processes of friction of solid and plastically deformable bodies in the mechanics of machines using deformation of a symmetric stock by flat tool as an example (Report 2) // Forging and

stamping production. Processing of materials by pressure, 2009. № 3. pp. 3–10.
[14] Dobrov I.V. Development of mechanical models of deformation of a symmetric stock when forging by the flat tool (Report 1) // Forging and stamping production, 2010. № 2. pp. 34–42.

ISSN 2223-0807
Современное машиностроение: Наука и образование :
материалы 8-й Международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н.Евграфова и А.А. Поповича.- СПб.: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2019.

DOI 10.1872/MMF-2019-54
УДК 378.1: 621.01

В. С. Кобчиков[1], М. Т. Коротких[2], В. И. Никифоров[3]

УПОРЯДОЧЕНИЕ ТЕРМИНОЛОГИИ СТАНДАРТОВ И УЧЕБНОЙ ЛИТЕРАТУРЫ КАК ОСНОВА ПОВЫШЕНИЯ УРОВНЯ УСВОЕНИЯ СТУДЕНТАМИ ТЕХНИЧЕСКОГО МАТЕРИАЛА

[1]Валентин Семенович Кобчиков,
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: +7 (931) 261-01-90, E-mail: trade.un@spbstu.ru.

[2]Михаил Тимофеевич Коротких,
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: +7 (951) 653-28-71, E-mail: kmt46@mail.ru.

[3]Валерий Иванович Никифоров,
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: +7 (921) 787-60-96, E-mail: valerii.nikiforov@gmail.com

Аннотация

Приведены примеры терминологического анализа терминов «обработка», «формообразование», «ось», «база» и их дефиниций, а также применения этих терминов в учебной литературе. Показано, что определения терминов и их трактовка в учебной литературе характеризуются наличием ряда терминологических ошибок, что затрудняет изучение студентами учебного материала. Сделан вывод о необходимости полного терминологического анализа стандартов ЕСКД и ЕСТД и упорядочения терминологии в области техники и технологии. Приведен ряд мероприятий в этом направлении, в том числе разработка единой классификационной схемы технических и технологических терминов.

Ключевые слова: термин, определение, терминологический стандарт, терминологический анализ, технология машиностроения, обработка, формообразование, ось, база, учебный процесс

Введение: В последние годы в методической литературе высшей школы часто указывают на трудности освоения студентами технического и технологического материала. Это, в частности, связывают с исключением из учебных планов подготовки бакалавров учебных мастерских и снижением трудоемкости изучения важнейшей для становления первоначальных знаний студентов в области производственных технологий учебной дисциплины «Технология конструкционных материалов» (ТКМ). В связи с этим уровни пространственного и технического мышления, достигаемые студентами на первых курсах, перестали обеспечивать требования к их развитию, необходимому при изучении специальных дисциплин.

Эти проблемы, а также переход на компьютерные технологии обучения определили необходимость поиска новых подходов к методике преподавания технических дисциплин. Один из таких подходов видят в упорядочении терминологии технических наук и приведением терминов и их определений в соответствие с основными требованиями, предъявляемыми к ним в специальной лексике. К таким требованиям относят [1; 2]:

— соответствие нормам русского языка;

— непротиворечивость семантики термина, т. е. отсутствие противоречия между лексическим значением термина как слова и значением, получаемым им в данной терминологии;

— однозначность термина, в соответствии с чем термин должен выражать одно понятие, а одно понятие характеризоваться одним термином;

— систематичность термина, требующая возможности отражения в определении термина отношения называемого понятия со связанными с ним в понятийной системе другими понятиями;

— способность термина создавать производные от него термины;

— соразмерность термина и его определения, в соответствии с которой признаки, вводимые в определение, должны быть присущи всем объектам, составляющим объем понятия.

В 70-80-х годах прошедшего столетия проведена огромная работа по систематизации терминов в области техники и технологий и разработке терминологических стандартов, реализованная в стандартах Единой системы конструкторской документации (ЕСКД) и Единой системы технологической документации (ЕСТД). Эта работа продолжается и в настоящее время. Однако изучение этих систем стандартов показывает, что во многих случаях их терминология не соответствует ранее указанным требованиям [2-4]. Это приводит к сложностям в усвоении студентами технического материала.

Ошибки в названиях ряда терминов и их определениях указывают на необходимость проведения анализа существующей терминологии и ее применения в учебной литературе. Основой такого анализа должны стать положения науки «Терминоведение», представляющие систему мероприятий по созданию и упорядочению терминологической лексики и терминологии специальных областей знаний [1; 5].

Остановимся далее на нескольких примерах, подтверждающих вывод о необходимости проведения терминологического анализа и упорядочения терминологии стандартов ЕСКД и ЕСТД.

О терминологических ошибках определения и использования термина «формообразование». Термин «формообразование» представляет собой словосочетание, составленное из двух слов: «образование» и «форма». Если под «формой» понимать внешний вид или взаимное расположение границ (контуров) предмета, лексическим содержанием термина «*формообразование*» будет являться *придание предмету труда* (заготовке, детали, сборочной единице) *или его поверхности определенной формы.*

Однако по ГОСТ 3.1109-82 *формообразование* — изготовление заготовки или изделия из жидких, порошковых или волокновых материалов. Такое несоответствие определения термина по ГОСТу и его смыслового значения указывает на необходимость терминологического анализа определяемого им понятия.

Родовым для термина «формообразование» в ГОСТ 3.1109-82 принят термин «изготовление». Однако «изготовление» предполагает не только получение изделия, соответствующего заданной чертежом формы, но и имеющего размеры, выполняемые с определенной точностью, а также поверхностей с заданными параметрами шероховатости и качества. В связи с этим термин «формообразование» и его определение по ГОСТ 3.1109-82 нужно считать несоразмерными.

Представленные далее выдержки из учебника ТКМ подтверждают этот вывод, поскольку его авторы используют термин «формообразование» строго в соответствии с лексическим значением этого слова [7]:

— «Механическая обработка заготовок деталей реализует четыре метода *формообразования* поверхностей: копирования, следов, касания и обкатки» [7, с. 297];

— «Технологический метод *формообразования* поверхностей заготовок точением характеризуется …» [7, с. 345].

Таким образом, содержание приведенного в ГОСТ 3.1109-82 определения термина «формообразование» не соответствует в целом лексическому его значению. Представляется, что верным его определением может быть следующее: «*Формообразование — создание формы поверхности (поверхностей) предмета труда при изготовлении заготовки или обработке материала, заготовки и сборочной единицы*».

О применении термина «обработка» в научной и учебной литературе. В соответствии с ГОСТ 3.1109-82 ЕСТД. «Термины и определения основных понятий» *обработка — действие, направленное на изменение свойств предмета труда при выполнении технологического процесса*. В учебных дисциплинах студентов технических направлений подготовки и специальностей этот термин впервые применяется в дисциплине ТКМ. При этом цель изучения этой дисциплины в традиционном ее содержании состоит по формированию компетентности выпускника в области технологических методов получения и *обработки заготовок*.

В группу технологических методов обработки в соответствии с типовой учебной программой дисциплины ТКМ включены методы получения заготовок литьем, сваркой, обработкой давлением, порошковой металлургией и методы обработки заготовок резанием и электрофизическими и электрохимическими методами. Обращает внимание тот факт, что в приведенном перечне отсутствуют методы нанесения покрытий, хотя *нанесение покрытий* в соответствии с ГОСТ 3.1109-82 также является обработкой заготовок. Отсутствие определения термина «обработка» в дисциплине ТКМ и неполный охват в содержании этой дисциплины объектов, определяющих его объем по ГОСТ 3.1109-82, привело к тому, что методы нанесения покрытий вообще не изучаются студентами технологических направлений подготовки.

С термином «обработка» связан и еще один аспект нарушения требования по применению терминов. При рассмотрении технологических процессов изготовления деталей в науке и учебной дисциплине «Технология машиностроения» термин «обработка» зачастую используют в значении «изготовление», что нарушает точность его употребления. Так, в учебном пособии «Основы технологии машиностроения» широко распространены такие названия разделов текста, таблиц, рисунков, как «Маршрут обработки шлицевого вала (рычага, корпуса, фланца и т. д.) [6].

Если следовать определению термина «обработка» по ГОСТ 3.1109-82, то в технологическом маршруте при перечне технологических операций, которым подвергается исходная заготовка, следует использовать термин «изготовление», например, «Технологический маршрут изготовления рычага». В том же случае, когда технологический маршрут начинается с операции обработки заготовки, следует говорить не об изготовлении, например, «рычага», которого еще нет, а об обработке «заготовки рычага». Название раздела нужно записывать при этом следующим образом: «Технологический маршрут обработки заготовки рычага».

Категориальная многозначность терминов как причина непонимания студентами учебных текстов. Видам многозначности терминов и вызываемыми в связи с этим трудностями понимания студентами технических текстов посвящена работа К. К. Гомоюнова [2]. В этой работе автор

особо остановился на *категориальной многозначности*. Суть *категориальной многозначности* проистекает из того, что термины служат для обозначения предметов из мира *вещей*, мира *идей* и мира *знаков.* Если одним термином обозначают предметы мысли, относящиеся к нескольким категориям, то термин считают категориально многозначным [2].

В области технической терминологии проблема наличия категориальной многозначности достаточно явно проявляется при использовании, например, общеизвестного термина «ось». В словаре С. И. Ожегова термин «ось» раскрывается двумя определениями. Первое определение относит понятие «ось» к миру *вещей*, а второе — к миру *идей* [8, с. 410]:

1) «*Ось* — стержень, на котором держатся колеса, вращающиеся части машин, механизмов»;

2) «*Ось* — проходящая через геометрическую фигуру или тело воображаемая неподвижная прямая линия, обладающая только ей присущими свойствами».

Рассмотрим далее, в качестве каких значений этот термин применяют в технической литературе. Для этого обратимся к приведенному ниже ряду предложений с термином «ось», взятых из различных источников:

1) «*Оси* обеспечивают вращательное движение звеньев механизмов ...» [9, с. 370];

2) «Конструкторская размерная цепь определяет расстояния между отдельными поверхностями или *осями* поверхностей и изделий или их поворот» [10, с. 82];

3) «Движение подачи резца осуществляется вдоль *оси вращения* заготовки …» [10, с. 345];

4) «*Ось вращения* — прямая линия, вокруг которой производится вращение геометрической фигуры» [11, с. 391];

5) «*Осевая линия* — тонкая штрихпунктирная линия, служащая для обозначения на чертеже *осей* поверхностей и тел вращения, *осей симметрии* тел и их изображений» [11, с. 403].

Анализ приведенных выдержек из текстов позволяет говорить о том, что в первом предложении термин «ось», обозначает предмет, относящийся к миру *вещей*. В выражениях 2 и 3 этот термин использован для обозначения предметов из мира *идей*, т. е. выделенные курсивом «оси» в этих предложениях — воображаемые. Что касается примеров 4 и 5, то здесь термин «ось» приравнивается к прямой линии на чертеже, т. е. является *знаком.* Следовательно, можно говорить о наличии категориальной многозначности в использовании термина «ось» в технических дисциплинах.

В порядке примера, указывающего на недопустимость наличия в текстах категориальной многозначности терминов, рассмотрим правильность применения термина «ось» в определения термина технологическая «база»: «*База — поверхность или выполняющее ту же функцию сочетание*

поверхностей, ось, точка, принадлежащая заготовке или изделию и используемая при базировании» (ГОСТ 21495-76). В данном случае, с точки зрения логики, мы имеем дело с определением, в котором раскрывается содержание понятия «база» с помощью логической операции *исключенное ИЛИ* и указанием на видовое отличие нового понятия от определяющих его родовых понятий [12]. Последними являются понятия «ось», «точка» и «поверхность».

Однако известно, что логические операции можно совершать только со сравнимыми понятиями, т. е. с такими понятиями, в содержании которых имеются общие признаки. Понятия «ось», «точка» и «поверхность» общих признаков не имеют, так как «ось» и «точка» относятся к категории понятий из мира *идей*, а понятие «поверхность» принадлежит миру *вещей*. Следовательно, понятие «поверхность», с одной стороны, и понятия «ось» и «точка», с другой стороны, — несравнимые понятия, логические операции с которыми не могут производиться. Таким образом, приведенное определение понятия «база» следует признать логически неверным.

Правильным определением понятия «база» может быть только следующее: *база — поверхность, принадлежащая заготовке или изделию и используемая при базировании*. Кроме того, следует обратить внимание на то, что термины «база» и «комплект баз» введены в два пересекающихся по областям использования стандарта: ГОСТ 21495-76 «Базирование и базы в машиностроении. Термины и определения» и ГОСТ 24642-81 «Основные нормы взаимозаменяемости. Допуски формы и расположения поверхностей», имея при этом разные дефиниции.

В ряде ГОСТов и учебников термин «ось» дается в сочетании с другими терминами, например, «реальная ось», образуя при этом новые сложные производные термины. Однако сформированный таким образом термин «реальная ось» в своем лексическом содержании противоречив, а потому не имеет права на существование.

Еще один пример. Термины «ось вращения» и «ось симметрии» обозначают имена *знаков*. Это следует из того, что они определяются через термин «прямая линия». Но «прямая линия» (не воображаемая, а *реальная линия* на чертеже) может быть только *знаком*. Таким знаком терминов «ось вращения» и «ось симметрии» на чертеже является штрихпунктирная линия, имеющая свой термин — «осевая линия».

Упорядочение терминологии как основа корректировки действующих и создания нового поколения терминологических словарей и баз данных. Разработанные государственные стандарты являются основным источником при подготовке терминологических словарей (печатных и электронных), отраслевых энциклопедий и учебной литературы. В связи с этим все неточности и ошибки терминологии стандартов ЕСКД и ЕСТД воспроизводятся в этих популярных жанрах литературы.

Например, в «Толковом словаре по машиностроению» приводятся следующие определения термина «деталь» и производных от него терминов «обрабатываемая деталь», «обработанная деталь»: *деталь* — часть изделия, изготовленная без применения сборочных операций; *обрабатываемая деталь* — деталь, находящаяся в стадии механической обработки резанием; *обработанная деталь* — деталь, подвергнутая обработке резанием [13]. Отметим, что ни одно из этих определений не соответствует принятой терминологии ЕСТД. Кроме того, деталь, как готовое изделие, обработке не подвергается. Следовательно, терминов «обрабатываемая деталь» и «обработанная деталь» быть не может. Эта ошибка прослеживается часто и в научной литературе [14].

Особое значение терминологическая точность определений терминов приобретает в условиях компьютеризации исследований, производства и обучения. Важнейшая роль в этом придается созданию электронных терминологических баз данных, к которым можно отнести и указанный выше толковый словарь [13]. В области технологии машиностроения такие базы данных созданы в рамках информационных систем CAD — CAE — CAM — PLM. Проблема использования этих систем в отечественной документации осложняется тем, что большая часть их программного обеспечения является зарубежным продуктом, а потому использует иностранную терминологию, в которой зачастую названия и содержание технических терминов не совпадают с терминами стандартов ЕСКД и ЕСТД. Очевидно, что все неточности, присущие системе терминов этих стандартов, могут быть неправильно применены компьютерными интеллектуальными системами в решении конкретных технических и технологических задач.

Терминологический анализ ЕСКД и ЕСТД и основы его проведения. Представленный анализ ряда терминов стандартов ЕСКД и ЕСТД, который можно расширить, например, данными о многозначности важнейшего термина «материал», указывает на необходимость проведения коррекции этих систем стандартов, а вслед за этим и основанной на них учебной литературы. Эта работа представляет сложную процедуру, сущность и содержание которой детально раскрыты в работе [1].

Терминологическое упорядочение системы терминов ЕСКД и ЕСТП является весьма трудоемкой работой. Во многом это связано с тем, что в научной литературе *отсутствует единая классификационная терминологическая схема понятий в области техники и технологий***.** Представляемые в научных и учебных дисциплинах перечни терминов не отвечают требованиям к понятию «система», в них слабо реализованы взаимосвязи терминологии наук, а во многих случаях отсутствуют общепризнанные в техническом сообществе классификации в конкретных науках.

Такая ситуация сложилась, например, при классификации *технологических методов обработки*. Анализ этих классификаций, выполненный в

работе [15], позволил сделать ряд выводов, в том числе следующие: научная классификация технологических методов обработки отсутствует, а перечни технологических методов конкретных классификаций не охватывают все многообразие современных видов обработки заготовок, а ограничиваются предметной направленностью науки или учебной дисциплины.

В этой же работе на базе проведенного анализа, основу которого составили системный подход, положения логики, профессиональной психологии и терминоведения предложена инновационная естественнонаучная классификация технологических методов обработки. Основными классификационными признаками ее приняты физико-химические процессы, идущие в технологической системе при обработке и приводящие к изменению свойств, формы, размеров и качества поверхностного слоя заготовки.

Заключение. Очевидно, что выполнить работу по упорядочению терминологии в области техники и технологий силами только отдельных преподавателей вузов в силу сложности и объемности требуемых работ невозможно. Необходима организация плановой и согласованной терминологической работы Отдела стандартизации конструкторской и технологической документации ВНИИНМАШ и Координационного совета УМО высшего образования.

Второй важной задачей в упорядочении терминологии специальных областей знаний является организация терминологического контроля выпускаемой в образовательных учреждениях учебной литературы.

И, безусловно, без формирования терминологической грамотности непосредственно преподавателей вузов вряд ли стоит рассчитывать на достижение поставленных целей упорядочения технической и технологической терминологии.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

[1] Гринев-Гриневич С.В. Терминоведение. — М.: Академия, 2008. — 304 с.

[2] Гомоюнов К.К. Совершенствование преподавания общенаучных и технических дисциплин. — СПб.: Изд-во СПбГУ, 1993. — 252 с.

[3] Моргунов Ю.А., Саушкин Б.П., Шандров Б.В. Развитие понятийного аппарата технологии машиностроения // Справочник. Инженерный журнал с приложением. — М.: Издательский дом «Спектр», № 4 (229). 2016. С. 3-7.

[4] Никифоров В.И., Речинский А.В. Категориальная многозначность как причина непонимания студентами учебного материала. Вестник высшей школы. Alma Mater. № 7, 2011. С. 41–45.

[5] Голованова Е.И. Введение в когнитивное терминоведение. — М.: Изд-во «Флинта», 2012. — 434 с.

[6] Технология машиностроения: В 2 кн. Кн. 2. Производство деталей машин / Э.Л. Жуков, И.И. Козарь, С.Л. Мурашкин и др.; Под ред. С.Л. Мурашкина. — М.: Высш. шк., 2003. — 295 с.
[7] Технология конструкционных материалов / А.М. Дальский, Т.М. Барсукова, Л.Н. Бухаркин и др.; Под ред. А.М. Дальского. — М.: Машиностроение, 2004. — 512 с.
[8] Ожегов С.И. Словарь русского языка / Под ред. Н.Ю. Шведовой. — М.: Рус. язык, 1987. — 797 с.
[9] Кудрявцев В.Н. Детали машин. — Л.: Машиностроение, 1980. — 464 с.
[10] Технология машиностроения. Т. 1. Основы технологии машиностроения / В.М. Бурцев, А.С. Васильев, А.М. Дальский и др.; Под ред. А.М. Дальского. — М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1998. — 564 с.
[11] Иллюстрированный толковый словарь русской научной и технической лексики / Под ред. В.И. Максимова. — М.: Рус. яз., 1994. — 800 с.
[12] Логика / Под ред. Г.А. Левина. — Мн.: Изд. БГУ, 1974. — 326 с.
[13] Казанцев А.Г., Косицын Ю.Н. Машиностроение. Толковый словарь терминов. Справочное электронное издание. Бийск, 2008. [Электронный ресурс]. Режим доступа: http://www.sl3d.ru.
[14] Дударев А.С., Карманов В.В., Свирщев В.И., Катаева С.П. Моделирование формы единичного алмазного зерна // Материалы 7-й Международной научно-практической конференции. «Современное машиностроение: Наука и образование». Под ред. А.Н. Евграфова, А.А. Поповича. — СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2018. С. 546.
[15] Никифоров В.И. Естественнонаучная и учебная классификации технологических методов обработки заготовок в машиностроении. — СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2014. — 51 с.

V.S. Kobchikov, M.T. Korotkich, V.I. Nikiforov

STREAMLINING TERMINOLOGY STANDARDS AND EDUCATIONAL LITERATURE AS A BASIS FOR RAISING THE LEVEL OF MASTERING THE TECHNICAL MATERIAL

Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, Russia

Abstract

Examples of terminological analysis definitions "processing", "forming", "axis", "base", as well as the use of these terms in the academic literature. It is shown, that the definitions and their interpretation in the educational literature are characterized by a number of terminological errors, making it difficult to study students, learning material. Felt necessary to undertake a full analysis of terminological standards ESKD and

ESTD and streamlining terminology in the field of engineering and technology. You want to carry out a number of activities in this direction, including the development of single classification scheme of technical and technological terms.

Key words: term definition, terminology, terminology standard analysis, mechanical engineering, machining, forming, axle base, the educational process.

REFERENCES

[1] Grinev-Grinevich S.V. Terminology issues. - M.: Academy, 2008. - 304 p.
[2] Gomojunov K.K. To the improvement of the teaching of general scientific and technical disciplines. — St. Petersburg.: Publishing House «St. Petersburg State University», 1993. — 252 p.
[3] Morgunov Yu.A., Saushkin B.P., Shandrov B.V. Development of conceptual engineering technology. // Reference. Engineering magazine with the application. — M.: Publishing House «Spectrum», № 4 (229), 2016, pp. 3-7.
[4] Nikiforov V.I., Rechinsky A.V. Categorical polysemy as the cause of the misunderstanding of student learning material. Bulletin of the graduate school. Alma Mater. No. 7, 2011, pp. 41-45.
[5] Golovanova E.I. Introduction to cognitive terminology issues: Stud. allowance. — M.: Publishing House «Flynt», 2012. — 434 p.
[6] Engineering technology: Kniga 2. Production of machine parts: Stud. Handbook for universities / S.L. Zhukov, I.I. Kozar, S.L. Murashkin, etc.; Ed. S.L. Murashkin. — M.: High school, 2003. — 295 p.
[7] Technology of structural materials /A.M. Dalsky, T.M. Barsukova, L.N. Buharkin, etc.; Ed. A.M. Dalsky. — M. Engineering, 2004. — 512 p.
[8] Ozhegov S.I. Dictionary of the Russian language. Ed. N.Yu. Shvedova. — M.: Eng. language, 1987. — 797 p.
[9] Kudryavtsev V.N. Machine parts. - L.: Mechanical engineering, 1980. — 464 p.
[10] Engineering technology: T. 1. Fundamentals of manufacturing engineering: Textbook for institutes / V.M. Burtsev, A.S. Vasiliev, A.M. Dalsky, etc.; Ed. A. M. Dalsky. — M.: Publishing House «Bauman Moscow State Technical University», 1998. — 564 p.
[11] Illustrated dictionary of Russian scientific and technical vocabulary. Maximov. — M.: Russian language, 1994. — 800 p.
[12] Logic / Ed. G.A. Levina. — Minsk: Publishing House Belarusian State University, 1974. — 326 p.
[13] Engineering. Glossary of terms. A.G. Kazantsev, Y.N. Kosicyn. Reference the electronic edition. Biysk, 2008. [Electronic resource]. Access mode: http://www.sl3d.ru/
[14] Dudarev A.S., Karmanov V.V., Svirshhjov V.I., Kataeva S.P. Modeling forms a single diamond grain // Materials of the 7-th international scientifically-practical conference. "Modern engineering: Science and education". Ed. A.N. Evgrafov, A.A. Popovich. — St. Petersburg: Publishing House «St. Petersburg State University», 2018, p. 546.

[15] Nikiforov V.I. Science and learning classification technology machining methods in engineering. — St. Petersburg: Publishing House «St. Petersburg State University», 2014. — 51 p.

ISSN 2223-0807
Современное машиностроение: Наука и образование :
материалы 8-й Международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н.Евграфова и А.А. Поповича.- СПб.: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2019.

DOI 10.1872/MMF-2019-55
УДК 621.74.043

П.А. Кузнецов[1], Р.В. Кузнецов[2], И.Д. Карачевцев[3]

ЭЛАСТОСТАТИЧЕСКОЕ ПРЕССОВАНИЕ СПЕЧЕННЫХ РАБОЧИХ ВКЛАДЫШЕЙ С ГРАДИЕНТНОЙ СТРУКТУРОЙ ДЛЯ БИМЕТАЛЛИЧЕСКИХ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ

[1]Кузнецов Павел Алексеевич,
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812)552-95-30, E-mail: pa-kuznetsov@yandex.ru

[2]Кузнецов Руслан Валерьевич
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812)552-95-30, E-mail: Spaun1605@rambler.ru

[3]Карачевцев Илья Дмитриевич
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812)552-95-30, E-mail: iliakarachevtsev@yandex.ru

Аннотация

В работе описана технология эластостатического прессования спеченных рабочих вкладышей с градиентной структурой для биметаллических подшипников скольжения, получаемых штамповкой жидкого алюминиевого сплава. Приведены исследования микроструктуры и механических свойств опытных образцов. Показано положительное влияние градиентной структуры на качество биметаллических соединений.

Ключевые слова: эластостатическое прессование, биметалл, подшипник скольжения, антифрикционный материал, алюминий,

порошковый спечённый материал, железографит, штамповка жидкого металла.

Введение. Изделия из слоистых материалов благодаря сочетанию в них уникальных свойств и повышенных физико-механических характеристик широко применяются в самых различных областях промышленности [1]. Биметаллические материалы, являющиеся одними из самых распространенных видов слоистых изделий, часто используются при изготовлении конструкционных деталей [2,3]. Типичными представителями этой группы изделий являются биметаллические подшипники. Технологические процессы, используемые для изготовления биметаллических изделий можно разделить на две группы. К первой группе относятся процессы изготовления биметаллических полуфабрикатов, например, биметаллических листов, лент, труб и т.д., которые являются заготовками для последующего изготовления из них непосредственно деталей, в том числе подшипников скольжения. Ко второй группе относятся технологические процессы, при которых совмещаются процессы получения биметаллического материала и самого изделия. Процессы второй группы обладают более широкими возможностями создания функциональных изделий с повышенными характеристиками. Особое место в этой группе занимают процессы прессования биметаллических подшипников скольжения из порошковых материалов [4].

На рис.1 показан эскиз биметаллического подшипника, состоящий из рабочего вкладыша из материала с высокими антифрикционными свойствами и матрицы, изготовленной из недорогого конструкционного материала. Внутренний слой рабочего вкладыша должен обладать высокими антифрикционными свойствами, поэтому должен изготавливаться из порошка, легированного элементами, обеспечивающими при эксплуатации минимальное трение. Таким материалом является, например, железографит. Однако, при соединении рабочего вкладыша с матрицей графит снижает сцепление с материалом матрицы и снижает адгезию между ними. Следовательно, возникает необходимость изготовления рабочего вкладыша с градиентной структурой, состоящей из порошковых композиций с различными свойствами. Для исследования был выбран вариант прессования биметаллического вкладыша, у которого внутренний слой прессовали из железографитового порошка (АНС100.29+ 3% С), а наружный слой из порошка чистого железа.

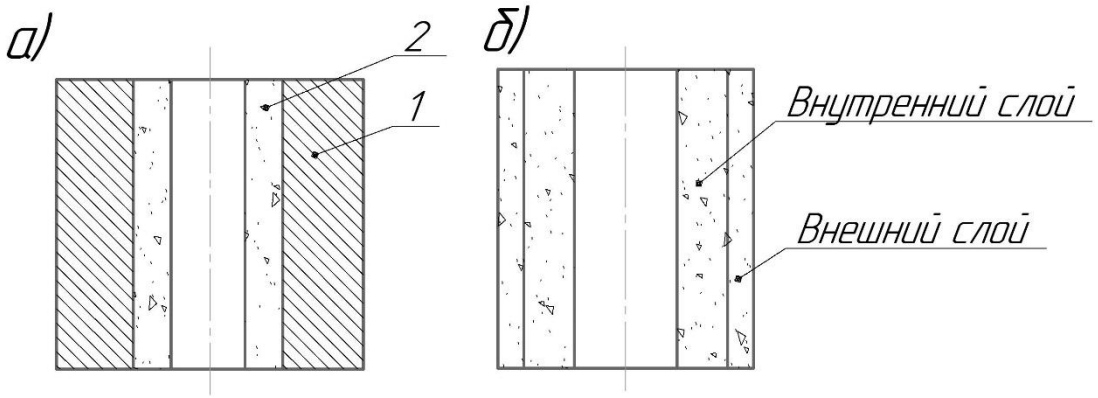


Рис.1 Эскизы: *а* – биметаллического подшипника скольжения, *б* – рабочего вкладыша с градиентной структурой. 1 – матрица, 2 – рабочий вкладыш.

При прессовании вкладышей в виде тонкостенных биметаллических втулок эффективно использовать изостатические методы прессования, в том числе эластостатическое прессование [5,6]. Эластостатическое прессование (ЭСП) является наиболее простым и технологичным из всех изостатических способов прессования. Сущностью процесса эластостатического прессования (ЭСП) является преобразование осевого усилия оборудования (гидропресса) подвижной эластичной средой во всестороннее давление. Эластичная среда позволяет создавать в прессуемом материале практически любые схемы наряжено-деформированного состояния. Так при ЭСП втулок можно создать чисто радиальное давление, что наиболее эффективно для прессования трубчатых изделий. Основными схемами ЭСП трубчатых изделий являются раздача и обжатие. Кроме того, пресс-формы для эластостатического прессования более просты и удобны в эксплуатации по сравнению с жесткими пресс-формами и установками для гидростатического прессования. Они не требуют точной пригонки элементов друг к другу, сложных уплотнительных устройств, поэтому проще и дешевле в изготовлении.

На рис.2 представлена принципиальная схема эластостатического прессования (ЭСП) биметаллических втулок-рабочих вкладышей для подшипников скольжения. Прессование биметаллического вкладыша с градиентной структурой осуществляли следующим образом. Радиальное уплотнение порошкового материала предварительно засыпанного внешнего слоя 7 осуществляется при осевом сжатии пуансоном 5 формующего эластичного элемента в виде втулки из полиуретана 6, установленного внутри матрицы 1. Вытеснению порошка в осевом направлении препятствуют верхняя 3 и нижняя 2 крышки. Оправка 6 обеспечивает центрирование эластичного формующего элемента 6 при его раздаче.

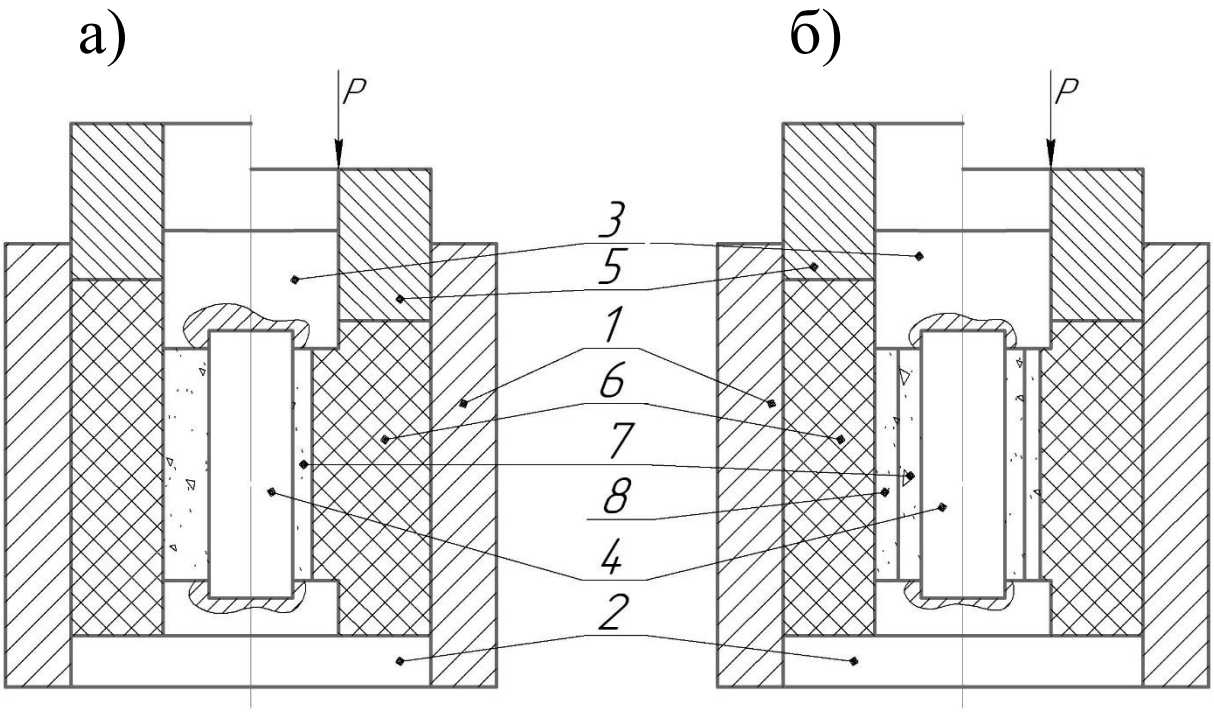


Рис.2. Принципиальная схема ЭСП биметаллического рабочего вкладыша: *а* – прессование внутреннего слоя; *б* – прессование наружного слоя. 1- матрица; 2- нижняя крышка; 3- верхняя крышка; 4- оправка; 5 – пуансон: 6- эластичный формующий элемент; 7- внутренний слой; 8-внешний слой.

Между спрессованным внутренним слоем 7 и эластичным формующим элементом 6 после снятия нагрузки образуется зазор, в который можно поместить материал внешнего слоя вкладыша из порошка, обеспечивающего хорошие адгезионные свойства. Прессование внешнего слоя осуществлялось аналогично внутреннему, и таким образом был получен рабочий вкладыш с градиентной структурой.

Современное проектирование технологического процесса обязательно включает в себя предварительное моделирование. Теория и моделирование процессов деформирования пористых материалов в настоящее время интенсивно изучается. Наиболее точные результаты расчетов получаются при применении в расчетах условия текучести Друкера-Прагера, позволяющего рассчитать напряженно-деформированное состояние при уплотнении и разгрузке прессовки. Среди существующих коммерческих программ, моделирование процесса уплотнения пористого материала в программе ABAQUS выгодно отличается в сравнении с решением аналогичной задачи в программах LS-Dyna и Deform 3D возможностью наиболее точного задания условия текучести Друкера-Прагера, с обновлением всех параметров встроенной модели drucker-prager cap plasticity на каждой итерации [7].

Геометрия заготовки была задана в двухмерном осесимметричном виде гексогональными элементами. Для порошкового материала была использована модель drucker-prager cap plasticity с применением подпрограммы VUSDFLD. Эластичный формующий элемент был задан граничными условиями параметром cavity. Расчет велся явным решателем вплоть до значения давления в 600 МПа. Моделирование показало, что получаемая в прессовке плотность имеет небольшую неравномерность (порядка 1-2%) распределения в радиальном направлении и зону недопрессовки, обусловленную трением в торцевой части. На рисунке 3 представлены результаты моделирования ЭСП внешнего порошкового слоя при напрессовке его на внутренний слой рабочего вкладыша.

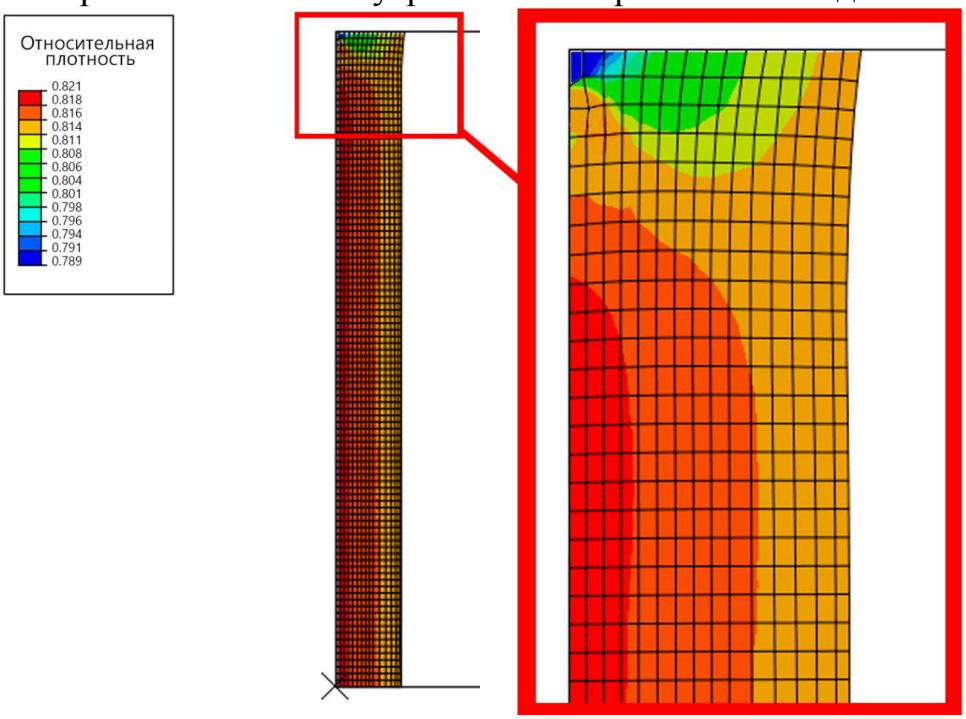


Рис.3. Результаты моделирования ЭСП внешнего порошкового слоя при напрессовке его на внутренний слой рабочего вкладыша.

Изготовление непосредственно биметаллического изделия, т.е. модели биметаллического подшипника, осуществлялось совместной штамповкой жидкого металла (ШЖМ), используемого для получения матрицы, и спрессованного рабочего вкладыша. Отличительной особенностью предлагаемой технологии является совмещение в одну операцию штамповки матрицы биметаллического изделия и соединение её с рабочим вкладышем. На рис. 4 представлена принципиальная схема процесса совместной штамповки жидкого металла и рабочего вкладыша из спеченного порошка.

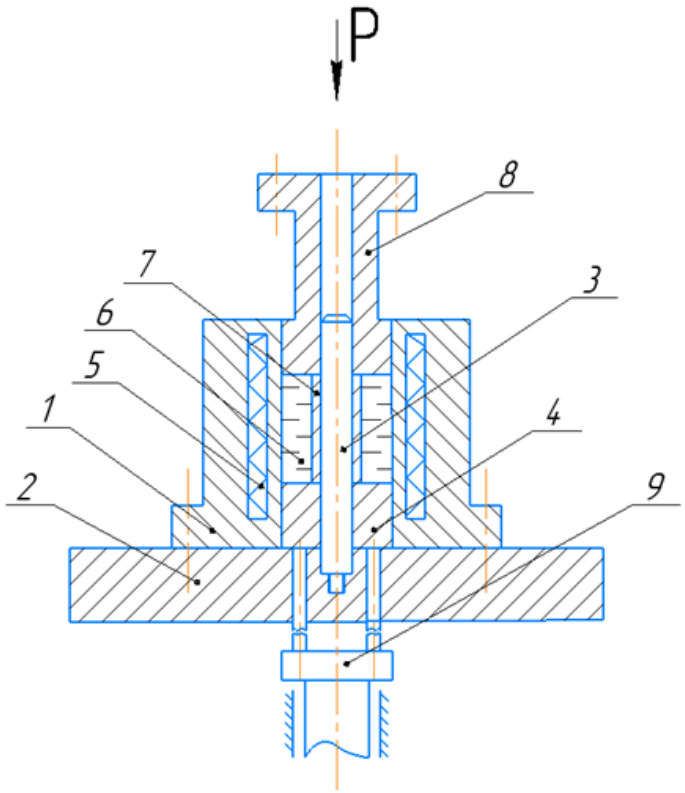


Рис. 4. Принципиальная схема совместной штамповки жидкого металла и спеченного рабочего вкладыша: 1 – матрица, 2 – плита, 3 – оправка, 4 – опора, 5 – нагревательный элемент, 6 – жидкий металл, 7 – рабочий вкладыш, 8 – пуансон, 9 – выталкиватель.

Штамповку биметаллических образцов осуществляли следующим образом. Матрицу 1 устанавливали и закрепляли на нижней плите 2, в полость матрицы 1 коаксиально устанавливали оправку 3 в опоре 4. На рабочие поверхности матрицы, оправки и опоры наносили защитное антипригарное покрытие. Собранную оснастку нагревали до рабочей температуры с помощью нагревательного элемента 5. В матрицу 1 заливали фиксированную дозу жидкого алюминия основы 6 в соответствии с объемом получаемой заготовки. Рабочий вкладыш 7 из спеченного порошкового материала, зафиксированный на оправке 3 с помощью пуансона 8, погружали в жидкий металл основы 6 и фиксировали в требуемом положении. При дальнейшем движении пуансона 8 осуществляли совместную штамповку жидкого металла 6 и вкладыша 7. При этом осуществляли выдержку под давлением до полной кристаллизации основы и проникновения жидкого металла в открытые поры порошкового материала вкладыша 7. Готовое биметаллическое изделие выталкивают из матрицы 1 выталкивателем 9.

Внедрение вкладыша из спеченного порошкового материала в жидкий металл обеспечивает разрушение окисной пленки алюминиевого сплава

образовавшейся при заливке металла, сводит к минимуму окисление поверхности контакта материала основы и вкладыша, а, следовательно, увеличивается адгезия и качество изделия в целом.

Исследования проводились на биметаллических втулках с размерами: наружный диаметр образца D=55мм; диаметр рабочего вкладыша D_1=33,1мм; внутренний диаметр образца d=12,9мм; высота образца h=14мм. Рабочий вкладыш в виде втулки с градиентной структурой был предварительно спрессован и спечен из порошка марки АНС100.29 с добавкой графита. Пористость порошковой заготовки – 15% была постоянной для всех образцов. В качестве материала основы был использован алюминий марки АК9ч (ГОСТ 1583-93). Химический состав сплава указан в таблице.

Таблица. Химический состав сплава АК9ч (ГОСТ1583-93)

Fe	Si	Mn	Ni	Al	Cu	Pb	Be	Mg	Zn	Sn	Примесей
до 1	8 - 10.5	0.2 - 0.5	до 0.1	86.94 - 91.63	до 0.3	до 0.05	до 0.1	0.17 - 0.3	до 0.3	до 0.01	всего 1.5

Указанная пара материалов биметаллического подшипника – алюминий в качестве основы подшипника (матрицы) и порошковый спеченный материал на основе железа в качестве вкладыша выбраны исходя из следующих условий:

- алюминий - сравнительно дешевый и распространенный материал, тем более при использовании «вторичного сырья»;
- штамповка жидкого металла улучшает его механические свойства и обеспечивает прочное соединение с материалом рабочего вкладыша;
- малая плотность и способность алюминия гасить вибрации являются несомненными преимуществами при определенных условиях эксплуатации подшипников;
- пористый спеченный материал на основе железного порошка является хорошо зарекомендовавшим себя антифрикционным материалом;
- адгезия (свариваемость) алюминия и железа более высокая, чем у других пар материалов, которые можно использовать для изготовления подшипников скольжения.

Основными технологическими параметрами процесса ШЖМ являются давление штамповки – $P_ш$, температура оснастки –$T_{осн.}$ и время кристаллизации под давлением – $t_{кр}$. [8÷10]. Исходя из этого, одной из основных задач работы являлся выбор оптимальных интервалов указанных

параметров применительно к исследуемой паре материалов. Эксперимент проводился при следующих технологических режимах: $P_{ш}$=10÷100МПа, $T_{осн.}$=450÷850°С, $t_{кр.}$=10÷30с. Исследование микро- и макроструктуры контактного слоя проводили на образцах, вырезанных из центральной части заготовки в продольном сечении. Разрезку осуществляли на низкоскоростном точном отрезном станке «ПОЛИЛАБ Р 30М». Изготовление микрошлифов осуществлялось с применением термопласт автомата «ПОЛИЛАБ С50» и шлифовально-полировального металлографического комплекса «ПОЛИЛАБ П12МА». Визуальную оценку контактного слоя проводили на металлографическом микроскопе МИМ-9 с использованием цифровой фотокамеры. На рисунке 5 показана микроструктура образца, полученного при следующих условиях: $P_{ш}$=100МПа, $T_{осн.}$=750°С, $t_{кр.}$=30с. Оптимальными технологическими параметрами процесса штамповки жидкого алюминия совместно с спеченным порошком железа следует считать давление штамповки 80÷100МПа, температуру матрицы 700÷800°С и время выдержки под давлением 15÷30 с.

Рис. 5. Микроструктура контактного слоя биметаллического образца «АК9ч+АНС100.29». Увеличение х500.

Испытания прочности соединения слоев на срез производились на кольцеобразных образцах размером Ø55х20мм, вырезанных из центральной части заготовки, на гидравлической испытательной установке Losen Hausen с номинальным усилием 16000 кг. Испытания полученных изделий показали, что с ростом температуры залитого металла основы и давления прессования прочность биметаллического соединения растет. Механические испытания прочности соединения слоёв, полученных биметаллических образцов на срез, показали прочность в интервале $\tau_{ср}$=38…42 МПа.

Заключение. Разработанная технология эластостатического прессования рабочих вкладышей из порошковых материалов на основе порошка железа с градиентной структурой и их последующей совместной штамповки с матрицей из жидкого алюминия позволит значительно расширить номенклатуру получаемых заготовок, повысить производительность процесса и прочность соединения слоёв биметаллического изделия. Использование плунжерного метода штамповки жидкого металла обеспечивает использование сравнительно недорогой простой в изготовлении оснастки и универсального прессового оборудования.

Технология может быть рекомендована для производства малогабаритных биметаллических подшипников, подпятников и других деталей антифрикционного назначения с гарантированным уровнем механических свойств.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ:

[1] А.В. Калмыков, Г.А. Косников, Э.Н. Беспалов и др., Композиты – алюминиевая матрица – тяжелые дисперсные частицы; Композиты и наноструктуры. 2017г. Т. 9. № 3-4 (35-36). С. 165-166.

[2] А.А. Ашейчик, Расчет и исследование подшипников скольжения, работающих при граничной смазке; учебное пособие; СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2018г. – 88 с.

[3] М.А. Скотникова, М.К. Полковникова, Применение диоксида циркония для повышения триботехнических свойств подшипников; трибология – машиностроению; труды XI Международной научно-технической конференции. Институт машиноведения им. А.А. Благонравова, 2016г. – с. 225-227.

[4] Порошковая металлургия. Материалы, технология, свойства, области применения: Справочник/ И.М. Федорченко, И.Н. Францевич, И.Д. Радомысельский и др.; Отв. Ред. И.М. Федорченко. – Киев: Наук. Думка, 1985. – 624с.

[5] П.А. Кузнецов, Т.Т. Нгуен, Ф.А. Демчук. Методика выбора рационального технологического варианта эластостатического прессования композиционных слоистых втулок из порошковых материалов// Металлообработка, 2009. - № 6(54). - С. 25 - 27.

[6] Кузнецов П.А., Гоциридзе А.В., Кузнецова М.А. Комбинированное прессование и локальная обработка давлением высокоплотных биметаллических изделий. Сборник статей Международной научно-практической конференции “Современное машиностроение. Наука и образование”, Санкт-Петербург, 19 – 20 июня 2014 г.

[7] Фук Д.В., Ганин С.В., Цеменко В.Н. Исследование процесса уплотнения порошковых материалов с использованием программного пакета ABAQUS. // Научно-технические ведомости СПбГПУ. - 2016. - №1. - с.100-110.
[8] Г.А. Косников, В.В. Чижиков, С.С. Колесов, Получение заготовок из сплавов в твердожидком состоянии. В сб.: Труды VI съезда литейщиков России. Екатеринбург: УГТУ-УПИ. – 2003г. – С. 111-120.
[9] А.И. Рудской, Я.И. Рудаев, Механика динамической сверхпластичности алюминиевых сплавов. – СПб.: Наука, 2009г. – 218 с.
[10] Кузнецов Р.В., Радкевич М.М. Технология получения антифрикционных биметаллических заготовок методом штамповки жидкого металла. Сборник статей Международной научно-практической конференции “Современное машиностроение. Наука и образование”, Санкт-Петербург, 19 – 20 июня 2016 г.

P.A.Kuznetsov, R.V.Kuznetsov, I.D.Karachevtsev

ELASTOSTATIC PRESSING OF SINTERED WORKING INSERTS WITH GRADIENT STRUCTURE FOR BIMETALLIC SLIDING BEARINGS

Peter the Great St.Petersburg Polytechnic University, Russia

Abstract

The article is devoted to the elastostatic pressing technology applied for the production of sintered working inserts with gradient structure for the bimetallic sliding bearings, produced by the forging of melted aluminium alloy. The microstructure and mechanical properties research of experimental samples is given. The positive effect of gradient structure on the quality of bimetallic joining is shown.

Key words: elastostatic pressing, bimetallic, sliding bearing, antifriction material, aluminium, powder sintered material, carbonferrum, melted metal forging.

REFERENCES

[1] A.V. Kalmykov, G.A. Kosnikov, E.N. Bespalov et al. Composites — aluminum matrix — heavy dispersed particles; Composites and nanostructures. 2017 V. 9. № 3-4 (35-36). pp. 165-166. (rus)

[2] A.A. Ashechyk, Calculation and study of bearings, working with boundary lubrication; tutorial; SPb .: Polytechnic University Publishing, 2018 - 88 p. (rus)
[3] M.A. Skotnikova, M.K. Polkovnikova, The use of zirconium dioxide to improve the tribological properties of bearings; tribology - engineering; proceedings of the XI International Scientific and Technical Conference. Institute of Engineering them. A.A. Blagonravova, 2016 - p.225-227. (rus)
[4] Fedorchenko I. M., Frantsevich I. N., Radomisletskiy I.D. Powder metallurgy. Materials, technology, properties, areas of applience: Handbook, Kiev, Naukova dumka, 1985 - 624p. (rus)
[5] Kuznetsov P.A., Nguen T.T., Demchuk F.A. Selection method of rational technological variant of kompozite layered sleeve elastostatic pressing. Metal treatment, 2009 - №6(54) 25-27p. (rus)
[6] Kuznetsov P.A., Gotsiridze A.V., Kuznetsova M.A. Combined pressing and local pressure treatment of high-density bimetallic products. Collection of articles of the International Scientific and Practical Conference “Modern Engineering. Science and Education ”, St. Petersburg, June 19. (rus)
[7] Fuk D.V., Ganin S.V., Zemenko V.N. Study of powder materials compaction with usage of program ABAQUS. Sientific-technical gazette. SPbPU, 2016, №1, 100-110p. (rus)
[8] G.A. Kosnikov, V.V. Chizhikov, S.S. Wheels, Getting blanks from alloys in a solid-liquid state. In Proc .: Proceedings of the VI Congress of the foundry workers of Russia. Ekaterinburg: USTU-UPI. - 2003 - p. 111-120. (rus)
[9] A.I. Rudskoy, Y.I. Rudaev, Mechanics of dynamic superplasticity of aluminum alloys. - SPb .: Science, 2009. – 218 p. (rus)
[10] Kuznetsov R.V., Radkevich M.M. Technology of antifrictional bimetallic ingots production with method of liquid metal forging. 7th International scientific conference. Modern Mechanical Engineering: Science and Education, Saint-Petersburg, 19-20 June 2016 (rus)

ISSN 2223-0807
Современное машиностроение: Наука и образование :
материалы 8-й Международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н.Евграфова и А.А. Поповича.- СПб.: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2019.

DOI 10.1872/MMF-2019-56
УДК 621.77.04

С.Н.Кункин[1], Л.Б.Аксенов[2], Н.М. Потапов[3]

ТОРЦЕВАЯ РАСКАТКА ВНУТРЕННИХ ФЛАНЦЕВ НА ТОНКОСТЕННЫХ ТРУБНЫХ ЗАГОТОВКАХ

[1]Сергей Николаевич Кункин,
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812) 552-9530, E-mail:kunkin@spbstu.ru.

[2]Леонид Борисович Аксенов,
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812) 552-9530, E-mail:l_axenov@mail.spbstu.ru.

[3]Никита Михайлович Потапов
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812) 552-9530, E-mail: nicitanic@yandex.ru

Аннотация

В работе представлены результаты исследования процесса торцевой раскатки коническим валком, совершающим сложное движение. Помимо обычного вращательного движения раскатной валок двигается поступательно в начальный момент раскатки и изменяет угол наклона относительно заготовки на завершающе стадии процесса. Технология предназначена для изготовления осесимметричных деталей с развитыми внутренними фланцами, когда обычный процесс раскатки ограничен

потерей устойчивости заготовки. Предложенная технология обеспечивает устойчивость заготовок в процессе обработки, и позволяет получить широкие внутренние фланцы. Компьютерное моделирование технологии в комплексе Deform 3D дало возможность определить рациональные значения параметров движения инструмента.

Ключевые слова: торцевая раскатка, устойчивость заготовки, полые фланцы, конический валок, компьютерное моделирование.

Введение

Технология торцевой раскатки предназначена для изготовления осесимметричных деталей из прутковых или трубных заготовок. Эта технология является представителем процессов с локальной деформацией обрабатываемого металла. При этом в контакте с деформирующим инструментом находится только часть заготовки, что снижает площадь контакта и величину контактных напряжений, и, соответственно, необходимое усилие деформирования, что обеспечивает эффективность технологии, особенно, в мелкосерийном производстве [1-3].

Большими преимуществами обладает холодная торцевая раскатка, не требующая нагрева и характеризуемая высокой точностью и хорошим качеством обрабатываемых поверхностей. Естественно, что при холодной раскатке технологическое усилие будет выше, чем при горячей раскатке, а пластичность деформируемого металла ниже, что предъявляет более высокие требования к их анализу [4,5].

Значительный объем осесимметричных деталей составляют внутренние фланцы, а также детали типа «стакан с дном» (Рис. 1). Неширокие фланцы с толщиной фланцевой части около толщины исходной заготовки могут быть успешно получены с применением технологии раскатки с отбортовкой [6]. Для утолщенных фланцев с незначительной шириной фланца (менее двух толщин стенки исходной заготовки) эффективна технология раскатки с осадкой выставленной части заготовки [7].

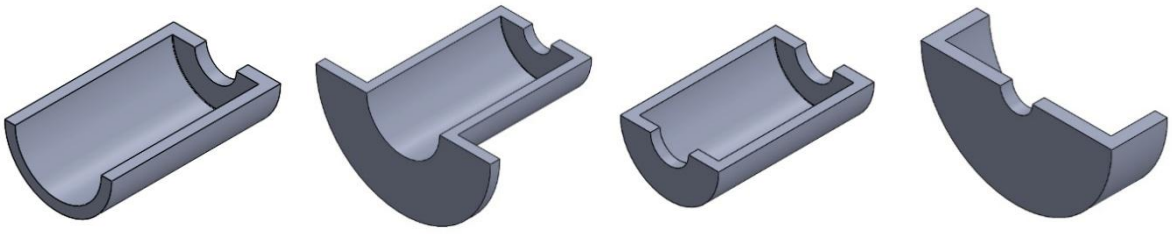


Рис. 1. Типовые детали с внутренним фланцем

Проблему представляет получение фланцев с развитой шириной фланца. Величина выставляемой (деформируемой) части определяется

устойчивостью заготовки и обычно не должна превышать двух толщин стенки заготовки. При такой величине выставленной части ее объема может не хватить для формирования требуемой геометрии фланца. При этом высота выставленной части заготовки не может быть увеличена из-за потери устойчивости заготовки, которая приводит к образованию складок и закатке трещин на внутренней части фланца.

Возможности управления течением металла в процессах раскатки очень ограничены. Различными видами применяемого инструмента (поперечный валок, раскатные валки с ребордой, оправки) удается ограничивать течение металла в определенных направлениях и после формообразования некоторой части фланца перенаправить металл в направлении, где формирование детали еще не завершилось [8]. Такие технологии требуют значительных усилий, так как большая часть металла, в конечной стадии формирования детали, представляет собой жесткую зону с напряженным состоянием близким к всестороннему сжатию. Эффективнее влиять на направление движения металла, используя изменение направления сил трения, действующих на поверхности контакта раскатываемой заготовки с деформирующим валком [9].

Когда оборудование для раскатки не обеспечивает возможность изменения угла наклона конического валка в процессе раскатки, используют схемы со смещением конического валка относительно оси вращения заготовки. Добиться изменения направления сил трения можно смещая валки относительно традиционного их расположения. Так для операции получения внутренних фланцев отбортовкой требуется течение металла внутрь заготовки. Для направления сил трения в требуемую сторону раскатной валок следует располагать с некоторым смещением оси валка относительно продольной оси заготовки [10]. Смещение вершины конического валка существенно изменяет направление сил трения на контактной поверхности и облегчает течение металла в радиальном направлении. Рекомендуемые значения смещения раскатного конического валка для реализации стабильной отбортовки зависят от соотношения толщины и диаметра трубной заготовки, а также от материала заготовки. Однако указанные технологии не обладают достаточной стабильностью и требуют строгого соблюдения значений технологических параметров, что затрудняет их использование в промышленности.

Цель работы определить возможности и параметры изготовления внутренних широких фланцев при применении процесса торцевой раскатки коническим валком, совершающим сложное движение: вращательное относительно собственной оси, поступательное в направлении оси заготовки, и изменение угла наклона.

Методика исследования

Схема исследуемого процесса раскатки представлена на рис. 2. Процесс состоит из двух этапов. На первом этапе процесса вращающийся раскатной валок совершает поступательное движение в направлении оси заготовки. При этом валок отгибает выставленную часть заготовки до момента прилегания ее к скругленной кромке матрицы. После этого вертикальное перемещение валка прекращается. На втором этапе раскатки осью вращения инструмента с угловой скоростью ω3 является центр дуги внешней скругленной кромки заготовки. Выбор этой оси обеспечивает равномерную толщину детали по всей поверхности фланца. Поворот валка осуществляется до полного прижима заготовки к внутренней оправке.

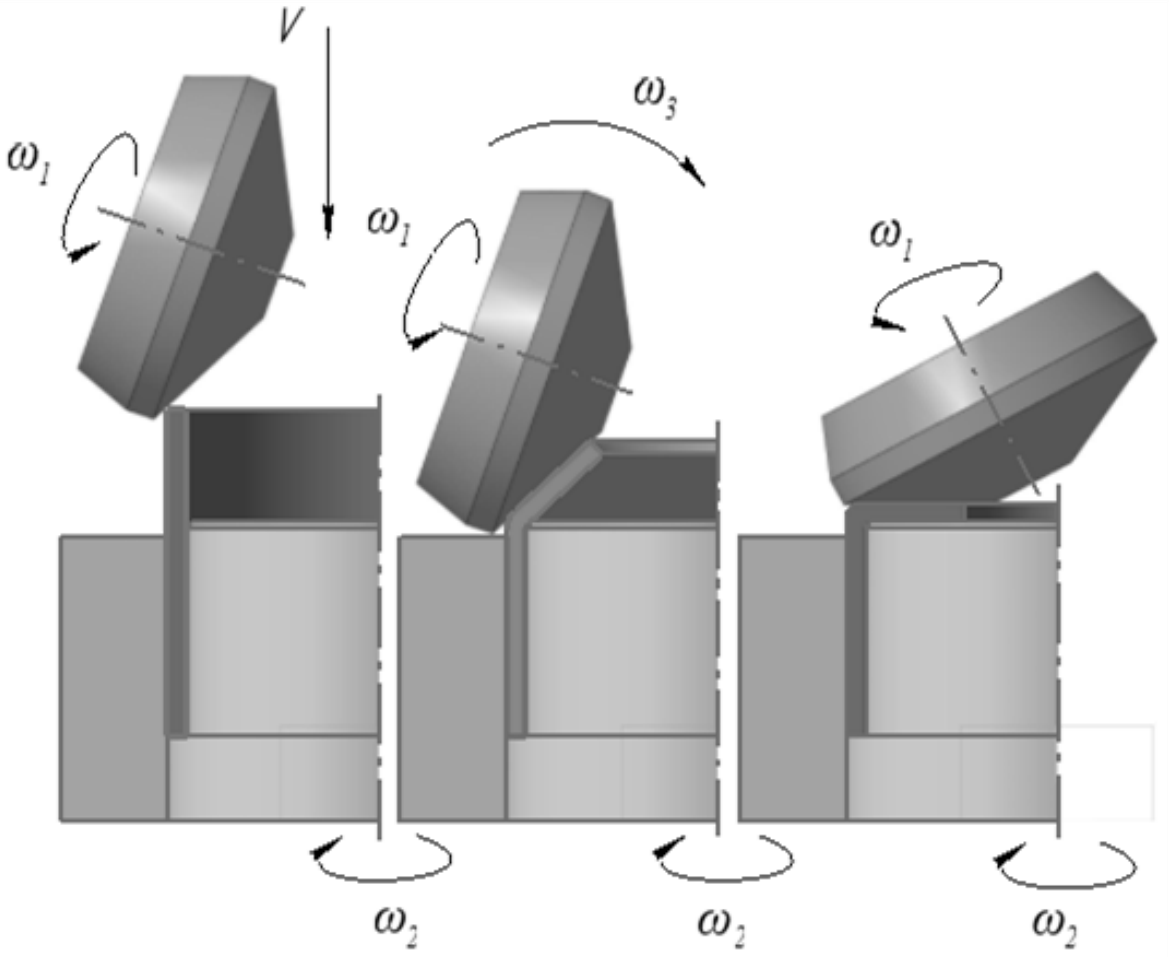
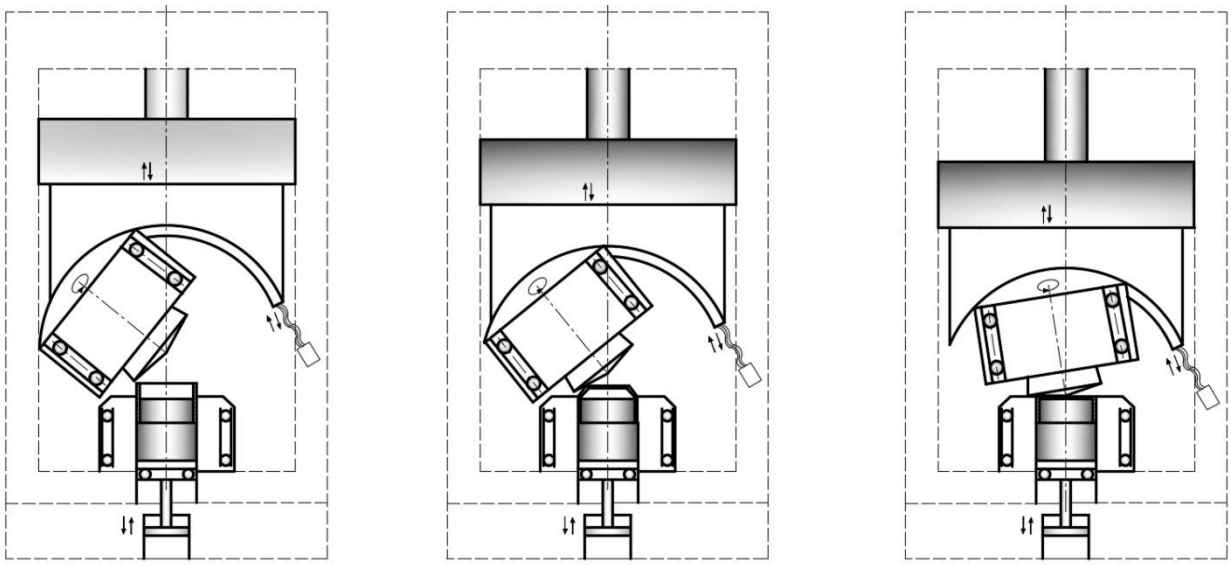


Рис. 2. Схема движения конического раскатного валка при раскатке внутренних фланцев: ω_1- осевая угловая скорость вращения раскатного валка; ω_2 – угловая скорость вращения заготовки; ω_3- угловая скорость наклона валка; V – скорость поступательного движения раскатного валка

Для реализации процесса торцевой раскатки был использован достаточно простой тип машины с приводом, вращающим заготовку, и пассивным валком, получающим движение от заготовки за счет сил трения на контактной поверхности (Рис. 3).

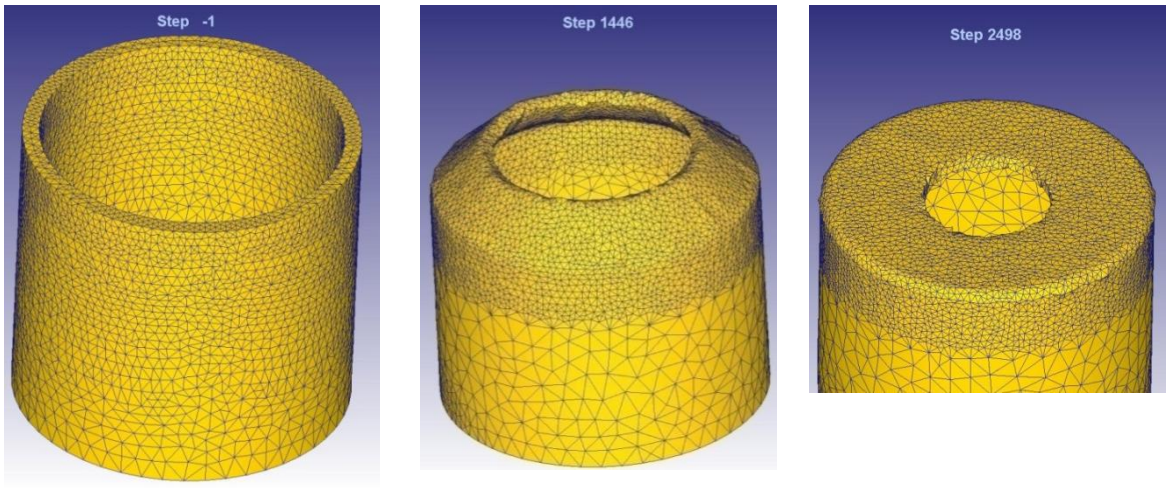


а. *б.* *в.*

Рис. 3. Кинематическая схема раскатной машины: *а* - начальная стадия раскатки, *б* - стадия окончания поступательного движения раскатного валка и начала изменения угла наклона, *в* - конечная стадия раскатки

Для определения рациональных значений технологических параметров было предпринято компьютерное моделирование в расчетном комплексе Deform-3D (V11). Условия моделирования приняты следующие: материал заготовки AISI 1045 (аналог стали 45), начальная температура заготовки 20^0C, модуль Юнга 206754 МПа, коэффициент Пуассона 0,3, коэффициент термического расширения 1,2e-5 C^{0-1}, условие текучести Мизеса-Губера, тип упрочнения – изотропное, линейная модель. Размеры заготовки: наружный диаметр - 100 мм, толщина стенки- 5 мм, высота - 90 мм, высота выставленной части 20 мм. Угол номинального наклона валка при окончании процесса раскатки– 15 град. Кулоновское трение: между роликом и заготовкой, и между матрицей и заготовкой 0,1.

Число конечных элементов разбивки в начальный момент раскатки составляло 43500 (Рис. 4) с максимальной длиной ребра элемента 5мм, и минимальной 2,6мм. В процессе расчета число элементов изменялось. Кроме того, на высоту 440 мм от верхнего торца заготовки задавалась более мелкая сетка, которая использовалась при вертикальном перемещении валка более 4 мм. К окончанию первой фазы процесса (вертикального перемещения валка) число элементов составляло 52400, а к моменту окончания раскатки 55000.



а. *б.* *в.*

Рис. 4. Изменение конечно-элементной разбивки в процессе торцевой раскатки внутреннего фланца: *а* - начало процесса; *б* - окончание поступательного движения раскатного валка; *в* - финальная стадия

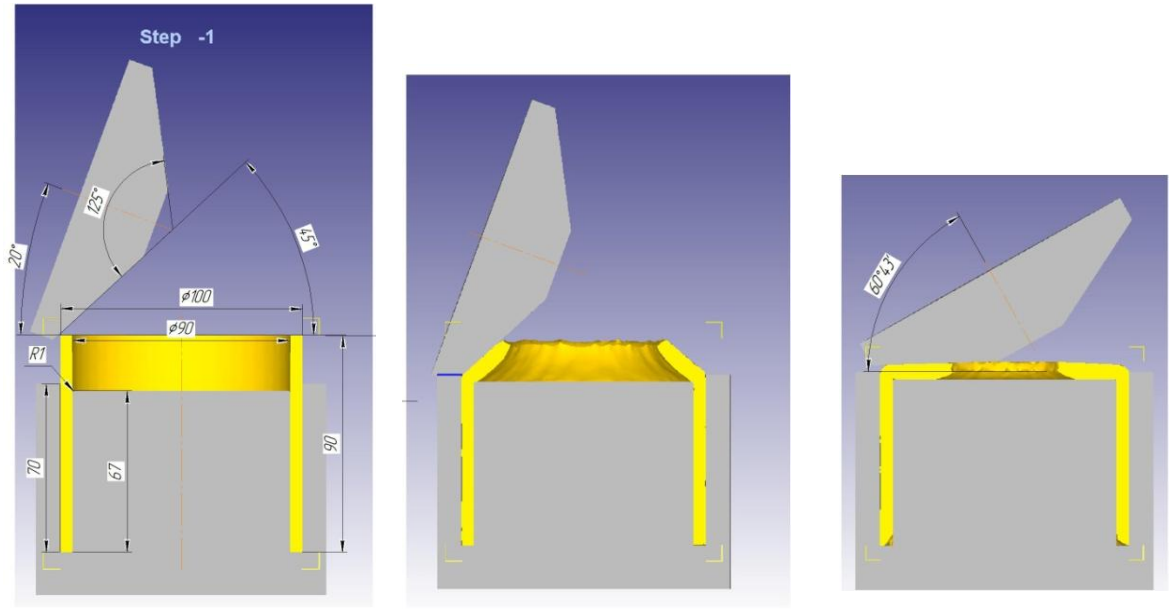
Моделирование процесса раскатки имеет специфические особенности, обусловленные вращательным движением валка относительно заготовки [11-15]. В рассматриваемом процессе еще более сложное движение раскатного валка, что требует особых приемов совмещения осей инструмента и заготовки, а также синхронизации их движения. Данные особенности приводят к значительному увеличению времени расчета. Однако моделирование показало, что пластическая деформация локализуется только в выставленной части заготовки. Поэтому нижнюю часть заготовки можно считать недеформируемой и расчет проводить для заготовки с высотой равной удвоенной высоте выставленной части. В результате удалось достигнуть достаточно быстрого и адекватного моделирования формоизменения заготовки на всех стадиях исследуемого процесса (Рис. 5).

Вариантное моделирование позволило определить рациональные значения технологических параметров, представленные в таблице 1.

Таблица 1

Значения технологических параметров раскатки внутренних фланцев

Параметр	ω1 [об/мин]	ω2 [об/мин]	ω3 [рад/с]	V1 [мм/с]
Значение	~ 60	~ 60	~ 0.075	~ 1,5



а. *б.* *в.*

Рис. 5. Этапы моделирования формирования внутреннего фланца коническим валком с переменным углом наклона: *а* - начало процесса; *б* - окончание поступательного движения раскатного валка; *в* - финальная стадия

Данные параметры обеспечивают устойчивый процесс раскатки, позволяющий получить требуемую геометрию внутреннего фланца с его шириной от 3-х до 15-ти толщин стенки исходной заготовки (Рис. 5).

Рис. 5. Фланцы, полученные из тонкостенных труб торцевой раскаткой

Рассмотренная технология предъявляет повышенные требования к возможностям кинематики раскатных машин. Настоящий период развития

этих машин характеризуется созданием многофункциональных машин [16], способных реализовывать разные, практически любые, схемы движения раскатного валка с использованием современных и специализированных систем ЧПУ [17]. Такие машины открывают новые перспективы для синтеза и реализации новых технологий торцевой раскатки. Представленная технология ориентирована именно на этот новый класс раскатных машин.

Выводы

1. Технология торцевой раскатки коническим валком, совершающим сложное движение: вращательное относительно собственной оси, поступательное в направлении оси заготовки, и изменение угла наклона обеспечивает устойчивый процесс изготовления внутренних широких фланцев на тонкостенных трубных заготовках.
2. Адекватное моделирование процесса раскатки возможно с применением расчетного комплекса Deform. При моделировании процесса для сокращения расчетного времени допустимо без существенной потери точности расчета ограничиться высотой заготовки приблизительно равной двум высотам выставляемой части заготовки.
3. Наибольшая эффективность процесса может быть достигнута при применении многофункциональных раскатных машин, способных реализовывать сложные схемы движения раскатного валка с использованием ЧПУ.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

[1] Groche P., Fritsche D., Tekkaya E.A., Allwood J.M., Hirt G., Neugebauer R. Incremental bulk metal forming. Annals of the CIRP, 56, 2007, pp.635-656.

[2] Nowak J., Madej L., Ziolkiewicz S., Plewinski A., Grosman F., Pietrzyk M. Recent development in orbital forging technology, International Journal Material Forming, Supp. 1, 2008, pp.387-390.

[3] Plancak M. E., Vilotic D.Z., Stefanovic M.C., Movrin D.Z., Kacmarcik I.Z. Orbital forging – a plausible alternative for bulk metal forming. Journal of Trends in the Development of Machinery and Associated Technology, Vol. 16, No. 1, 2012, pp. 35-38.

[4] 0Han X., Hua L. Comparison between cold rotary forging and conventional forging, Journal of Mechanical Science and Technology, 23, 2009, pp. 2668-2678.

[5] A. Loyda, L. A. Reyes, G. M. Hernández-Muñoz, F. A. García-Castillo, P. Zambrano-Robledo. Influence of the incremental deformation during rotary

forging on the microstructure behavior of a nickel-based super alloy. The International Journal of Advanced Manufacturing Technology (2018) 97:2383–2396
[6] Aksenov L., Kunkin S. Cold axial rotary outward-flanging of tube-blanrs by cylindrical rollers. Global Science and Innovation, III International Scientific Conference, Chicago, October 23-24, 2014, c. 306-310.
[7] 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.1062-1073.
[8] Аксенов Л.Б., Кункин С.Н., Елкин Н.М. Торцевая раскатка фланцевых деталей трубных соединений. Металлообработка. №3 (63), 2011 г., с. 31-36. Aksenov L.B., Kunkin S.N., Elkin N.M. Tortsevaya raskatka flantsevykh detalej trubnykh soedinenij. Metalloobrabotka. №3 (63), 2011, s. 31-36.
[9] Кункин С.Н., Аксенов Л.Б. Управление течением металла в процессах холодной торцевой раскатки. 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.608-614.
[10] Evgrafov A.(ed) Advances in Mechanical Engineering, Lectures Notes in Mechanical Engineering, Springer International Publishing, Switzerland, 2016, pp. 175-181.
[11] Wang G. C., Zhao G. Q. Simulation and analysis of rotary forging a ring workpiece using finite element method, Finite. Elem. Anal. Des. 38 (12), 2002, pp. 1151-1164.
[12] Liu G., Yuan S., Zhang M. Numerical Analysis on Rotary Forging Mechanism of a Flange. Journal of Material Science Technololy, Vol. 17, No.1, 2001, pp.129-131.
[13] Munshi M., Shah K., Cho H., Altan T. Finite element analysis of orbital forming used in spindle/inner ring assembly. 8th ICTP 2005 — International Conference on Technology of Plasticity, Verona, October 9–13th 2005.
[14] Deng X.B., Hua L., Han X.H. Numerical and experimental investigation of cold rotary forging of a 20CrMnTi alloy spur bevel gear. Materials and Design, No.32, 2011, pp.1376-1389.
[15] Xinghui Han & Lin Hua. Investigation on contact parameters in cold rotary forging using a 3D FE method. Int J Adv Manuf Technol (2012) 62:1087–1106.
[16] MJC Engineering & Technology. Rotary Forging Equipment. [Электронный ресурс] // URL: http://www.mjcengineering.com/ (дата обращения 13.02.2019).

[17] Global Metal Spinning Solutions Inc. CNC Wheel Forming and Rotary Forging Machines. [Электронный ресурс] //URL: http://www.globalmetalspinning.com/ (дата обращения 10.02.2019).

S.N.Kunkin, L.B.Aksenov, N.M.Potapov

AXIAL ROTARY FORGING OF INNER FLANGES AT TUBE BLANKS

Peter the Great St.Petersburg Polytechnic University, Russia

Abstract

The paper presents the results of a study of the process of axial rotary forging by a conical roll performing a complex movement. In addition to the usual rotational motion of the forming roll moves progressively at the initial moment of rotary forging and changes the angle of inclination relative to the workpiece at the final stage of the process. The technology was designed for the manufacture of axisymmetric parts with developed internal flanges, when the usual rotary forging process is limited by the loss of stability of the tube blank. The proposed technology ensures the stability of the workpiece during processing, and allows you to get a wide inner flange. Computer simulation of technology in the complex Deform 3D made it possible to determine the rational values of the parameters of the tool movement.

Key words: axial rotary forging, tube blank's stability, hollow flanges, conical roller, computer simulation

REFERENCES

[1] Groche P., Fritsche D., Tekkaya E.A., Allwood J.M., Hirt G., Neugebauer R. Incremental bulk metal forming. Annals of the CIRP, 56, 2007, pp.635-656.

[2] Nowak J., Madej L., Ziolkiewicz S., Plewinski A., Grosman F., Pietrzyk M. Recent development in orbital forging technology, International Journal Material Forming, Supp. 1, 2008, pp.387-390.

[3] Plancak M. E., Vilotic D.Z., Stefanovic M.C., Movrin D.Z., Kacmarcik I.Z. Orbital forging – a plausible alternative for bulk metal forming. Journal of Trends in the Development of Machinery and Associated Technology, Vol. 16, No. 1, 2012, pp. 35-38.

[4] Han X., Hua L. Comparison between cold rotary forging and conventional forging, Journal of Mechanical Science and Technology, 23, 2009, pp. 2668-2678.

[5] A. Loyda, L. A. Reyes, G. M. Hernández-Muñoz, F. A. García-Castillo, P. Zambrano-Robledo. Influence of the incremental deformation during rotary

forging on the microstructure behavior of a nickel-based super alloy. The International Journal of Advanced Manufacturing Technology (2018) 97:2383–2396
[6] Aksenov L., Kunkin S. Cold axial rotary outward-flanging of tube-blanrs by cylindrical rollers. Global Science and Innovation, III International Scientific Conference, Chicago, October 23-24, 2014, c. 306-310.
[7] Sovremennoe mashinostroenie: nauka i obrazovanie: materialy 5-j Mezhdunarodnoj nauchno-prakticheskoj konferentsii./ Pod red. A.N.Evgrafova i A.A.Popovicha.- SPb.: Izd-vo Politekhn.un-ta, 2016, s.1062-1073.
[8] Aksenov L.B., Kunkin S.N., Elkin N.M. Tortsevaya raskatka flantsevykh detalej trubnykh soedinenij. Metalloobrabotka. №3 (63), 2011, s. 31-36.
[9] Kunkin S.N., Aksenov L.B. Upravlenie techeniem metalla v protsessakh kholodnoj tortsevoj raskatki. Sovremennoe mashinostroenie: nauka i obrazovanie: materialy 4-j Mezhdunarodnoj nauchno-prakticheskoj konferentsii / pod red. M.M.Radkevicha i A.N.Evgrafova. - SPb.: Izd-vo Politekhn. un-ta, 2014, s.608-614.
[10] Evgrafov A.(ed) Advances in Mechanical Engineering, Lectures Notes in Mechanical Engineering, Springer International Publishing, Switzerland, 2016, pp. 175-181.
[11] Wang G. C., Zhao G. Q. Simulation and analysis of rotary forging a ring workpiece using finite element method, Finite. Elem. Anal. Des. 38 (12), 2002, pp. 1151-1164.
[12] Liu G., Yuan S., Zhang M. Numerical Analysis on Rotary Forging Mechanism of a Flange. Journal of Material Science Technololy, Vol. 17, No.1, 2001, pp.129-131.
[13] Munshi M., Shah K., Cho H., Altan T. Finite element analysis of orbital forming used in spindle/inner ring assembly. 8th ICTP 2005 — International Conference on Technology of Plasticity, Verona, October 9–13th 2005.
[14] Deng X.B., Hua L., Han X.H. Numerical and experimental investigation of cold rotary forging of a 20CrMnTi alloy spur bevel gear. Materials and Design. No.32, 2011, pp.1376-1389.
[15] Xinghui Han & Lin Hua. Investigation on contact parameters in cold rotary forging using a 3D FE method. Int J Adv Manuf Technol (2012) 62:1087–1106.
[16] MJC Engineering & Technology. Rotary Forging Equipment. Retrieved: // URL: http://www.mjcengineering.com/ (accessed 13.02.2019).
[17] Global Metal Spinning Solutions Inc. CNC Wheel Forming and Rotary Forging Machines. Retrieved: //URL: http://www.globalmetalspinning.com/ (accessed 10.02.2019).

ISSN 2223–0807
Современное машиностроение: Наука и образование :
материалы 8–й Международной научно–практической конференции / Под ред. А.Н.Евграфова и А.А. Поповича.– СПб.: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2019.

DOI 10.1872/MMF-2019-57
УДК 621.983.044

В.С. Мамутов[1], А.В. Мамутов[2], В.В. Блажевич[1], А.А. Курятников[1]

ШТАМПОВКА ПОЛИУРЕТАНОМ МЕМБРАН ИЗ ОСОБО ТОНКОЛИСТОВЫХ МЕТАЛЛОВ

[1]Мамутов Вячеслав Сабайдинович,
Санкт–Петербургский политехнический университет Петра Великого
Россия, Санкт–Петербург
Тел.: (812)552–9530, E–mail: mamutov_vs@spbstu.ru.

[2]Мамутов Александр Вячеславович,
Valiant International,
США, Мичиган
E–mail: a.mamutov@yahoo.com.

[1]Блажевич Владимир Владимирович,
Санкт–Петербургский политехнический университет Петра Великого
Россия, Санкт–Петербург
Тел.: (812)552–9530, E–mail: blazhevich_vv@mail.ru.

[1]Курятников Александр Алексеевич,
Санкт–Петербургский политехнический университет Петра Великого
Россия, Санкт–Петербург
Тел.: (812)552–9530, E–mail: kuriatnikov91@mail.ru.

Аннотация

В работе сделано сопоставление качества изготовления деталей при квазистатической и магнитно-эластоимпульсной формовке мембран из стали Х18Н9Т толщиной 0.05 мм. В качестве эластичной среды использовался полиуретан. Экспериментально показано, что при импульсной штамповке, в отличие от квазистатической, происходит одновременное отделение отхода заготовки, и заусенцы не образуются. Методом компьютерного моделирования разрушения заготовки при

вырубке фланца определена форма среза и показано, что отклонение размеров детали от размеров матрицы меньше при импульсной штамповке.

Ключевые слова: особо-тонколистовой металл, фольга, квазистатическая штамповка, магнитно-эластоимпульсная штамповка, эластичный инструмент, полиуретан, размер заусенца, компьютерное моделирование разрушения заготовки при отделении отхода.

Введение. Методы холодной обработки металлов давлением обеспечивают улучшение служебных характеристик изделий, экономичность изготовления составляющих их деталей, снижение расхода материалов, повышение культуры и экологичности производства [1]. Характерной особенностью традиционной штамповочной оснастки для большинства операций холодной листовой штамповки, является наличие двух жестких рабочих инструментов – пуансона и матрицы. Из–за необходимости применения ручной высококвалифицированной работы при подгонке формы пуансона к форме матрицы затраты на изготовление штампа резко растут с уменьшением толщины материала, что приводит к увеличению себестоимости штампуемых деталей [2]. В значительной степени проблемы решаются применением вместо одного из жестких рабочих инструментов эластичной, пластично–вязкой, жидкостной, газовой сред или силового поля, которые определены Е.И. Исаченковым [3] общим термином «подвижные среды». В настоящее время чаще всего в качестве подвижных сред используют уретановые эластомеры (полиуретаны) [4–7]. Полиуретаны имеют относительное удлинение до 600%, выдерживают до сотен тысяч циклов нагружений и способны работать при давлениях до 1 ГПа.

Известны импульсные методы штамповки подвижными средами. Применительно к использованию магнитно–импульсных установок (МИУ) такой вариант штамповки был предложен в патенте в 1966 года Д.Ф. Броувером (Brower D.F.) [8]. Начиная с начала–середины 70–х годов прошлого века, данный процесс получил развитие в СССР [9–12]. В частности экспериментальные, теоретические работы и внедрение процессов в производство осуществлялись на кафедре «Машины и технология обработки металлов давлением» в ЛПИ. В 1975 году Е.И. Исаченков предложил назвать данный процесс «Магнитно–эластоимпульсной штамповкой» (МЭИШ). Данный процесс получил достаточно широкое распространение в 80–х годах прошлого века [13–15]. Развитие вычислительной техники и программного обеспечения, затронувшее нашу страну в 90–х годах прошлого века, позволили создать компьютерные модели технологических устройств и процессов МЭИШ [16–18], а также квазистатической штамповки полиуретаном [19].

При штамповке полиуретаном на традиционном кузнечно–прессовом оборудовании (гидравлических и кривошипных прессах) из–за низкой скорости нагружения заготовки не всегда удается достичь требуемого качества деталей: возможно образование заусенцев на контуре разделения, пружинение заготовки снижает точность размеров. В цитируемых выше работах по МЭИШ отмечается, что при импульсном нагружении этого можно избежать. Однако в известной литературе практически отсутствуют фактические материалы такого сравнения для конкретных деталей.

Задачей данной работы являлось сравнение возможностей квазистатической и импульсной штамповки полиуретаном на примере детали «мембрана» из стали Х18Н9Т толщиной 0.05 мм.

1. Квазистатическая штамповка мембраны полиуретаном

Схема квазистатической штамповки полиуретаном представлена на рисунке 1, *а*.

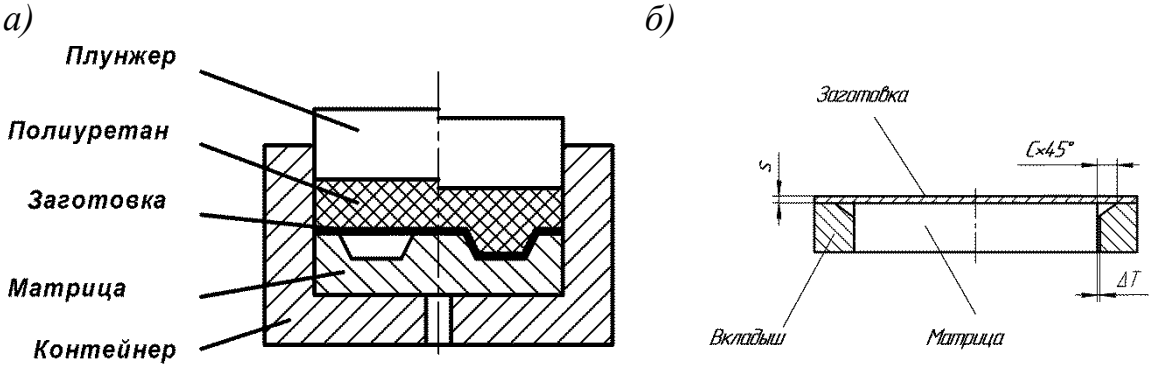


Рис. 1. Схема квазистатической штамповки полиуретаном (*а*) и матричного блока вместе с вкладышем (*б*)

Часто вместе с формовкой внутреннего контура одновременно осуществляется обрезка наружного контура детали. Обычно величина давления для формовки рельефа значительно меньше давления, необходимого для вырубки наружного контура. Чтобы обеспечить качественное заполнение рельефа матрицы, между стенками контейнера и матрицей устанавливается вкладыш с фаской по периметру величиной C, определяемой материалом заготовки и ее толщиной s (рисунок 1, *б*). Величина зазора между матрицей и вкладышем ΔT определяется технологией изготовления, например при электроэрозионном изготовлении матрицы и вкладыша из одной плиты.

Технологическое устройство обычно устанавливается между плитами гидравлического пресса. В данном случае использовался гидравлический пресс ПСУ-100 с номинальным усилием 1000 кН. Внешний вид технологического устройства: контейнера с нижним расположением блока

полиуретана с установленной заготовкой, матрицы, вкладыша и пуансона представлен на рисунке 2, *а*.

а) *б)*

Рис. 2. Технологическая оснастка для квазистатической штамповки полиуретаном (*а*): *1* – контейнер с нижним расположением полиуретана и установленной листовой заготовкой, *2* – матрица для формовки рельефа и обрезки наружного контура, *3* – вкладыш, *4* – плунжер, *5* – подкладная плита и полученная деталь «мембрана» в увеличенном масштабе (*б*), соответствующая матрице 2

Из рисунка 2, *б* видно, что произошло не одновременное отделение отхода и образовались два заусенца на кромке разделения. Вариация параметра C вкладыша в пределах $C \in [0.6; 1.5]$ мм не привела к положительному результату. При квазистатической штамповке полиуретаном заусенец образуется за счет низкой скорости нагружения, сопоставимой по длительности с временем отделения отхода.

Также можно отметить хорошее заполнение рельефа матрицы вследствие большой величины давления, необходимого для вырубки наружного контура. Давление вырубки за счет относительно небольшой величины C значительно превышает величину давления формоизменения.

2. Магнитно-эластоимпульсная штамповка мембраны

Схема магнитно-эластоимпульсной штамповки представлена на рисунке 3. При разряде конденсаторной батареи магнитно-импульсной установки на плоский спиральный индуктор *1* в изоляционном зазоре между индуктором и подвижным элементом *2* возникает сильное импульсное магнитное поле, которое наводит вихревые токи в поверхностном слое металла подвижного элемента. Взаимодействие вихревых токов с магнитным полем создает импульсное электромагнитное

усилие, которое перемещает подвижный элемент вместе с матричным блоком *3* в сторону контейнера *6* с эластичным блоком *5*. За счет импульсного давления в полиуретане происходит формовка рельефа мембраны и вырубка наружного контура.

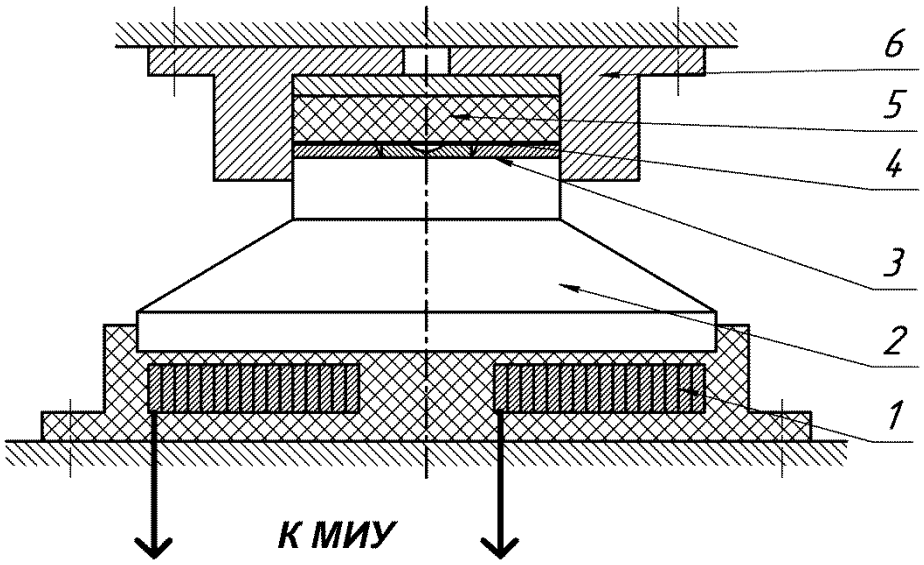


Рис. 3. Схема магнитно-эластоимпульсной штамповки мембраны: *1* – плоский спиральный индуктор, *2* – подвижный элемент, *3* – матричный блок, *4* – заготовка, *5* – полиуретан, *6* – контейнер

Основные параметры МИУ и технологического устройства представлены ниже: емкость конденсаторной батареи – 600 мкФ, собственная индуктивность установки вместе с подводами индуктора – 0.327 мкГн, собственное сопротивление установки – 0.005 Ом, максимальное напряжение заряда конденсаторной батареи – 10 кВ, внутренний радиус спирали индуктора – 15 мм, наружный радиус спирали индуктора – 60 мм, число витков спирали индуктора – 10, начальная величина изоляционного зазора – 0.6 мм, масса подвижного элемента – 1.2 кг, толщина эластичного блока – 5 мм. Матричный блок, контейнер и полиуретан использовались те же, что для квазистатической штамповки.

На рисунке 4 показаны детали, полученных методом МЭИШ. За счет импульсного характера нагружения разделение заготовки по внешнему контуру происходит одновременно по всему периметру контура, что препятствует образованию заусенцев. Отсутствие заусенцев хорошо видно при расположении деталей стопкой (рисунок 4, *б*).

а) *б)*

Рис. 4. Детали (*а*), а также стопка деталей (*б*), полученные методом МЭИШ

3. Компьютерное моделирование разделения наружного контура

Прогноз точности разделения наружного контура получаемых деталей можно сделать, если определить разницу между размером матрицы и детали. Прогнозирование формы разделения и точности для особо тонких материалов и фольги затруднено экспериментальными методами, но возможно методами компьютерного моделирования. Пример такого расчета представлен для описанной выше детали.

Компьютерное моделирование разрушения заготовки осуществлялось в комплексе LS-DYNA аналогично, как это выполнено в работе [17]. При квазистатическом нагружении поведение материала эластичного инструмента (полиуретана марки СКУ ПФЛ) было описано моделью высоко эластичной резины «*Mooney-Rivlin*» с параметрами, взятыми из работы [19]. Для варианта МЭИШ применялась модель идеальной сжимаемой жидкости «*Elastic Fluid*». При этом задавался динамический модуль объемного сжатия полиуретана $K_d = 2.35 \cdot 10^9$ Па.

При разделительных операциях в случае вырубки-пробивки особо тонколистовых металлов радиус кривизны линии реза обычно значительно превышает толщину заготовки, и деформацией в направлении касательной к периметру линии реза можно пренебречь. Поэтому в качестве критерия разрушения использовалась критическая величина первой главной деформации, которая может быть приближенно определена из диаграммы предельных деформаций (FLD). Для материала заготовки использована модель «*Modified Piecewise Linear Plasticity*», позволяющая прогнозировать разрушение в виде нарушения сплошности материала. Упрочнение материала заготовки задавалось по линейному закону. Материал инструмента (пуансон, матрица и прижим) задавался упругим – «*Linear Isotropic*» с упругими константами стали. Коэффициент кулоновского трения задавался значениями: статический $\mu = 0.2$ и динамический $\mu = 0.15$. Для контакта задавалась опция «*2D Automatic Single Surface*».

На рисунке 5 показана конечно-элементная разбивка подвижной среды, заготовки и матрицы вблизи кромки матрицы, форма среза заготовки после квазистатической и импульсной штамповки.

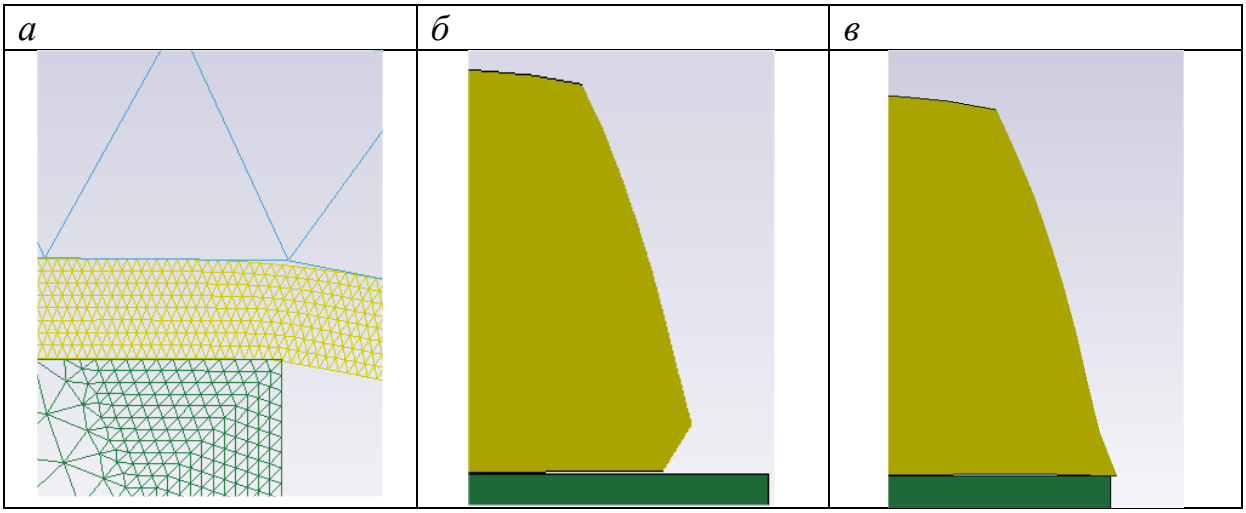


Рис. 5. Конечно-элементная разбивка вблизи режущей кромки матрицы (*а*) и форма среза заготовки при квазистатической (*б*) и магнитно-эластоимпульсной (*в*) штамповке

Видно, что отклонение размера заготовки от размера матрицы на торце детали при магнитно-эластоимпульсной штамповке меньше, чем при квазистатической штамповке полиуретаном.

Заключение. В работе выполнено сопоставление качества изготовления деталей при квазистатической и магнитно-эластоимпульсной формовке мембран из стали Х18Н9Т толщиной 0.05 мм. Показано, что импульсный характер нагружения заготовки приводит к одновременному разрушению заготовки на кромке среза. Заусенец при этом не образуется. При квазистатической штамповке полиуретаном заусенец образуется за счет низкой скорости нагружения, сопоставимой по длительности с временем отделения отхода. Методом компьютерного моделирования разрушения заготовки при вырубке фланца показано, что отклонение размера заготовки от размера матрицы на торце детали при магнитно-эластоимпульсной штамповке меньше, чем при квазистатической штамповке полиуретаном.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

[1] Попов Е.А. Развитие теоретической базы листовой штамповки // Эффективные технологические процессы листовой штамповки.– Москва: ЦРДЗ, 1993. – С. 3–12.

[2] Малов А.Н. Технология листовой штамповки. – Оборонгиз. – М.: 1963.–564 с.
[3] Исаченков Е.И. Развитие технологии штамповки эластичными, жидкостными и газовыми средами // КШП. – 1976. – №7. – С.2–5.
[4] Ходырев В.А. Применение полиуретана в листоштамповочном производстве. Пермь: Пермское книжное издательство, 1973. – 218 с.
[5] Шавров И.А., Степанов В.Г. Исследование процессов вырубки и пробивки тонколистовых материалов с применением полиуретана // КШП. – 1975. – С. 3–18.
[6] Комаров А.Д., Рябых А.А., Шадрин В.К., Киров Ф.В. Штамповка полиуретаном деталей из листовых материалов / КШП, №9, 1973. – С. 26–29.
[7] Комаров А.Д., Моисеев В.К., Шаров А.А. Достижения в области освоения в производстве новых процессов штамповки эластичной средой в условиях конверсии // Эффективные технологические процессы листовой штамповки. – Москва: ЦРДЗ, 1993. – С. 66–72.
[8] Pat. US N3279228. Forming device and method / Brower D.F. General Dynamics Corp. Oct. 16, 1966.
[9] Кравцов Я.В., Пономарев Э.Н. и др. Штамповка материалов с низкой электропроводностью при помощи энергии импульсного магнитного поля // Материалы семинара «Технология и опыт внедрения импульсных методов обработки металлов давлением». – Л.: ЛДНТП, 1970. – С.3–8.
[10] Использование импульсных методов обработки металлов давлением в технологии машиностроения / Богоявленский К.Н. [и др.] // В кн. «Изготовление деталей пластическим деформированием», под. ред. Богоявленского К.Н., Камнева П.В., Л.: Машиностроение, 1975. – С. 401–414.
[11] Магнитно-импульсная штамповка деталей приборов / Мамутов В.С., Фейгин А.П. // В сб. «Вопросы судостроения», серия «Технология судостроения», вып.7, 1975, С. 65–71.
[12] Экспериментальное исследование процесса магнитно-импульсной штамповки деталей через промежуточную эластичную среду / Вагин В.А., Мамутов В.С., Орешенков А.И., Фейгин А.П. // В сб. «Вопросы судостроения», серия «Технология судостроения», вып.7, 1975, С.113–119.
[13] Хурсанов П.В., Панов А.А. Исследование процесса магнитно-импульсной штамповки тонколистовых материалов через эластичную среду// КШП, № 8.–1979.– С. 16–18.
[14] Магнитно-импульсная штамповка с применением промежуточных эластичных сред / Богоявленский К.Н. [и др.] // Л.: ЛДНТП. – 1982, 36 с.

[15] Магнитно-эластоимпульсная вырубка-пробивка тонколистовых материалов / Богоявленский К.Н., Гиндин В.Б., Мамутов В.С., Орешенков А.И., Пережогин А.Н.// КШП № 7, 1984, С. 12–14.
[16] Alexander V. Mamutov, Viacheslav S. Mamutov. Computer simulation of pulse pressure by mechanical consentrator / In International workshop: Nondestructive Testing and Computer Simulation in Science and Engineering, Proceeding of SPIE Vol. 4627, p. 239–242 (2001).
[17] Мамутов В.С. Вырубка-пробивка особо тонколистовых металлов на магнитно-импульсной установке / Сборнике докладов «Современное машиностроение. Наука и образование», 3 Международная научно–практическая конференция, СПбГПУ, 2013 г. С. 867–874.
[18] Мамутов А.В., Мамутов В.С. Компьютерный расчет механического концентратора давления для магнитно-эластоимпульсной штамповки. В сб. докл. «Современное машиностроение. Наука и образование», 4 Международная научно-практическая конференция, СПбГПУ, 2014, с. 615–624.
[19] Даева Н. Н. Теоретические и экспериментальные исследования процессов разделения листового металла эластичными средами // Известия ВУЗов. Сер. "Машиностроение". – 2011. – № 6. – С. 38–43.

V.S. Mamutov[1], A.V. Mamutov [2], V.V. Blazhevich[1], A.A.Kuryatnikov[1]

STAMPING MEMBRANES MADE OF PARTICULARLY THIN SHEET METAL USING POLYURETHANE

[1]Peter the Great St.Petersburg Polytechnic University, Russia;
[2] Valiant International, MI, USA.

Abstract

Comparison of quality of parts made of X18H9T steel of 0.05 mm thickness stamped using quasistatic or electromagnetic stamping is performed. In both cases a flexible punch made of polyurethane was used. It is shown experimentally, that when using high-velocity electromagnetic trimming and piercing by polyurethane, as opposed to quasistatic trimming, separation happens simultaneously along the trimming edge, which eliminates localized burr. Using computer simulation of blank splitting during trimming it is shown that deviation of part dimensions from the size of die is smaller at pulse stamping.

Key words: particularly thin-sheet metal, foil, quasistatic stamping, electromagnetic stamping, elastic tool, polyurethane, burr size, computer simulation of blank splitting during trimming.

REFERENCES

[1] Popov E. A. The development of a theoretical framework sheet metal forming // Efficient technological processes sheet metal forming.–Moscow: CRDZ, 1993, – pp. 3–12. (rus.)
[2] Malov A. N. Sheet metal stamping technology. – Oborongiz. – M.: 1963. – 564 p. (rus.)
[3] Isachenkov E. I. Development of technology of stamping by elastic, liquid and gas media. Forging and stamping production – 1976. – №7, – pp. 2–5. (rus.)
[4] Khodyrev V. A. Application of polyurethane in sheet-stamping production. Perm: Perm book publishing house, 1973. – 218 p. (rus.)
[5] Shavrov I. A., Stepanov V. G. Research of processes of cutting down and punching of thin-sheet materials with application of polyurethane. – 1975, – pp. 3–18. (rus.)
[6] Komarov A.D., Ryabykh A. A., Shadrin V. K., Kirov F. V. Stamping of parts from sheet materials by polyurethane / Forging and stamping production, №9, 1973, – pp. 26–29. (rus.)
[7] Komarov A.D., Moiseev V. K., Sharov A. A. Achievements in the field of development in the production of new processes of stamping with an elastic medium in the conditions of conversion. Effective technological processes of sheet stamping. – Moscow: CRDZ, 1993, – pp. 66–72. (rus.)
[8] Pat. US N3279228. Forming device and method / Brower D.F. General Dynamics Corp. Oct. 16, 1966.
[9] Kravtsov Ya. V., Ponomarev E. N. and others. Stamping of materials with low electrical conductivity using the energy of a pulsed magnetic field // Materials of the seminar "Technology and experience in the introduction of pulsed methods of metal forming." – L.: LDNTP, 1970, – pp. 3–8. (rus.)
[10] The use of pulsed methods of metal forming in mechanical engineering / Bogoyavlensky K. N. [et al.] / / In kN. "Manufacture of parts by plastic deformation", under. ed. Bogoyavlensky, K. N., Kamneva P. V., L.: Mechanical Engineering, 1975, – pp. 401–414. (rus.)
[11] Magnetic-pulse stamping parts appliances / Mamutov V. S., Feigin, A. P. // " Shipbuilding issues ", "Shipbuilding Technology", vol.7, 1975, pp. 65–71. (rus.)
[12] Experimental study of the process of magnetic pulse stamping of parts through an intermediate elastic medium / Vagin V. A., Mamutov V. S.,

Oreshenkov A. I., Feigin A. P. // "Shipbuilding issues", series "Shipbuilding Technology", vol.7, 1975, pp. 113–119. (rus.)
[13] Khursanov P. V., Panov A. A. Investigation of the process of magnetic pulse stamping of thin-sheet materials through an elastic medium// Forging and stamping production, № 8. –1979, pp. 16–18. (rus.)
[14] Magnetic-pulse stamping with the use of intermediate elastic media / Epiphany K. N. [et al.] / / HP: LDNTP. – 1982, 36 p. (rus.)
[15] Magnetic blastomussa cutting-punching sheet material / Epiphany K. N., Gindin, V. B., V. S. Mamutov, A. I. Oreshenkov, Perezhogin A. N.// Forging and stamping production, No. 7, 1984, pp. 12-14. (rus.)
[16] Alexander V. Mamutov, Viacheslav S. Mamutov. Computer simulation of pulse pressure by mechanical consentrator / In International workshop: Nondestructive Testing and Computer Simulation in Science and Engineering, Proceeding of SPIE Vol. 4627, p. 239–242 (2001).
[17] Mamutov V. S. Cutting-punching of especially thin-sheet metals on magnetic pulse installation / In proc. «Modern mechanical engineering. Science and education", 3rd international scientific–practical conference, St. Petersburg state Polytechnical University, 2013, pp. 867–874. (rus.)
[18] Mamutov A.V., Mamutov V. S. Computer calculation of mechanical pressure concentrator for magnetic-elastoimpulse stamping. In proc. «Modern mechanical engineering. Science and education", 4th international scientific-practical conference, St. Petersburg state Polytechnical University, 2014, pp. 615–624. (rus.)
[19] Daeva N. N. Theoretical and experimental studies of the processes of sheet metal separation by elastic media // Izvestiya Vuzov. Ser. "Engineering." – 2011. – № 6, – pp. 38–43. (rus.)

ISSN 2223-0807
Современное машиностроение: Наука и образование :
материалы 8-й Международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н.Евграфова и А.А. Поповича.- СПб: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2019.

DOI 10.1872/MMF-2019-58
УДК 621.892

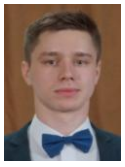
Е. Б. Седакова[1], Ю. П. Козырев[2] , Ли Сяньшунь[3], Д.С. Данилов[4]

МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ НАГРУЗОЧНОЙ СПОСОБНОСТИ ПАР ТРЕНИЯ ПОЛИМЕРНЫЙ МАТЕРИАЛ-СТАЛИ РАЗЛИЧНЫХ МАРОК

[1]Елена Борисовна Седакова, д.т.н., ведущий научный сотрудник
ФГБУН Институт проблем машиноведения РАН
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812)321-4774, E-mail: elenasedakova2006@yandex.ru.

[2]Юрий Петрович Козырев, к.т.н., старший научный сотрудник
ФГБУН Институт проблем машиноведения РАН
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812)321-4774, E-mail: ykoz2006@yandex.ru

[3] Ли Сяньшунь, кафедра МиОК
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (921)586-0213, E-mail: 1162348646@qq.com



[4]Дмитрий Сергеевич Данилов, кафедра МиОК
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (999)2101146, E-mail: d.s.danilov@bk.ru

Аннотация

Экспериментально - расчетным путем исследовано влияние легирующих элементов на нагрузочную способность пар трения сверхвысокомолекулярный полиэтилен – стали разных марок. Предложено соотношение для определения предельных значений совместной нагрузки, соответствующих переходу полимерного материала в высокоэластическое состояние, что приводит к его катастрофическому износу.

Ключевые слова: трение, износ, полимер, температура стеклования, контактная температура, коэффициент распределения теплового потока, аустенитная сталь, углеродистая сталь, легирующие добавки

Введение. В последние десятилетия полимерные материалы и их композиции находят все более широкое использование в узлах трения[1,2]. Развитие и совершенствование технологий получения широкого диапазона наноразмерных частиц, используемых в качестве дисперсных наполнителей для композиционных материалов триботехнического назначения, привело к необходимости разработки параметра, определяющего нагруженность полимерной матрицы в композите [3]. Применение выражения для оценки нагруженности матрицы позволяет на стадии разработки композиционных материалов для узлов трения сократить количество неперспективных опытных образцов. Кроме этого, введение полученного параметра в уравнения износа дает возможность конструкторам узлов трения оценить износостойкость модельных композитов при различных нагрузках и сокращенном количестве испытаний. Материалом контртел в таких узлах обычно является сталь, состав которой может оказать заметное влияние на режим трения [4]. Необходимо отметить, что существует значительное количество трибосопряжений, в которых используются композиционные материалы, на основе частично кристаллических полимеров, в которых наряду с кристаллической фазой содержится достаточно большой объем аморфной фазы. К этой группе относятся политетрафорэтилен (ПТФЭ), полиэфирэфиркетон (ПЭЭК), полифениленсульфид (ПФС), сверхвысокомолекулярный полиэтилен (СВМПЭ) При получении таких полимеров используется особая порошковая технология. В сопряжениях полимерный материал является протектором, который переносится в зону трибоконтакта в виде тонких антифрикционных слоев, снижающих износ и предотвращающих схватывание. В зависимости от условий трения существуют разные конструкции узлов трения с полимерным материалом, однако их объединяет необходимое требование это возможность длительной работы в режиме преобладающего механизма адгезионного изнашивания протектора без наступления катастрофического износа. В [4-6] отмечается влияние марок сталей контртел на диапазон рабочих нагрузок полимера. Однако из-за сложности и многофакторности процессов взаимодействия легирующих элементов и полимерного материала вопросы износостойкости полимерных материалов в контакте со сталями разных марок остаются еще не до конца изученными.

Теоретическая часть. Температура стеклования одна из основных характеристик полимерных материалов, которая оказывает существенное

влияние на диапазон рабочих нагрузок полимерного материала. При выборе материалов для узлов трения необходимо, чтобы температура стеклования находилась вне рабочего диапазона фрикционного нагрева. Исследовать тепловые эффекты при фрикционном нагреве материалов трибоузлов следует на двух масштабных уровнях [5]. Во-первых, необходимо учитывать общий нагрев объемов контактирующих тел вдали от зоны трения для решения вопросов необходимой теплоизоляции узла трения и его сборки. Во-вторых, уровень температуры непосредственно в зоне трибоконтакта, особенно для пар трения полимер – сталь, имеет большое значение, так как уже при средних нагрузках температура в этой зоне может достигать величины температуры размягчения полимера, превышение которой приводит к повышенному износу полимерного материала. Для оценки физического состояния полимерного материала, при котором происходит трение и износ, определялась температура в зоне фрикционного контакта по методике, описанной в [7]. Так как площадь фрикционного контакта при экспериментальных исследованиях была существенно меньше поверхности полимерного образца, для расчета поверхностной температуры можно рассматривать вариант методики, когда в квазистационарном режиме фрикционная мощность равномерно распределяется по всему образцу. При этом расчетный нагрев поверхности образца Δt_P имеет одинаковую величину для всех его граней. Для расчета поверхностной температуры использовалась формула Ньютона

$$\Delta t_P = t_S - t_c = \frac{P}{\alpha_K S} , \qquad (1)$$

где P – мощность сил трения, поступающая в полимерный образец; α_K - коэффициент теплоотдачи [8], в расчетах примем для ламинарной конвекции α_K = 8 Вт/(м^2 град); S - площадь поверхности образца; t_S – температура грани образца; t_c – температура окружающей среды.
Величина P определялась по соотношению

$$P = (1 - K_T)\, fpvS_H , \qquad (2)$$

где K_T - коэффициент распределения тепловых потоков; f -коэффициент трения; p - контактное давление; v –скорость скольжения; S_H – номинальная площадь контакта.
Подставляя (2) в (1) найдем величину Δt_p для различных величин pv

$$\Delta t_p = \frac{(1-K_T)\, fpvS_H}{\alpha_K S} .$$

Рассмотрим температурное поле полимерного образца, создаваемого плоским точечным источником энергии, расположенным на одной из его граней. Этот источник моделирует тепловой поток от зоны трения в образец. Полагая, что на всех гранях температура постоянна и равна t_S и принимая за средний размер полимерного образца L линейный размер грани, на участке которой происходит фрикционный контакт, среднюю поверхностную температуру на контакте можно найти из соотношения [8]

$$t_{\tilde{n}\eth} = \frac{P\varphi}{\lambda L} + t_S = \frac{P\varphi}{\lambda L} + \Delta t_p + t_c , \qquad (3)$$

где φ - специальная функция, определяемая по номограммам, приведенным в [6]; λ - теплопроводность полимера.

В [4] показано, что на температуру полимера в зоне трибоконтакта кроме нагрузочных параметров оказывает влияние химический состав стали контртела. Введение в сталь легирующих элементов, например, хрома, никеля, молибдена, марганца приводит к повышению твердости, износостойкости и коррозионной стойкости. Легирующие элементы растворяются в железе и влияют на температурную область существования полиморфных модификаций железа. Сплавы, имеющие концентрацию легирующего элемента больше некоторой величины, при всех температурах представляют твердый раствор легирующего элемента, например, никеля в γ-железе [10]. Такие сплавы с никелем называют аустенитными. Поверхность никеля и его сплава обладает эффектом пассивирования [11], который способствует созданию поверхностных окисных пленок, усиливающих защиту стали от коррозии. Оксидные покрытия на аустенитной стали могут отличаться пониженной теплопроводностью, что уменьшает отвод тепла от полимерных элементов узла трения. Структура углеродистых сталей является перлитной. Такие стали не являются коррозионностойкими, так как поверхностной энергии перлита недостаточно для образования сплошных оксидных покрытий. В (2) величина K_T, зависящая от структуры сталей, рассчитывалась как [12]

$$K_T = \frac{\lambda_1}{\lambda_1 + \lambda_2} , \qquad (4)$$

где λ_1, λ_2- коэффициенты теплопроводности металлического контртела и полимерного образца, соответственно.
Справочные табличные данные показывают, что в расчетах можно принять для СВМПЭ λ_2 =0,42 Вт/м ^oC , а для стали 45 и стали 18Х2Н4МА значения λ_1 равны 74 и 36 Вт/м ^oC, соответственно. Тогда при трении полимера по легированной стали величина (1-K_T) будет в два раза больше, чем при трении по углеродистой стали что приводит к большему разогреву полимера при трении по легированной стали.

Условия экспериментальных исследований. С целью исследования влияния легирования на величину износа полимерных материалов были проведены экспериментальные исследования СВМПЭ на износ в широком диапазоне нагрузок и скоростей скольжения. При испытании чистых полимеров минимальная нагрузка на узел трения не должна превышать 5 Н, а скорость скольжения 0,05 м/с [13]. Таких параметров нельзя достичь в стандартных машинах трения. Поэтому для исследования трения применялась специальная экспериментальная установка, работа которой подробно описана в [7]. Контртела были изготовлены из углеродистой стали 45 ГОСТ 1050-88 и аустенитной легированной стали 18Х2Н4МА ГОСТ 10702-78 в форме кольца диаметром 10×8 мм, которое контактировало с поверхностью исследуемого полимерного образца, изготовленного в виде пластины размером 20×25 мм и толщиной 5,8 мм. Необходимое контактное давление p создавалось с помощью системы грузов, устанавливаемых на подвижную траверсу. Скорость скольжения v во всех экспериментах составляла 0,7 м/с. Температура измерялась на боковой поверхности полимерного образца в конце каждого испытания. Для измерения температуры использовался бесконтактный измеритель температуры – инфракрасный термометр UT 302 C. Коэффициент трения f регистрировался в процессе испытаний по изменению тока в цепи питания электродвигателя. В конце испытаний определялся массовый износ, далее рассчитывались объемный износ образцов ΔV и коэффициент износа

$$K = \frac{\Delta V}{FL_T}, \qquad (5)$$

где F- внешняя нагрузка сжатия; L_T – путь трения.

Обсуждение результатов. На рис. 1 приведены полученные экспериментально-расчетным путем по (5) значения коэффициента износа в зависимости от величины произведения *pv*. Видно, что при контакте со сталью 18Х2Н4МА износ СВМПЭ в диапазоне соответствующих *pv*, находящихся левее вертикальной линии 2 с абсциссой 0,4 МПа м/с, несколько выше, что связано с более высокими регистрируемыми значениями коэффициента трения в этой паре трения по сравнению с парой СВМПЭ – сталь 45.

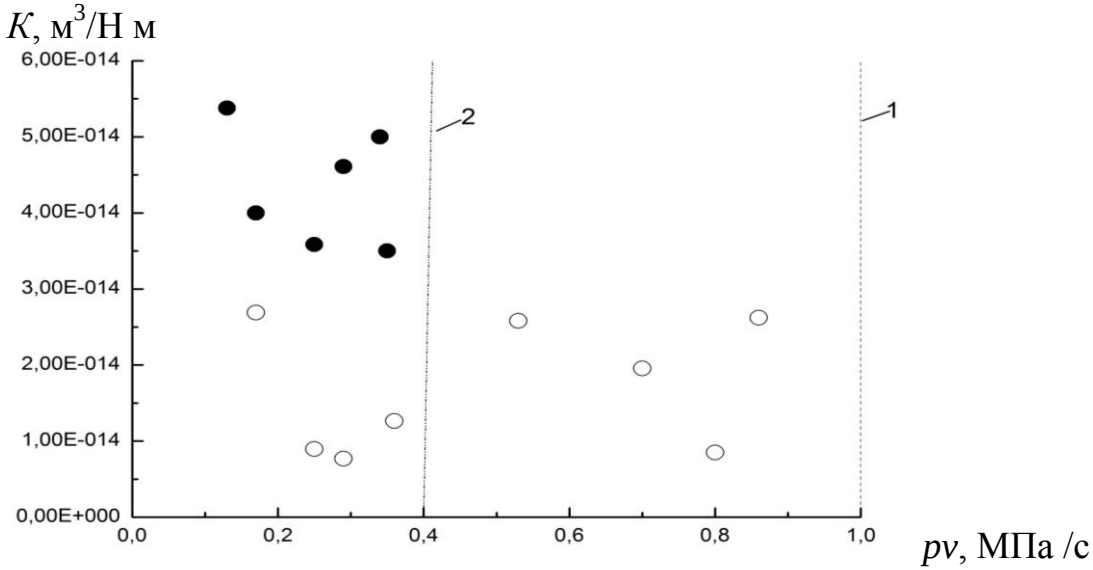


Рис.1. Значения коэффициента износа СВМПЭ в зависимости от *pv* в парах трения со стальными контртелами. Материалы контртел: сталь 45 (–), сталь 18Х2Н4МА (,). Абсциссы вертикальных линий соответствуют нагрузкам перехода СВМПЭ к катастрофическому износу: 1 - в контакте со сталью 45; 2 - в контакте со сталью 18Х2Н4МА.

Абсциссами вертикальных линий 1 и 2 на рис.1 являются величины *pv*, при которых в полимерных образцах формируются сквозные отверстия, а значения *K* в этих случаях становятся равными $4{,}8\times10^{-12}$ и $3{,}1\times10^{-12}$ м^3/Нм для пар трения СВМПЭ - сталь 18Х2Н4МА и СВМПЭ - сталь 45, соответственно. Сравнительный анализ указанных значений *K* с величинами, полученными при меньших нагрузках, позволяет принять значения *pv*=0,4 и *pv*=1,1 МПа м/с за нагрузки, соответствующие катастрофическому износу СВМПЭ в парах трения со сталью 18Х2Н4МА и со сталью 45, соответственно.

Для оценки физического состояния полимера при различных *pv* определялась температура на поверхности контакта по (3) с учетом (4). Значения величин $t_{ср}$ в зависимости от *pv* приведены на рис.2.

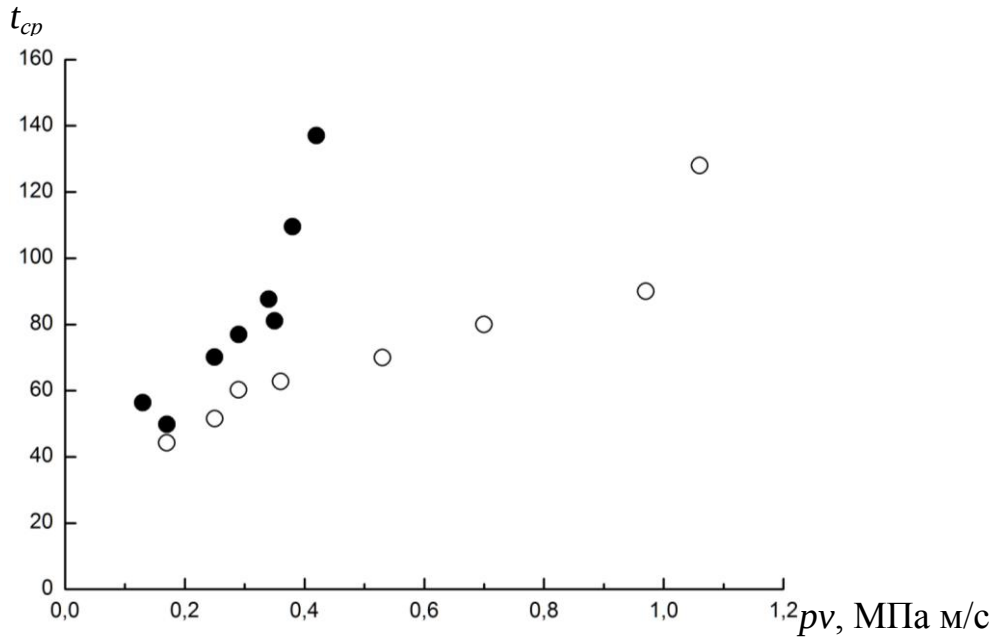


Рис. 2. Экспериментально-расчетные значения температуры на контакте в зависимости от *pv* в парах трения СВМПЭ – стали разных марок: со сталью 45 (–); со сталью 18Х2Н4МА (,).

Из данных рис. 2 следует, что величина t_{cp} при нагрузках, соответствующих резкому увеличению величины *K*, для пары трения СВМПЭ - сталь 18Х2Н4МА составляет 135 ^{0}С при *pv*=0,4 МПа м/с, а для пары СВМПЭ - сталь 45 м/с она равна 128 ^{0}С при *pv*=1,1 МПа м/с. Эти температуры близки к температурам плавления кристаллитов СВМПЭ. Таким образом, переход полимера к катастрофическому износу происходит при достижении контактной температуры величины близкой к температуре плавления кристаллической фазы. Основываясь на приведенных результатах экспериментальных исследований, решим (3) относительно *pv*, подставив в него (1) и (2), но за величину t_{cp} – примем температуру стеклования композита T_g [9], тогда

$$pv_{\max} = \frac{(T_g - t_c)(\lambda L \alpha_K S)}{(1-K_T) f S_H (\varphi \alpha_K S + \lambda L)} \quad . \qquad (6)$$

Выражение (6) позволяет определять значения совместной нагрузки pv_{max}, соответствующие переходу полимерного материала в зоне контакта в высокоэластическое состояние вследствие фрикционного нагрева, что приводит к его катастрофическому износу.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

[1] Krasn**yy** V.A., Maksarov V.V., Olt J. The use of polymer composite materials in the friction nodes downhole oil pumps . JOURNAL OF MINING INSTITUTE, 2015, Vol. 211, pp. 71-79.

[2] Krasn**yy** V. A. Application of seals made of directed reinforced polymeric composite materials to improve wear resistance of friction units of oil well pumps. *IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science* 2018, **194** (042008) pp.1-7.

[3] Седакова Е.Б., Козырев Ю.П. Прогнозирование триботехнических свойств полимерных композитов на основе физической модели изнашивания // Вестник машиностроения. 2013. N. 11. С. 34-38.

[4] Седакова Е.Б., Козырев Ю.П. Особенности износа политетрафторэтилена и промышленного композита Ф4К20 при трении по углеродистой и легированной сталям // Проблемы машиностроения и надежность машин. 2018. N.4. С. 73-80.

[5] Седакова Е.Б., Козырев Ю.П. Многомасштабность тепловых эффектов в материалах пары трения полимер-сталь // Современное машиностроение. Наука и образование. 2018. N.7. С. 358-369.

[6] Седакова Е.Б., Козырев Ю.П., Бураков И.С. Влияние легирующих элементов и контактных температур на диапазон рабочих нагрузок пар трения полимер – сталь // Трибология – машиностроению: Труды XII Международной научно-технической конференции, посвященной 80-летию ИМАШ РАН – М.- Ижевск: Институт компьютерных исследований, 2018. -662 с. Стр. 466-468.

[7] 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.

[8] Дульнев Г.Н, Семяшкин Э.М. Теплообмен в электронных аппаратах. Л.: Энергия, 1968. - 360 с

[9] 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. С. 156-158.

[10] Гуляев А.П. Металловедение. –М.: Металлургия,1986. -537 с.

[11] Глинка н.Л. Общая химия. – Ленинград: Химия. Ленингр. отд-ние, 1971.-712 с.

[12] Мышкин Н.К., Петроковец М.И.Трение, износ, смазка. Физические основы и технические приложения трибологии. –М.: Физматлит, 2007. -368 с.

[13] Friction and Wear of Polymer Composites/ Ed. by K. Fridrich – Amsterdam: Elsevier Scien. Pub. , 1986. – 507 p.

E.B.Sedakova[1], Yu.P.Kozyrev[2], Li Syanshun[3], D.S. Danilov[4]

METHOD OF DETERMING THE LOAD CAPACITY OF FRICTION PAIRS POLYMER MATERIAL- STEEL OF DIFFERENT BRANDS

[1,2] Institute for Problems in Mechanical Engineering of the Russian Academy of Sciences, Russia
[3,4]Peter the Great St.Petersburg Polytechnic University, Russia.

Abstract

The influence of alloying elements on the load capacity of friction pairs of ultrahigh molecular weight polyethylene-steel of different grades was studied experimentally and by calculation. A ratio is proposed to determine the limit values of the joint load, above which the polymer material passes into a highly elastic state, which leads to its catastrophic wear.

Key words: friction, wear, polymer, glass transition temperature, contact temperature, heat flux distribution coefficient, austenitic steel, carbon steel, alloying additives

REFERENCES

[1] Krasn**yy** V.A., Maksarov V.V., Olt J. The use of polymer composite materials in the friction nodes downhole oil pumps . JOURNAL OF MINING INSTITUTE, 2015, Vol. 211, pp. 71-79.
[2] Krasn**yy** V. A. Application of seals made of directed reinforced polymeric composite materials to improve wear resistance of friction units of oil well pumps. IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science 2018, **194** (042008) pp.1-7.
[3] Sedakova E.B., Kozyrev Yu.P. Predicting the behavior of the polymer composites on the basis of a physical model of wear // Russian engineering research. 2014. V. 34. N.2. P.76-78
[4] Sedakova E. B., Kozyrev Yu. P. Features of Wear of the Polytetrafluoroethylene and Commercial Composite F4K20 during Friction on Carbon and Alloy Steels //Journal of Machinery Manufacture and Reliability. 2018. V. 47. N. 4. P. 362–367

[5] Sedakova E. B., Kozyrev Yu. P. Multiscale of thermal effects in materials of pair friction polymer - steel //Sovremennoe mashinostroenie. Nauka i obrazovanie. 2018. N.7. P. 358-369.
[6] Sedakova E. B., Kozyrev Yu. P., Burakov I.S. Influence of alloying elements and contact temperatures on a range of working loadings of pairs friction polymer - steel // Tribology for Mechanical Engineering: Proceedings of XII International scientific conference dedicated to the 80th anniversary of IMASH– M.- Ijevsk: Institute computer isseledovaniy, 2018. -662 p. P. 466-468.
[7] Sedakova E. B. and Kozyrev Yu. P. Polymer Thermal Loading in the Polytetrafluoroethylene–Steel Friction Pair// Journal of Friction and Wear, 2017, Vol. 38, N. 5, P. 390–394.
[8] Dul'nev, G. N. and Semyashin, E.M., Teploobmen v elektronnykh apparatakh (Heat Exchange in Electronic Devices), Leningrad: Energiya, 1968.
[9] Sedakova E. B., Kozyrev Yu. P., Burakov I.S. Influence of frictional heating on the range of workloads polymer composites //Nedelya nauki SPbPU: materialu nauchnoy conferesii s megdunarodnum uchastiem. Institut metallurgii, machinostroeniya i transporta. P.2. -SPb.: Izdatelstvo Politechnicheskogo universiteta, 2017. – 425 p. P. 156-158.
[10] Gulyaev A.P. Metallovedeniye. –M.: Metallurgiya,1986. -537 p.
[11] Glinka N.L. Obshaya himiya. – Leningrad: Himiya. Leningradskoye otdeleniye, 1971.-712 p.
[12] Mushkin N.K., Petrokovets M.I. Treniye, iznos, smazka. Fisicheskie osnovu i technicheskie prilogeniya tribologii. -M.: Fizmatlit, 2007. -368 p.
[13] Friction and Wear of Polymer Composites/ Ed. by K. Fridrich – Amsterdam: Elsevier Scien. Pub. , 1986. – 507 p.

ТРАНСПОРТНЫЕ И ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ СИСТЕМЫ

ISSN 2223-0807
Современное машиностроение: Наука и образование :
материалы 8-й Международной научно-практической конференции / Под ред.
А.Н.Евграфова и А.А. Поповича.- СПб.: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2019.

DOI 10.1872/MMF-2019-59
УДК 621.874

К.П. Манжула[1], Н.В. Кунгурова[2]

ИССЛЕДОВАНИЕ УЗЛА СОЕДИНЕНИЯ ГЛАВНОЙ И КОНЦЕВОЙ БАЛОК МОСТОВОГО КРАНА

[1]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

[2]Наталья Владимировна Кунгурова
АО «Севмормонтаж»
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812) 552-84-01 E-mail: kungurova_nat@mail.ru

Аннотация

Представлены результаты исследования узла болтового соединения главной и концевой балок мостового двухбалочного крана грузоподъемностью 5 т пролетом 10,5, 16,5 и 28,5 м. Исследовались моменты затяжки высокопрочных болтов при использовании фланцевых накладок толщиной 10мм, 15мм, 20мм и 25мм по критериям недопустимости развитых пластических деформаций у отверстий под болты и герметичности стыка. Даны рекомендации по назначению моментов затяжки болтов в зависимости от пролета моста и толщины фланцевой накладки.

Ключевые слова: мостовой кран, узел соединения концевой и главной балок, высокопрочные болты, момент затяжки болта.

Введение. Узел соединения главной и концевой балок мостового крана выполняется с помощью сварки, на болтах или при помощи осей. В кранах небольшой грузоподъемности соединение на болтах имеет преимущества при монтаже и транспортировке. Существуют различные варианты болтового соединения: с торцевым примыканием, с верхним опиранием, угловым соединением. В настоящей работе исследуется узел соединения главной и концевой балок с соединением в угол при помощи

высокопрочных болтов (рис.1). Для удовлетворения условиям прочности и жесткости [1,2,3] по контактному взаимодействию между главной и концевой балкой вставляют фланцевую накладку, а для обеспечения горизонтальной жесткости вводят еще дополнительные ребра.

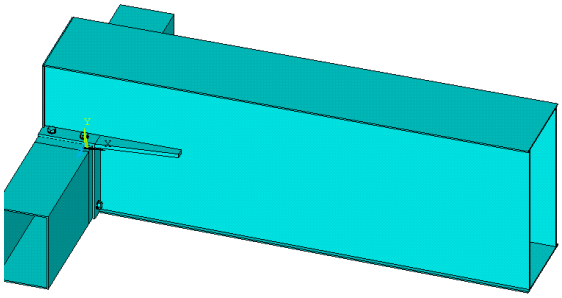


Рис. **Ошибка! Текст указанного стиля в документе отсутствует.**. Узел соединение главных и концевых балок

Цель исследования - определение оптимальной толщины фланцевой накладки по условия контактной прочности, оптимального момента затяжки болтов по условию прочности и герметичности стыка.

В качестве объекта исследования в работе рассматриваются двухбалочные мостовые краны общего назначения грузоподъемностью 5т и длиной пролета 10,5м, 16,5м и 28,5м. Исследовались накладки толщиной 10мм, 15мм, 20мм и 25мм. Соединение главной балки с концевой осуществлялось шестью высокопрочными болтами М16 с зазором. Металлоконструкция кранов изготовлена из стали 09Г2С- 12 с пределом текучести $\sigma_{0,2} = 345\,\text{МПа}$, а в стыке использованы высокопрочные болты класса прочности 12.9 с условным пределом текучести $\sigma_{0,2} = 1080\,\text{МПа}$ и временным сопротивлением разрыву $\sigma_B = 1200\,\text{МПа}$.

Геометрические и эксплуатационные параметры кранов приведены в таблице 1 [4].

Таблица 1

Геометрические и эксплуатационные параметры кранов г/п 5т.

Пролет	База крана	База тележки	Колея тележки	Масса тележки	Масса моста крана	Скорость подъема груза	Скорость крана	Скорость тележки
м	м	м	м	т	т	м/с	м/с	м/с
10,5	3,5	1,25	1,4	1	7,3	0,16	1,17	0,7
16,5	3,5	1,25	1,4	1	9,3	0,16	1,17	0,7
28,5	5,6	1,25	2	1	16,8	0,16	1,17	0,7

В расчетах рассматриваются нагрузки от собственного веса, веса поднимаемого груза и максимальные инерционные силы рабочего состояния, возникающие при неустановившемся движении механизмов подъема, передвижения крана и передвижения тележки [5]. Для каждого

крана рассмотрены 4 расчетных сочетания нагрузок: IIa, IIb, IIc и IId. В расчетных сочетаниях IIa, IIb, IIc тележка с грузом расположена в середине пролета. Сочетание IId рассматривает перекос моста крана при расположении тележки с грузом у концевой балки. В работе не рассматриваются нагрузки, возникающие при наезде крана на тупиковые упоры [6]. Исследуемые параметры балок приведены в табл.2.

Таблица 2

Геометрические параметры балок

Главная балка				**Концевая балка**			
Высота	Ширина	Стенка	Пояс	Высота	Ширина	Стенка	Пояс
H, м	B, м	δ_c,мм	$\delta_п$,мм	H, м	B, м	δ_c,мм	$\delta_п$,мм
Пролет 10,5м							
0,589	0,3	4	5	0,3	0,2	5	5
Пролет 16,5м							
0,92	0,3	4	5	0,3	0,2	5	5
Пролет 28,5м							
1,36	0,5	5	5	0,4	0,3	5	5

Равные или близкие значения толщин стенок и поясов в рассмотренных главных балках диктуются определяющим влиянием сочетания нагрузок IIb и является оптимальными по массе [7]. Для определения влияния величины затяжки болтов на напряженно-деформированное состояние в зоне контакта рассматривались варианты со значениями момента затяжки болтов: 100Нм, 150Нм, 200Нм, 250Нм, 300Нм.

Исследования проводились в среде конечно-элементного моделирования Ansys [8]. Узел соединения главной и концевой балок моделировался объемными конечными элементами SOLID185, остальная металлоконструкция моделировалась балочными конечными элементами BEAM4 (рис. 2).

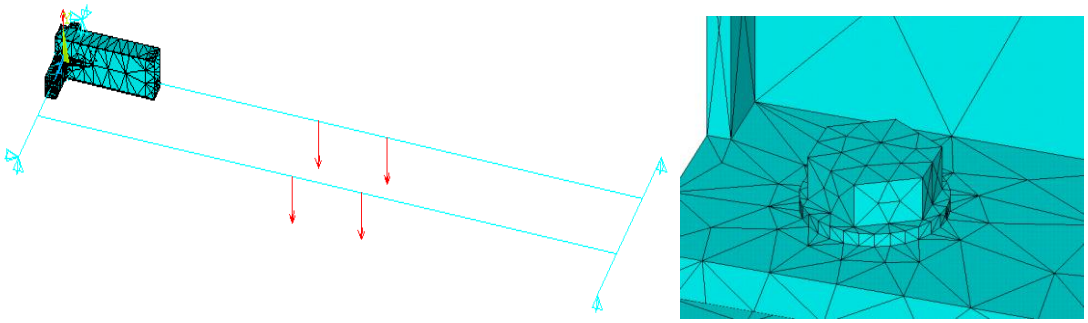


Рис. 2. Конечно-элементная модель крана при расчетном сочетании нагрузок IIa

В местах сопряжения фланцевой накладки с балками и месте сопряжения элементов SOLID с BEAM использовались различные контактные элементы. Коэффициент трения стали по стали $f_{тр}$ = 0,15. Предварительный натяг высокопрочных болтов М16 моделировался

специальными элементами PRETS 179 с заданием осевых сил, соответствующих моментам затяжки болтов.

В результате расчетов оценивалось напряженно-деформированное состояние у отверстий под болты в концевой балке и в накладке.

Распределение этих напряжений в концевой балке при расчетном сочетании нагрузок IIa в кране пролетом 10,5 м и толщине фланцевой накладки 10мм показано на рис.3. Максимальные напряжения на кромке отверстия при моменте затяжки болтов $M_з$=100 Нм достигают значения 204 МПа, а при затяжке моментом $M_з$=300 Нм – 545 МПа. Примерно аналогичным образом изменяются напряжения у отверстия во фланцевой накладке: 212 МПа при моменте $M_з$=100 Нм и 550 МПа при моменте затяжки $M_з$=300 Нм (рис.4). Напряжения в локальных объемах металла превышают предел текучести и вызывают местное смятие металла, однако это не оказывает влияния на работоспособность узла.

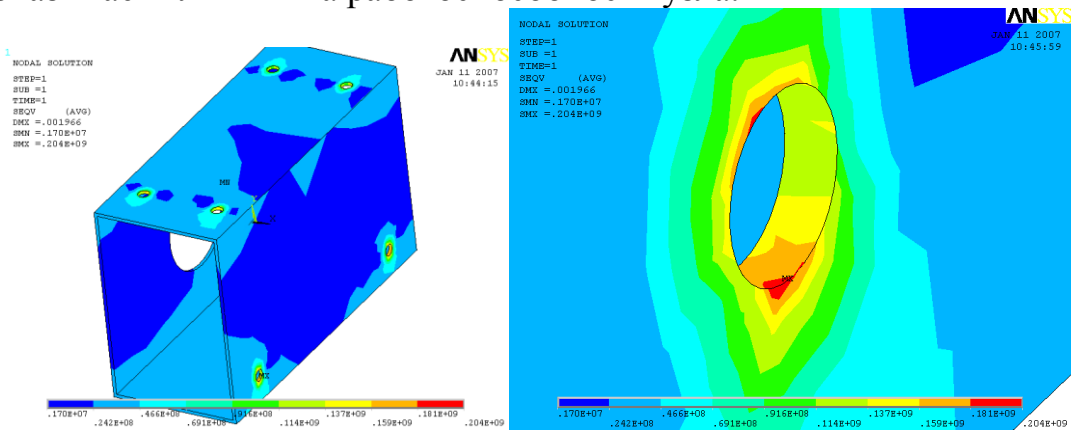


Рис. 3. Напряжения по Мизесу у отверстий в концевой балке при расчетном сочетании нагрузок IIa в кране пролетом 10,5 м, толщине фланцевой накладки 10мм и моменте затяжки 100 Нм

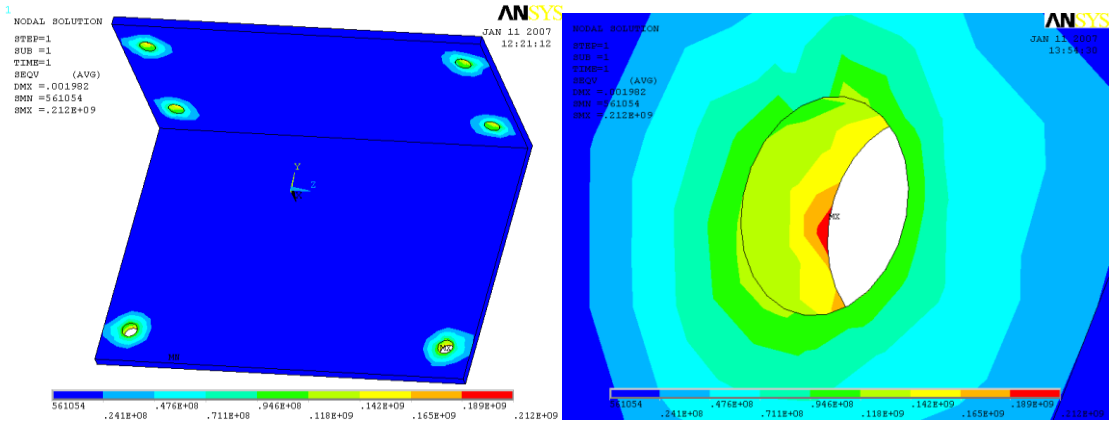


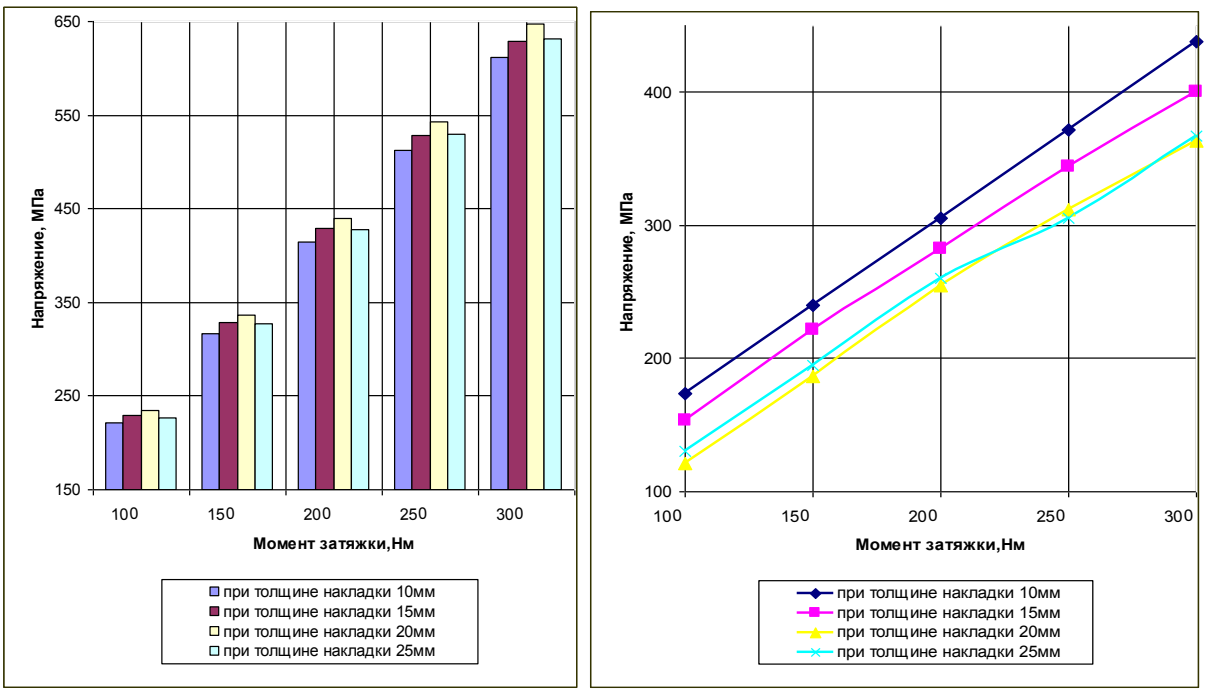
Рис. 4. Напряжения по Мизесу у отверстий во фланцевой накладке при расчетном сочетании нагрузок IIa в кране пролетом 10,5 м, толщине фланцевой накладки 10мм и моменте затяжки 100 Нм

Расчеты локальных напряжений у отверстий этого же крана при расчетном сочетании нагрузок IIb (разгон-торможение крана) показали,

что по характеру они похожи, а по абсолютным значениям на 70 МПа превышают значения, рассчитанные по IIa при $M_з$=100Нм, и почти не отличаются при $M_з$=300Нм. Расчеты напряжений при расчетном сочетании нагрузок IId (перекос крана) не вносят корректив в характер распределения и значения напряжений.

Для оценки развития пластических деформаций по толщине листа дополнительно рассчитывались в Mathcad средние напряжения интегрированием эпюры распределения расчетных напряжений по толщине. Выявлено, что при всех значениях момента затяжки средние напряжения в концевой балке по рассмотренным расчетным сочетаниям нагрузок при пролете 10,5 м не превышают предела текучести основного металла.

На следующем этапе анализировалось влияние толщины накладки на характер распределения и значения максимальных напряжений у отверстий в накладке. Расчеты проводились для всех сочетаний нагрузок и показали, что максимальные локальные напряжения не зависят от толщины накладки, а также от расчетных сочетаний нагрузок. На рис. 5,а для примера показано влияние толщины наладки на значения максимальных напряжений при изменении момента затяжки для сочетания нагрузок IId.

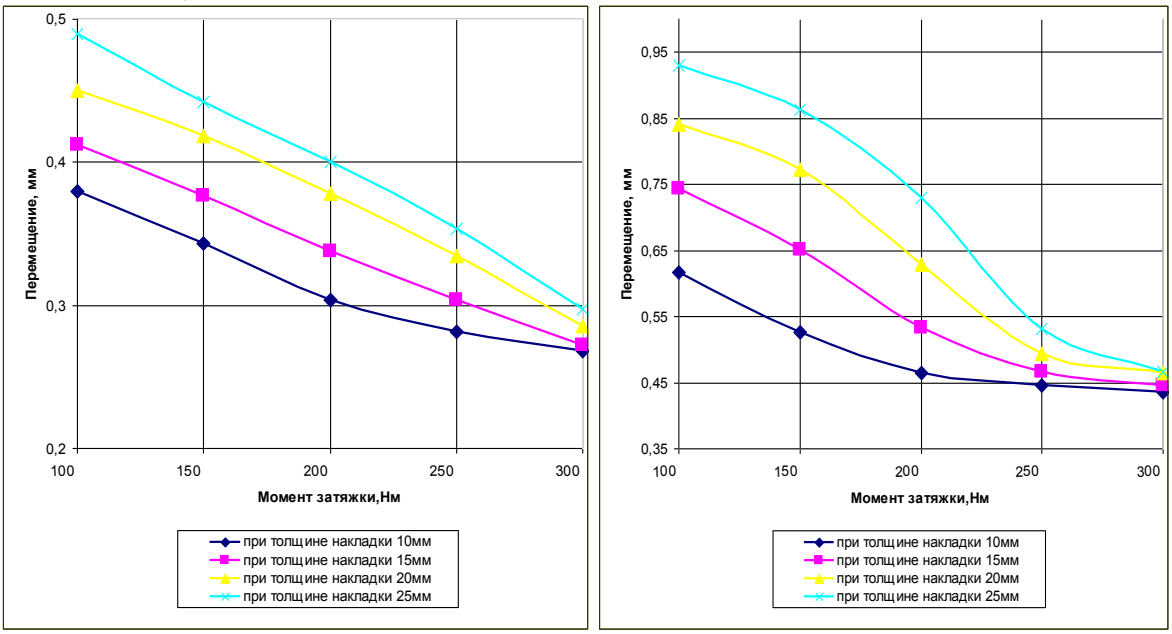


а) б)

Рис. **Ошибка! Текст указанного стиля в документе отсутствует.**. Изменение максимальных напряжений – а) и средних напряжений – б) в накладке в зависимости от величины момента затяжки высокопрочных болтов в кране пролетом 10,5м при различных толщинах накладки рассчитанные по IId

Однако, если анализировать средние напряжения у отверстий по толщине листа накладки, то толщина накладки оказывает на них более существенное влияние. В частности, при моменте затяжки $M_з$=240Нм и выше, и толщине накладки меньше 20 мм, средние напряжения превышают предел текучести металла стали 09Г2С, что вызовет смятие отверстия по всему контуру (рис.5,б). Как было отмечено, этого эффекта не наблюдается в концевой балке, в которой средние напряжения по отверстиям ниже предела текучести.

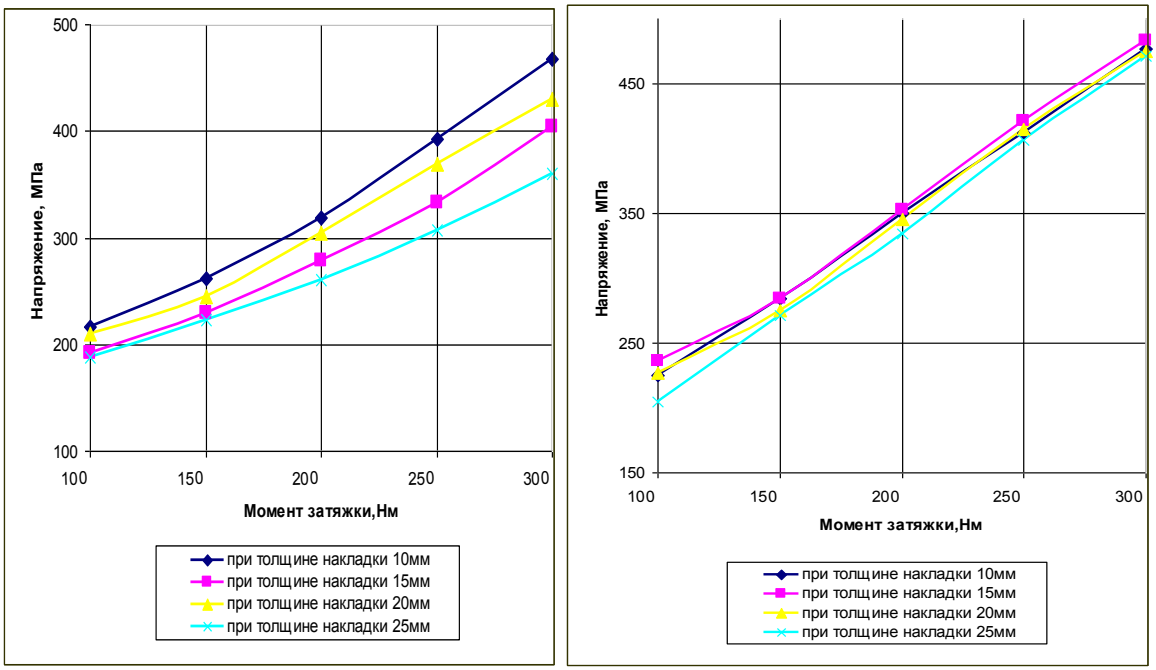
Анализ относительного смещения элементов стыковочного узла показал, что условие не раскрытия стыка выполняется при значении момента затяжки 100 Нм (рис.6,а) Также видно, что увеличение толщины накладки отрицательно влияет на величину относительного смещения элементов в узле.



а) б)

Рис. 6. Относительное суммарное смещение главной и концевой балок в зависимости от величины момента затяжки в кране пролетом 10,5м –а); в кране пролетом 16,5 м- б)

Аналогичная серия расчетов выполнена для крана пролетом 16,5 м. Определяющим расчетным сочетанием нагрузок является сочетание IIb. Максимальные локальные напряжения 322МПа, достигнутые в накладке при толщине 100 мм для сочетания IIb, в 1,5 раза больше напряжений достигнутых при сочетаниях нагрузок по IIa (223МПа) и по IId (226МПа). При $M_з$=300 Нм максимальные напряжения по всем расчетным сочетаниям становятся близкими к 650 МПа. Средние напряжения по толщине листа в накладке зависят от ее толщины (рис.7.а), а в концевой балке не зависят от ее толщины (рис.7,б). Допустимым моментом затяжки по условию контактной прочности следует считать $M_з$=200-250 Нм. При большей величине момента затяжки в районе отверстия по всей толщине накладки возникает пластическая деформация.

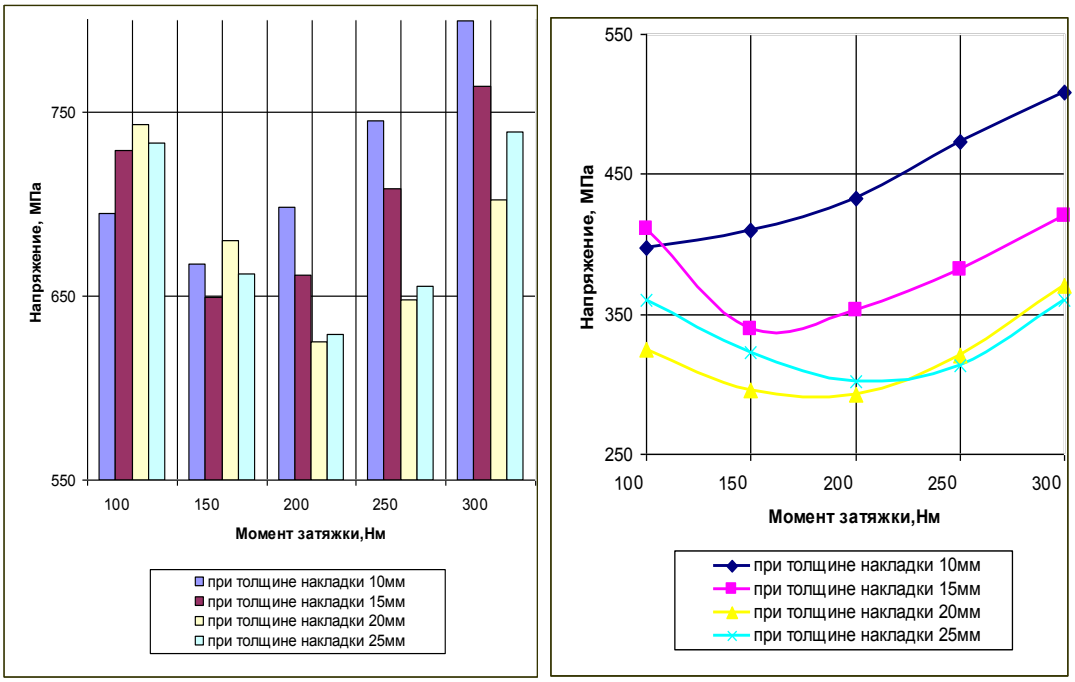


а) б)

Рис. 7. Средние напряжения у отверстия по толщине листа в накладке –а) и в концевой балке – б) в зависимости от величины момента затяжки болтов в кране пролетом 16,5м при различных толщинах накладки рассчитанные по сочетанию – IIb

Расчеты относительных смещений элементов узла соединения показывают (рис.6,б), что для обеспечения герметичности и одновременно не допущения развития пластических деформаций в кране пролетом 16,5 м необходимо использовать накладки толщиной 10, 15 мм и затягивать болты моментом $M_з$=200 Нм.

При пролете крана 28,5 м сочетание нагрузок IIb также является определяющим по условию прочности. Так, максимальные локальные напряжения 642 МПа, достигнутые при сочетании IIb, почти в 3 раза больше напряжения, достигнутого при сочетании нагрузок по IIa, равного 234 МПа, и почти в 2 раза больше напряжения, достигнутого при сочетании нагрузок по IId, равного 332 МПа. Распределение максимальных и средних напряжений у отверстия в накладке и в концевой балке при этом пролете отличается от предыдущих случаев (рис.8). Наименьшие напряжения наблюдаются при использовании фланцевой накладки, толщиной 20 мм. При ее использовании средние по толщине листа накладки напряжения не достигают предела текучести материала при моменте затяжки до 280 Нм. По условию смещения концевой балки относительно главной такую величину затяжки болтов также следует считать наиболее оптимальной. В этом случае смещение составляет 0,6 мм (рис.9). В накладках толщиной менее 20 мм средние напряжения у отверстий превышают предел текучести во всем диапазоне затяжки болтов.



а) б)

Рис. 8. Максимальные локальные – а) и средние по толщине – б) напряжения в накладке в зависимости от момента затяжки болтов в кране пролетом 28,5м, при разных толщинах накладки рассчитанные по сочетанию IIb

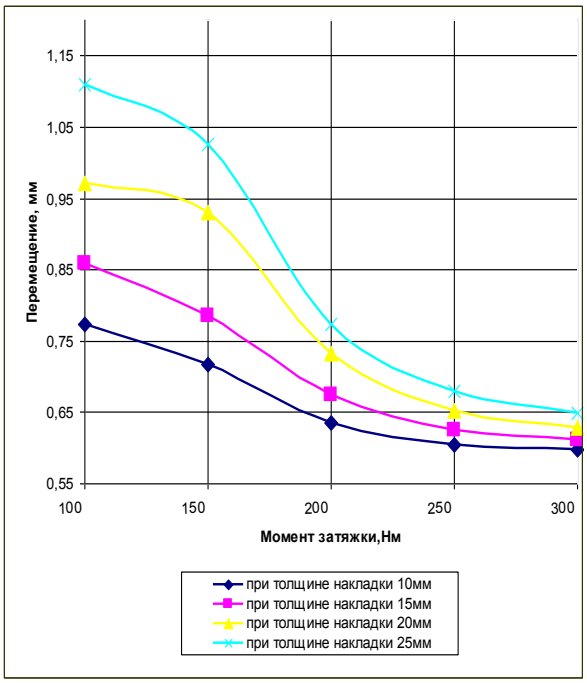


Рис. 9. Относительное суммарное смещение главной и концевой балок в зависимости от величины момента затяжки в кране пролетом 28,5м

Выводы. В рассматриваемом узле соединении главной и концевой балок у мостового кранна пролетом 10,5 м толщину фланцевой накладки следует принимать 20 мм и высокопрочные болты затягивать моментом 240 Нм. При пролете крана 16,5 м оптимальной является толщина

накладки 15 мм и затягивание высокопрочных болтов моментом 250 Нм. При пролете крана 28,5 м оптимальным является использование фланцевой накладки, толщиной 20 мм и затягивание болтов моментом до 250-280 Нм.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

[1] Соколов С.А. Строительная механика и металлические конструкции машин: учебник. СПб.: Политехника, 2011.- 450 с.

[2] Справочник по кранам: В 2т . Т.1. Характеристики материалов и нагрузкок. / В.И. Брауде, М.М. Гохберг, Е.И. Звягинцев и др..; Под общ. Ред М.М. Гохберга - Л: Машиностроение, 1988.- 536 с.

[3] ГОСТ 33169-2014. Краны грузоподъемные. Металлические конструкции. Подтверждение несущей способности. М.: Стандартинформ. 2105 - 50с.

[4] Манжула, К.П. Кунгурова Н.В. Исследование соединения главной и концевой балок в мостовых кранах// Материалы всероссийской межвузовской научной конференции студентов и аспирантов. 26.11-01.12 2007 г. Часть III. СПб. Из-во СПбГПУ. С.85-86.

[5] Парницкий, А.Б. Мостовые краны общего назначения / А.Б. Парницкий, А.П. Шабашов. - 3-е изд., испр., доп. - Москва ; Свердловск : Гос. науч.-техн. изд-во машиностроит. лит., 1961. - 327 с.

[6] Рабей В.В. Исследование напряженно-деформированного состояния металлоконструкций мостовых кранов в процессе их наезда на тупиковые упоры/ Известия вузов. Северо-кавказасский регион. Технические науки. 2013, №4. С 42-46.

[7] Анцев В.Ю. Исследование напряженно-деформированного состояния пролетных балок мостовых кранов с оптимизированными массогабаритными показателями/ В.Ю. Анцев, А.С. Толоконников, В.А. обыденов// Известия ТУлГУ. Технические науки.2013. вып 12. Ч. 1.

[8] ANSYS : [учебное пособие] / М. А. Денисов. Екатеринбург : Изд-во Урал, ун-та, 2014. - 77 с.

K.P. Manzhula[1], N.V. Kungurova[2]

RESEARCH OF THE UNIT OF CONNECTION OF THE MAIN AND END BEAM OF THE BRIDGE CRANE

[1]Peter the Great St.Petersburg Polytechnic University, Russia.
[2]AO «Sevzapmontazh», Russia.

Abstracts

The article presents the results of the study of the bolted connection of the main and end beams of the bridge double-girder crane with a capacity of 5 t span of 10.5, 16.5 and 28.5 m. The tightening torques of high-strength bolts using flange linings with a thickness of 10mm, 15mm, 20mm and 25mm according to the criteria of inadmissibility of developed plastic deformations in bolt holes and tightness of the joint. Recommendations on the purpose of bolt tightening torques depending on the span of the bridge and the thickness of the flange lining are given.

Key words: bridge crane, end and main beams junction, high-strength bolts, bolt tightening torque.

REFERENCES

[1] Sokolov S.A. Construction mechanics and metal structures of machines: a textbook. SPb .: Polytechnic, 2011.- 450 p.
[2] Guide to cranes: In 2t. T.1. Characteristics of materials and load. / IN AND. Braude, M.M. Gokhberg, E.I. Zvyagintsev et al.; Under total Red M.M. Gokhberg - L: Mashinostroenie, 1988.- 536 p.
[3] GOST 33169-2014. Lifting cranes. Metal constructions. Confirmation of bearing capacity. M .: Standardinform. 2105 - 50s.
[4] Manzhula, K.P. Kungurova N.V. Study of the connection of the main and end beams in bridge cranes // Materials of the All-Russian Inter-University Scientific Conference of Students and Postgraduates. 26.11-01.12 2007 Part III. SPb. Due to SPbGPU. Pp.85-86.
[5] Parnitsky, A. B. Bridge cranes of general purpose / A. B. Parnitsky, A.P. Sabbat. - 3rd ed., Rev., ext. - Moscow; Sverdlovsk: State. scientific and technical publishing house engineering. lit., 1961. - 327 p.
[6] Rabey V.V. Investigation of the stress-strain state of metal structures of bridge cranes in the process of driving over dead-end stops / News of universities. North Caucasus region. Technical science. 2013, №4. P. 42-46.
[7] Antsev V.Yu. Investigation of the stress-strain state of the girders of bridge cranes with optimized mass-dimensions parameters/ V.Yu. Antsev, A.S. Tolokonnikov, V.A. obydenov // News of TulSU. Engineering science. Vol 12. Part 1. P. 5.
[8] ANSYS: [study guide] / M.A. Denisov. Ekaterinburg: Ural Publishing House, University, 2014. - 77 p.

ISSN 2223-0807
Современное машиностроение: Наука и образование:
материалы 8-й международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н.Евграфова и А.А. Поповича.- СПб.: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2019.

DOI 10.1872/MMF-2019-60
УДК 621.643.03

Э.И. Мансырев[1], А.В. Коковцева[2], Д.Э. Мансырев[3], В.К. Бельченко[4], А.В. Емельянов[5]

СТАТИЧЕСКОЕ РАСТЯЖЕНИЕ ТОНКОСТЕННОЙ ТРУБЫ С НЕСКВОЗНОЙ ПОПЕРЕЧНОЙ ТРЕЩИНОЙ

[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]Дмитрий Энверович Мансырев,
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого,
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: +7(921)405-26-25, E-mail: dm.mansurev@gmail.com

[4]Владимир Константинович Бельченко,
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого,
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: +7(962)700-64-69, E-mail: belchenko239@gmail.com

[5]Емельянов Антон Владимирович,
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого,
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: +7(981)711-91-54, E-mail: em-ant1990@yandex.ru

Аннотация

С помощью численного моделирования и результатов испытаний трубных образцов разработан способ определения величины критического раскрытия вершины несквозной поперечной трещины в трубе при осевом растяжении. Отмечается, что старт увеличения глубины трещины наступа-

ет в докритическом состоянии трубы, для оценки которого предложены два варианта прогнозирования этого эффекта.

Ключевые слова: тонкостенная труба, несквозная трещина, статическое растяжение трубы с трещиноподобным дефектом, раскрытие вершины трещины, глубина поверхностной трещины в трубе.

1. Введение

Основными мерами при оценке трещиностойкости объектов типа труб считаются коэффициент интенсивности напряжений (K), раскрытие вершины трещины (δ) и J-интеграл (J). Первая мера обычно используется для прогнозирования хрупкого разрушения объекта и является основным параметром линейной механики разрушения. Если разрушение объекта с трещиной оказывается вязким, то для оценки его трещиностойкости привлекают вторую или третью меру, которые относятся к параметрам нелинейной механики разрушения [1, 2]. Критические величины указанных мер, – их значения в момент начала самопроизвольного распространения трещины, связывают со свойствами материала, определение критических величин K_c, δ_c и J_c выполняют экспериментально с помощью стандартных образцов [3 – 6].

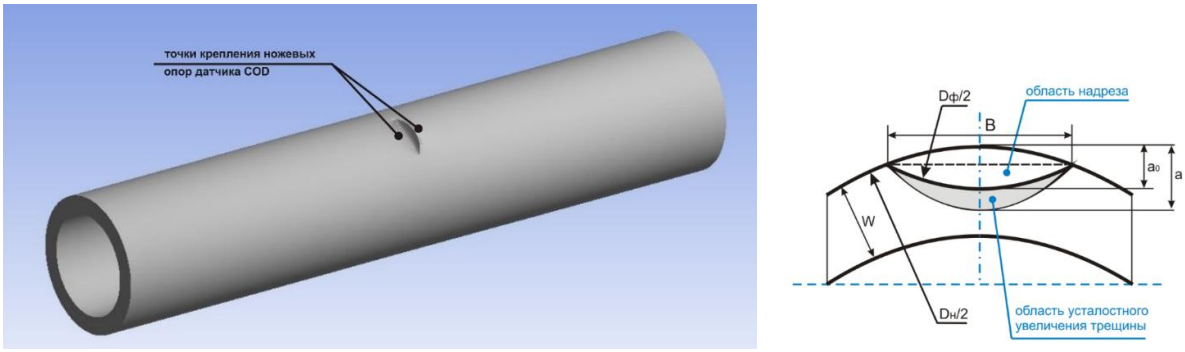
Растяжение трубы из упругопластического материала с поперечной несквозной поверхностной трещиной имеет свои особенности, – КИН не остается постоянным вдоль фронта трещины [7 – 9] и форма фронта изменяется [10 – 12] в процессе нагружения. Кроме того, этот процесс сопровождается развитием пластических деформаций как в области фронта трещины, так и за пределами этой области. Очевидно, что применение силового критерия (использование K_c) для оценки прочности такой трубы неадекватно, поэтому рассмотрение процесса развития трещины приходится проводить с позиций нелинейной механики разрушения. Однако, в современной технической литературе крайне немногочисленны экспериментальные сведения об эволюции основных параметров нелинейной механики разрушения в процессе статического развития трещины в трубном конструкционном элементе, преимущественно имеются лишь модельные представления об этом процессе.

В настоящей работе предлагается использовать в качестве меры квазистатического развития поперечной трещины в трубе модифицированный вариант величины раскрытия вершины трещины $\tilde{\delta}$, основанный на результатах КЭ–моделирования и прямых экспериментальных результатах.

2. Раскрытие вершины поперечной трещины в растянутой трубе

Неравномерность распределения КИН по фронту трещины и взаимного перемещения берегов при растяжении трубы (рис. 2.1) приводит к необходимости модельных упрощений, согласующихся с результатами экспе-

риментов. К основным параметрам такой модели отнесем глубину в центральной точке фронта трещины a, КИН $\widetilde{K}$ и раскрытие вершины трещины $\tilde{\delta}$ в той же точке ее фронта. Опуская подробности эволюции формы фронта при постепенном статическом растяжении, попытаемся установить взаимосвязь между геометрическими размерами трещины, механическими характеристиками материала трубы, растягивающем трубу усилием F и средством измерения эволюции трещины – показаниями датчика раскрытия устья трещины (датчика COD) V.



(a) ($б$)

Рис. 2.1. Тонкостенная труба с поперечной трещиной [10]: (a) – схема трубы с трещиной; ($б$) – геометрия трещины

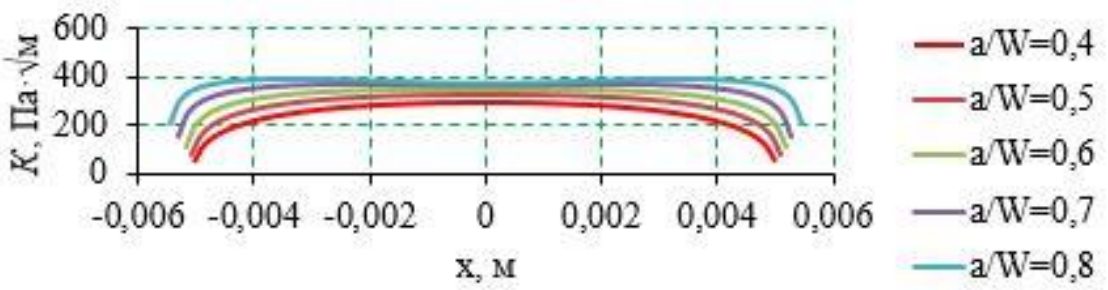


Рис. 2.2. Распределение КИН по фронту трещины [10] при F = 1 Н

Рассмотренный в работе авторов [10] процесс циклического роста поперечной трещины в трубе (рис. 2.2) позволил на основании численного моделирования и результатов испытаний трубных образцов установить и определить коэффициенты в выражении для $\widetilde{K}$, которое оказывается необходимым и для $\tilde{\delta}$:

$$\widetilde{K} = c_0 \cdot \left(F\sqrt{a}\,/\,\pi D_c W\right) \cdot \left(B/W\right)^{\omega} \cdot F_2\left(a/W\right), \qquad (2.1)$$

здесь D_c –диаметр срединного слоя трубы; $F_2\left(a/W\right)$ – функция формы для трубного образца с поперечной трещиной; W – толщина стенки трубы; B – ширина трещины (длина хорды трещины); $c_0 = 0{,}03162278$ – размерный коэффициент; $\omega = 0{,}5$ – коэффициент, установленный по результатам

МКЭ-моделирования. Функция формы (интерполяционная функция) имеет вид полинома 3-го порядка

$$F_2\left(a/W\right) = M_1 + M_2\, a/W + M_3(a/W)^2 + M_4(a/W)^3, \qquad (2.2)$$

где $M_1 = 1{,}292221$, $M_2 = -0{,}354212$, $M_3 = 0{,}580744$ и $M_4 = -0{,}582265$ – коэффициенты, установленные по результатам K-тарировки для труб с наружным диаметром D = 27,0 мм, толщиной стенки W = 3,5 мм и шириной по хорде трещины B = 9,0 ÷ 12,0 мм.

Раскрытие вершины трещины сопровождается взаимным поворотом ее берегов, для учета этого обстоятельства рассмотрим схему, изображенную на рис. 2.3. Полагая, что в центральном поперечном сечении деформированного состояния трещины ее берега остаются приближенно прямолинейными в направлении глубины (в направлении ширины они криволинейны), определим величину раскрытия суммой двух слагаемых, первое из которых связано с упругими деформациями, а заключенное в квадратные скобки второе слагаемое, – с пластическими:

$$\tilde{\delta} = \frac{\tilde{K}^2}{2E'R_{\text{р}}} + [V_P - 2(a+z)\cdot \text{tg}(\beta/2)]. \qquad (2.3)$$

Здесь $V_{\text{р}}$ – пластическая составляющая показаний датчика раскрытия устья трещины (датчика COD); E'– модуль упругости материала трубы в задаче о плоской деформации; $R_{\text{р}}$ – предел текучести материала; β – угол взаимного поворота берегов трещины в ее центральном сечении, z – толщина ножевых опор датчика COD.

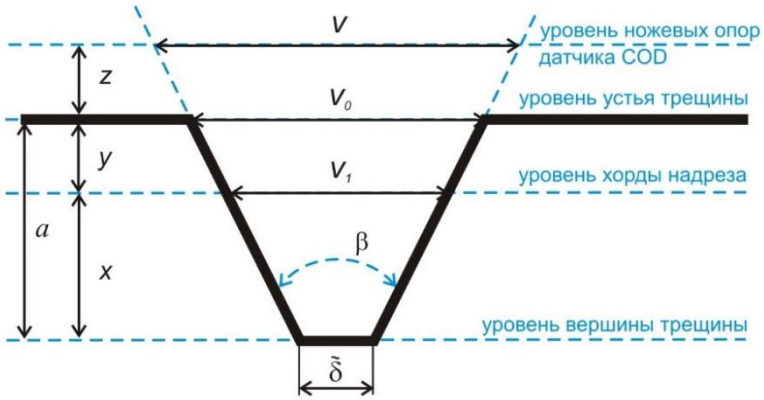


Рис. 2.3. Схема, иллюстрирующая вывод формулы для величины раскрытия вершины трещины δ̃, здесь: a –глубина трещины; x – расстояние от хорды надреза до фронта трещины; y – расстояние от хорды надреза до устья трещины; z – толщина ножевых опор датчика COD; β – взаимный поворот берегов трещины в ее центральном сечении; V, V_0 и V_1 – взаимные перемещения берегов трещины на разных уровнях, величина V совпадает с показаниями датчика COD

Определить угол поворота β с помощью показаний лишь одного датчика COD затруднительно. Полагая, что поворот берегов трещины преимущественно определяется упругими свойствами материала трубы (берега трещины свободны от напряжений), допустим что удовлетворительную оценку величины β можно получить с помощью упругого решения задачи о растяжении трубы с трещиной заданной формы.

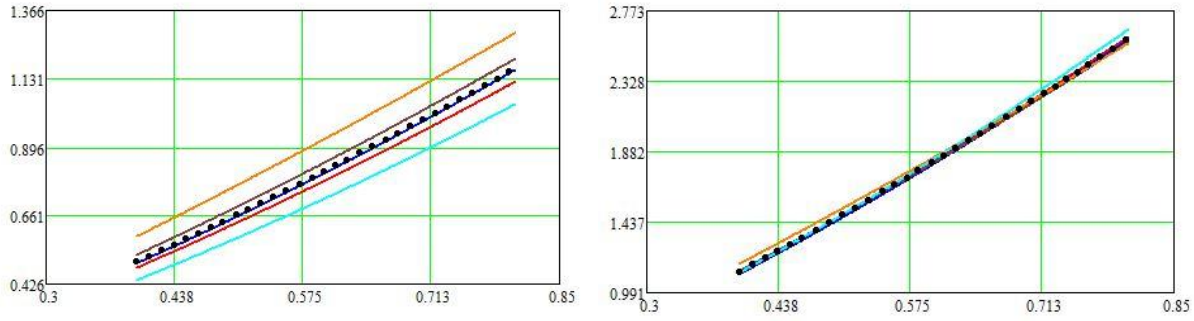
Выполненные многовариантные КЭ-расчеты для определения взаимных перемещений берегов трещины на уровне устья V_0 и уровне хорды V_1 (рис. 2.3) при различных B и a/W, а также последующий регрессионный анализ, позволили представить функцию поворота берегов трещины

$$\mathrm{tg}\left(\beta/2\right) = \frac{V_{0\mathrm{p}}/2 - V_{1\mathrm{p}}/2}{y} = \frac{k_0}{2}\cdot\frac{F}{\pi D_{\mathrm{c}} W E'}\cdot F_4\left(D, B, a/W\right) \qquad (2.4)$$

как функцию растягивающего усилия, размеров трубы, размеров трещины и механических свойств материала трубы. Здесь k_0 = 3,162767 – безразмерный множитель; интерполяционная функция F_4 имеет вид

$$F_4\left(D, B, a/W\right) = \left(\frac{B}{D}\right)^{\theta}\cdot\frac{a}{W}\left(Q_1 + Q_2\frac{a}{W}\right), \qquad (2.5)$$

и содержит установленные по результатам КЭ-расчетов для труб с наружным диаметром D = 27,0 мм, толщиной стенки W = 3,5 мм и шириной трещины B = 9,0 ÷ 12,0 мм величины коэффициентов интерполяционной функции Q_1 = 2,443688, Q_2 = 0,994860; θ = –0,85 – коэффициент, установленный по результатам численного моделирования (выбранная величина θ иллюстрируется графиками, изображенными на рис. 2.4).



(*а*) (*б*)

Рис. 2.4. Графики интерполяционной функции $F_4(D,B,a/W)$, определенные по результатам КЭ-расчетов в зависимости от относительной глубины трещины a / W при различных B = 9,0 ÷ 12,0 мм: θ = 0,0 (*а*) и θ = –0,85 (*б*)

В то же время, анализ полученных численных результатов для деформаций свидетельствует об определенной малой депланации поверхностей

берегов трещины в направлении ее глубины, – то есть некотором малом отклонении от прямолинейности в направлении глубины трещины.

Альтернативным вариантом определения коэффициентов интерполяционной функции является определение их по результатам испытаний, рассмотренное ниже.

3. Определение раскрытия вершины трещины в трубе по результатам испытаний

Выполненные испытания дают основание для ряда предположений о процессе монотонного растяжения трубы с поперечной несквозной трещиной:

1) На начальном этапе растяжения происходит неравномерное «притупление» по фронту трещины, отвечающее начальной наклонной линейной части диаграммы «Нагрузка F – раскрытие устья трещины V» (рис. 3.1). Более интенсивно притупление происходит в центральной части трещины и менее интенсивно, – у ее краев, приближающихся к наружной цилиндрической поверхности образца и характеризуемые сравнительно меньшими локальными величинами КИН.

2) На следующем этапе (начальном упругопластическом этапе деформировании в области фронта трещины) происходит развитие пластических деформаций с сопутствующим упрочнением: начинаясь от центра фронта трещины в этот процесс вовлекаются все большие объемы, охватывающие часть фронта трещины (соответствует начальной нелинейной части диаграммы «Нагрузка F – раскрытие устья трещины V»). На этом этапе происходит частичное пластическое раскрытие вершины трещины в центре, локальные глубины трещины не изменяются.

3) Далее следует этап прогрессирующего упругопластического деформирования с частичным разрушением в центральной части фронта трещины. Происходит «страгивание» глубины трещины в ее центральной части, периферийные области фронта трещины не претерпевают дополнительных «углублений». Форма фронта трещины испытывает изменения: локальные центральные глубины увеличиваются, периферийные глубины не изменяются или увеличиваются значительно медленнее. Общее увеличение площади трещины сопровождается вовлечением в упругопластическое деформирование с упрочнением все больших объемов в окрестности ее фронта, результирующая нагрузка F все еще возрастает за счет упрочнения несмотря на уменьшение площади поперечного сечения трубы при «страгивании» трещины, однако менее интенсивно, чем ранее. Допуская, что начало этого этапа характеризуется уровнем нагрузки $F\mathrm{s}$, который подлежит определению, этап заканчивается при достижении нагрузкой максимальной величины $F\mathrm{m}$. К моменту завершения этого этапа габаритные размеры трещины, – как габаритная глубина a, так и возможно ширина

B, – увеличиваются, трещина из несквозной вероятно преобразуется в сквозную.

4) Заключительный этап, – этап прогрессирующего разрушения по всему фронту изменяющейся по габаритным размерам трещины, сопровождается падением растягивающей нагрузки *F* и завершается полным разрушением трубы, то есть разделением ее на отдельные части.

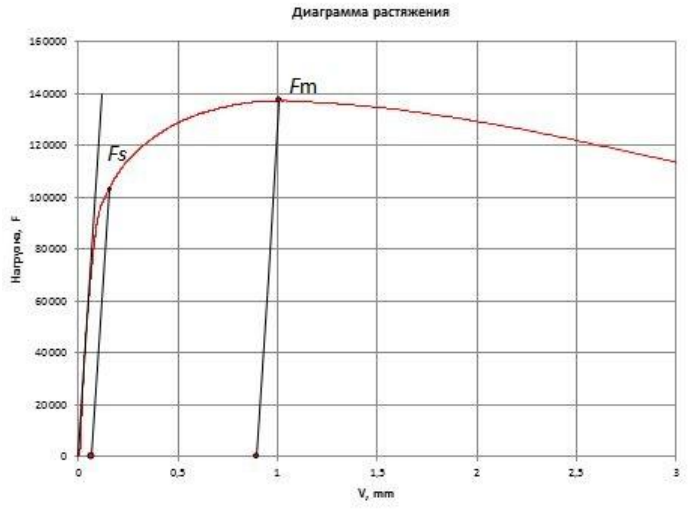


Рис. 3.1. Типовая диаграмма «Нагрузка *F* – раскрытие устья трещины *V*»

Рассмотрим результаты предварительных испытаний, имеющих целью подтвердить или опровергнуть вышеприведенный «сценарий» развития несквозной поперечной трещины в трубе, определить стартовую величину нагрузки *F*s, при которой начинается рост глубины трещины, а также уточнить коэффициенты Q_1 и Q_2 (2.5), установленные расчетным способом при моделировании.

Для определения *F*s после начального циклического нагружения трубные образцы подвергались статическому растяжению до величины *F*, а затем повторному циклическому нагружению и окончательному статическому растяжению до полного разрушения. Выполненные оптические измерения «подроста» глубины трещины за счет статического растяжения (последняя колонка в таблице 3.1) позволили установить, что наиболее близко к моменту старта статического увеличения трещины находился образец d-7.

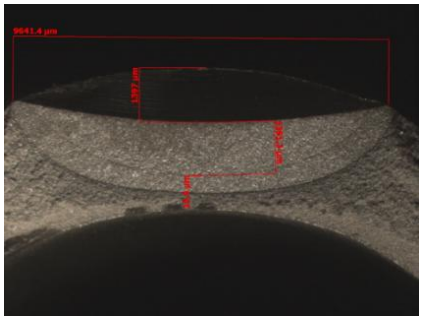
Таблица 3.1

Клеймо образца	Наружный диаметр *D* и толщина стенки *W*, мм	Ширина *B* и глубина надреза a_0, мм	Результаты циклического нагружения			Результаты статического растяжения		
			Размах усилия Δ*F*, Н / Количество циклов	Финальная глубина трещины *a*, мм	*a*/W	Величина нагрузки *F*, Н	*V*р, мм	Наибольшая глубина зоны статического разрушения Δ*a*, мм
d-2	27,08 / 3,54	9,73 / 1,55	60484 / 3319	2,47	0,69	109052	0,281	0,112
d-6	27,07 / 3,51	9,41 / 1,39	60484 / 3806	2,53	0,72	99383	0,145	0,025
d-7	27,07 / 3,67	9,64 / 1,30	60484 / 11943	2,75	0,75	96688	0,073	0,015

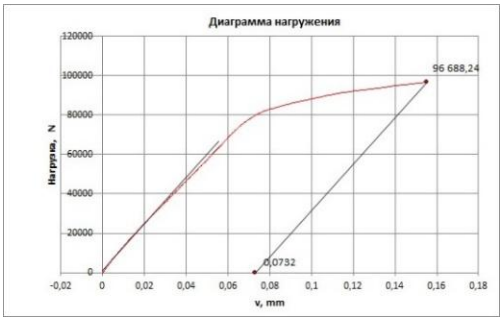
d-4	27,05 / 3,65	9,88 / 1,47	60992 / 8572	1,95	0,53	86165	0,017	— *)

*) Отделить увеличение глубины трещины при статическом растяжении невозможно, – статическое нагружение образца не сопровождалось увеличением глубины трещины.

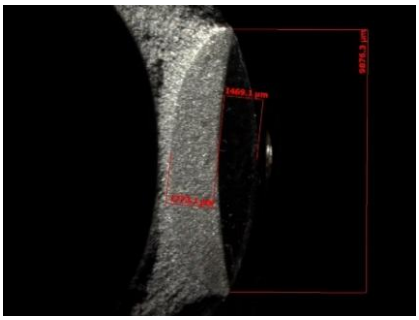
Результаты испытаний образцов d-4 и d-7 (рис. 3.2) позволяют уточнить значения коэффициентов Q_1 и Q_2, а также выдвинуть предположения о старте распространения поперечной трещины в трубе при растяжении.



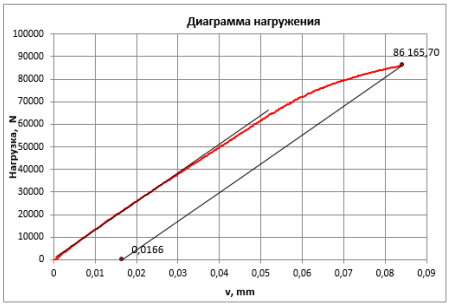
(*а*)



(*в*)



(*б*)



(*г*)

Рис. 3.2. Фотографии трещин и диаграммы нагружений для образцов d-7 (*а*,*в*) и d-4 (*б*,*г*)

Если нагрузка, приложенная к трубному образцу, недостаточна для статического увеличения размеров трещины в любой части ее фронта (отсутствуют «следы» образования остаточных деформаций и следы «страгивания» трещины – этап 1 в сценарии развития трещины), то следует ожидать, что пластическая составляющая показаний датчика раскрытия устья трещины V_p окажется исчезающе малой (слагаемое в квадратных скобках в выражении 2.3). В то же время для образца без трещины («вырожденный» вариант, $a = 0$), испытывающем действие такой же нагрузки, нулевыми должны быть как V_p, так и полное раскрытие вершины отсутствующей трещины. Последнее выполняется автоматически, если интерполяционная функция F_4 имеет вид (2.5).

Указанные обстоятельства, по-видимому, могут служить основанием для проверки определенных расчетным способом коэффициентов интерполяционной функции F_4, или для прямого определения этих коэффициентов по результатам испытаний. Выполнив необходимые расчеты с использованием результатов испытаний образца d-4, после долома которого не обнаружена граница между двумя циклическими нагружениями (рис.3.2б), получим следующее: Q_1=0,347822, Q_2=0,0. Отдавая предпочтение экспе-

риментальному варианту и учитывая, что последний коэффициент оказался нулевым, приходим к окончательному выражению для величины раскрытия вершины трещины в трубе

$$\tilde{\delta} = \frac{\tilde{K}^2}{2E'R_{\text{P}}} + V_p - (a+z)\cdot\frac{\tilde{k}_0 F}{\pi D_{\text{c}} W E'}\cdot\left(\frac{B}{D_{\text{H}}}\right)^{\theta}\frac{a}{W}, \qquad (3.1)$$

где $\tilde{k}_0 = 1{,}10008$ и $\theta = -0{,}85$ – эмпирические коэффициенты.

Будем различать далее $\tilde{\delta}_{\text{s}}$ – раскрытие вершины трещины в момент зарождения ее роста и $\tilde{\delta}_{\text{m}}$ – раскрытие вершины трещины в момент начала самопроизвольного распространения (последнюю величину обычно называют критической). По выдвинутому В.П. Леоновым[1] предположению, момент зарождения трещины может характеризоваться изменением наклона секущей на диаграмме «Нагрузка F – раскрытие устья трещины V» на фиксированную величину (рис.3.3), подлежащую экспериментальному определению, аналогично тому как это делается при расчёте критического КИН (изменение наклона на 5%) [3, 5]. Альтернативный вариант определения момента «страгивания» глубины трещины заключается в смещении на фиксированную величину линии «притупления» (то есть касательной к диаграмме «F – V» на начальном линейном участке, точка пересечения которой с диаграммой и определяет Fs) по аналогии с действиями при определении критической величины J-интеграла по J-R кривой (смещение на 0,2 мм по оси Δa) [14]. Для определения указанных фиксированных величин снижения наклона и смещения линии «притупления» воспользуемся результатами испытания образца d-7, статическое увеличение глубины трещины Δa в котором оказалось исчезающе малым – 15 мкм. Результаты соответствующих геометрических построений и вычислений, представленные на рис. 3.3, позволили установить как величину падения наклона секущей, которое оказалось равной 43%, так и величину соответствующего смещения 0,066 мм (смещение V_{p} далее принято равным 0,06 мм, при этом Δa = 0,000 мм).

[1] Авторы выражают глубокую признательность д.т.н. В.П. Леонову за помощь при выполнении настоящего исследования.

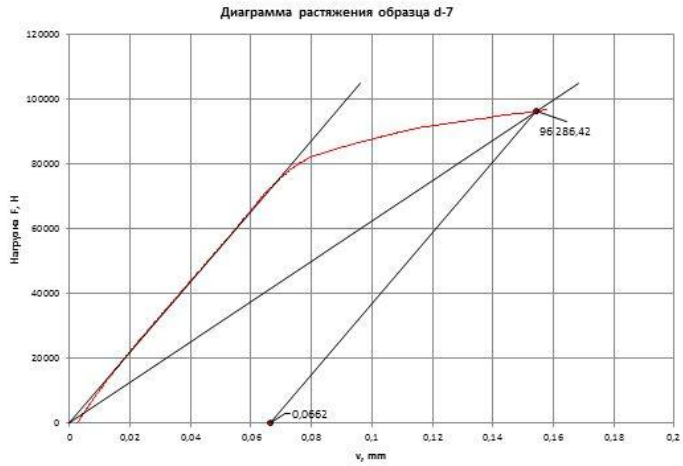
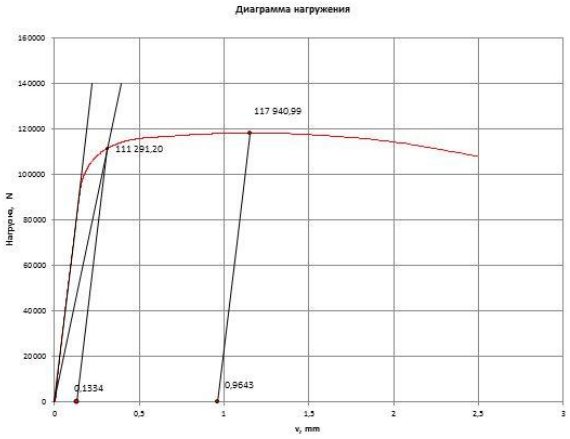


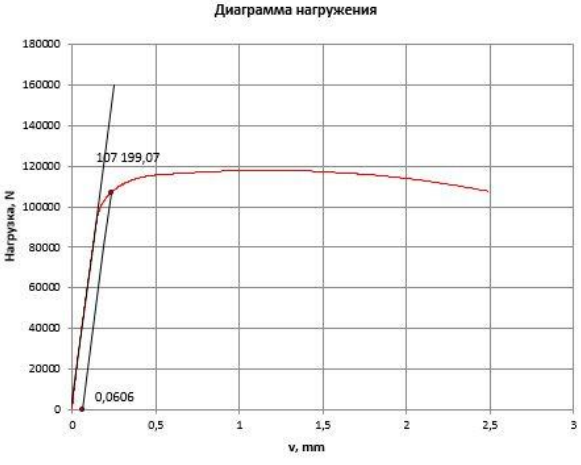
Рис. 3.3. Диаграмма «Нагрузка *F* – раскрытие устья трещины *V*» образца d-7

Испытания остальных трубных образцов выполнялось в стандартные два этапа: после этапа циклического нагружения, необходимого для преобразования инициирующего надреза в трещину следовал этап статического растяжения. Трубные образцы имели номинальные размеры Ø27,0x3,5 мм, размеры выполненных дисковой фрезой надрезы имели глубину 1,4 мм, ширину по хорде 10,0 мм и толщину надреза 0,75 мм.

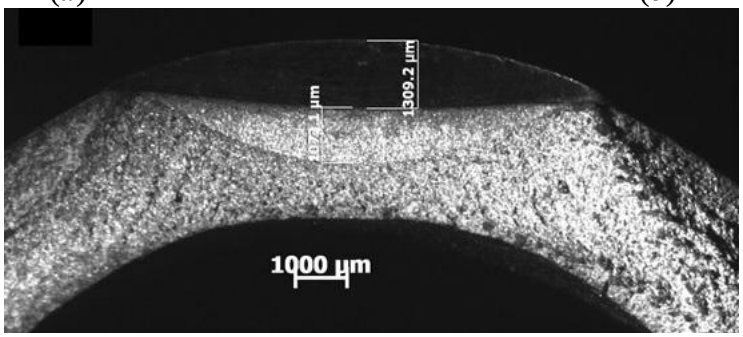
Таблица 3.2

Клеймо образца	Параметры трубного образца к началу статического растяжения					Результаты статического растяжения					
	D, мм	*W*, мм	Размеры трещины			*F*m, Н	$\tilde{\delta}_m$, мм	*F*s1 по изменению наклона на 43%, Н	$\tilde{\delta}_{s,1}$, мм	*F*s2 по смещению на 0,06 мм, Н	$\tilde{\delta}_{s,2}$, мм
			B, мм	a_0, мм	a_0 / W						
d-7	27,07	3,67	9,64	2,75	0,75	—	—	96688	0,055	96688	0,055
0	26,94	3,63	10,0	3,00	0,83	117941	0,948	111291	0,119	107199	0,046
1	27,03	3,76	10,0	2,38	0,63	137402	0,883	103261	0,058	104421	0,053
2	26,88	3,64	10,0	2,01	0,55	129084	1,134	105876	0,084	104920	0,057
3	26,89	3,62	10,0	2,18	0,60	128604	1,048	106685	0,072	105629	0,056





(*а*) (*б*)



(*в*)

Рис. 3.4. Образец № 0: диаграммы растяжения с обозначением точек для расчета $\tilde{\delta}_m$ и $\tilde{\delta}_{s,1}$ (*а*); $\tilde{\delta}_{s,2}$ (*б*) и фотография трещины (*в*)

Результаты вычисления критической величины раскрытия вершины трещины для этих трубных образцов, а также вариантов стартовых величин, приведены в таблице 3.2 (необходимые данные для выполнения расчета величин раскрытия вершины трещины для образца № 0 приведены на рис.3.4). Нетрудно заметить, что стартовые значения, вычисленные по изменению наклона секущей, несколько превосходят их же, полученные с привлечением фиксированного смещения. Однако, различия для последних трех образцов, для которых $a_0/W \approx 0{,}6$, не превосходят обычный статистический разброс для критической величины раскрытия вершины трещины при испытаниях стандартных образцов.

4. Заключение

Разработанный способ определения раскрытия вершины наружной поперечной несквозной трещины $\tilde{\delta}$ в тонкостенной трубе из упругопластического материала на всех этапах ее эволюции позволяет определять как начало старта роста трещины, характеризуемое $\tilde{\delta}_s$, так и ее критическое состояние $\tilde{\delta}_m$ в процессе монотонного растяжения трубы.

Выполненные экспериментальные исследования подтвердили возможность применения разработанного способа определения $\tilde{\delta}$ и позволили уточнить необходимые для проектировочных расчетов коэффициенты интерполяционных функций и величины эмпирических коэффициентов, установленных при КЭ-моделировании. Параметры старта распространения трещины (растягивающее усилие F_s, КИН, $\tilde{\delta}_s$) значительно отличаются от соответствующих критических величин в тонкостенной трубе, их определение имеет важное практическое значение при оценке прочности трубных конструкций.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

[1] Дж.Ф. Нотт. Основы механики разрушения. Пер. с англ. – М.: «Металлургия», 1976. – 256 с.

[2] Керштейн И.М., Клюшников В.Д. и др. Основы экспериментальной механики разрушения, – М.: Изд-во Моск. ун-та, 1989. – 140 с.
[3] ГОСТ 25.506-85. Расчеты и испытания на прочность. Методы механических испытаний металлов. Определение характеристик трещиностойкости (вязкости разрушения) при статическом нагружении.
[4] ASTM E 1820-01. Standard Test Method for Measurement of Fracture Toughness.
[5] BS 7448-1:1991. Fracture mechanics toughness tests – Part 1: Method for determination of KIc, critical CTOD and critical J values of metallic materials.
[6] BS 8571:2014. Method of test for determination of fracture toughness in metallic materials using single edge notched tension (SENT) specimens.
[7] 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.
[8] Branco, R. Finite element modelling and analysis of crack shape evolution in mode–I fatigue middle cracked tension specimens / R. Bran-co, F.V.Antunes // Eng.Fract. Mech. – 2008. – V. 75, №10. – P. 3020–3037.
[9] А.С. Яковлев. Тонкостенные оболочки с несквозными трещиноподобными дефектами в приближении Дагдейла // Вестник СамГУ, 2013, №9/2 (110), с. 140 – 146.
[10] Мансырев Э.И., Коковцева А.В., Бельченко В.К., Мансырев Д.Э. Кинетика роста несквозной поперечной трещины в тонкостенной трубе. 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, с. 630 – 640.
[11] Манжула К.П. 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: Изд-во Политехн. ун-та, 2014, с. 699-706.
[12] Petinov, S.V. Modeling of fatigue process by combining the crack initiation and growth / S.V. Petinov, T.I. Letova, R.V. Guchinsky // Proc. of XLII Int. Summer School–Conf. APM 2014. – 2014. – Pp. 133–139.
[13] 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.

E.I.Mansyrev[1], A.V.Kokovtseva[2], D.E.Mansyrev[1],V.K.Belchenko[1], A.V.Emelyanov[1]

THINWALLED TUBE WITH PART-THROUGH THICKNESS TRANSVERSE CRACK STATIC TENSION

[1]Peter the Great St.Petersburg Polytechnic University, Russia;
[2]Central Research Institute of Structural Materials "Prometey", Russia

Abstract

Critical crack tip opening displacement determination in a thinwalled tube with part-through thickness transverse crack under tension after numerical investigation and testing is developed. It is noted that start of crack depth propagation during tension take place before breaking of the tube. Two estimation variants for definition of this effect are proposed.

Key words: thinwalled tube, part-through thickness crack, tube with crack-like flaw static tension, CTOD, surface crack depth in tube.

REFERENCES

[1] J.F. Knott. Fundamentals of fracture mechanics. London, Butterworths, 1976. 256 p.
[2] I.M. Kershtain, V.D. Klushnikov et al. Experimental fracture mechanics basics. Moscow, Moscow State University press, 1989, – 140 p .
[3] GOST 25.506-85. Design, calculation and strength testing. Methods of mechanical testing of metals. Determination of fracture toughness characteristics under the static loading.
[4] ASTM E 1820-01. Standard Test Method for Measurement of Fracture Toughness.
[5] BS 7448-1:1991. Fracture mechanics toughness tests – Part 1: Method for determination of KIc, critical CTOD and critical J values of metallic materials.
[6] BS 8571:2014. Method of test for determination of fracture toughness in metallic materials using single edge notched tension (SENT) specimens.
[7] Stress intensity factors handbook. Vol. 2. / Ed.-in-Chief. Y. Murakami, Pergamon Press, 1990. 1016 p.
[8] Branco, R. Finite element modelling and analysis of crack shape evolution in mode–I fatigue middle cracked tension specimens / R. Branco, F.V.Antunes // Eng.Fract. Mech. – 2008. – V. 75, №10. – P. 3020–3037.
[9] 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.
[10] E.I. Mansyrev, A.V. Kokovtseva, V.K. Belchenko, D.E. Mansyrev. Part-through thickness transverse crack growth kinetics in thinwalled tube./ Proc. of an International Scientific and Practical Conference "Modern Engineering: Science and Education", Saint Petersburg, Russia, June 2014. Pp. 699-706.

[11] K.P. Manzhula. Parameters of edge crack under the action of external loading residual stress. / Contributions from the Conference “Modern Mechanical Engineering: Science and Education”, Saint Petersburg, Russia, June 29-30, 2014, Pp. 630-640.
[12] Petinov, S.V. Modeling of fatigue process by combining the crack initiation and growth / S.V. Petinov, T.I. Letova, R.V. Guchinsky // Proc. of XLII Int. Summer School–Conf. APM 2014. – 2014. – Pp. 133–139.
[13] 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.

ISSN 2223-0807
Современное машиностроение: Наука и образование :
материалы 8-й Международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н.Евграфова и А.А. Поповича.- СПб.: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2019.

DOI 10.1872/MMF-2019-61
УДК 625.7

М. М. Махмутов[1], Р.Л.Сахапов[2]

ПРИМЕНЕНИЕ ИННОВАЦИОННЫХ ТЕХНОЛОГИЙ ДЛЯ МОНИТОРИНГА ДОРОЖНЫХ ПОКРЫТИЙ

[1]Марат Мансурович Махмутов,
Казанский государственный архитектурно-строительный университет
Россия, Казань
Тел.: 89503277930, E-mail: maratmax@yandex.ru.

[2]Рустем Лукманович Сахапов
Казанский государственный архитектурно-строительный университет
Россия, Казань
Тел.: 89872969119, E-mail: rusakhapov@gmail.com

Аннотация

Рассматривается принцип действия и преимущества георадарного мониторинга дорожных покрытий по сравнению с традиционными разрушающими методами исследования дорожного полотна. По амплитудно-частотным характеристикам, диэлектрической проницаемости (скорости прохождения сигнала) была проверена толщина конструктивных слоев дорожной одежды для назначения соответствующих ремонтных работ при необходимости. Исследован участок автомобильной дороги и записаны данные экспертизы в файл, что позволяет в дальнейшем проводить изучение и документирование материала при помощи компьютерной техники.

Ключевые слова: георадар, радарограмма, дорожное покрытие, проектная документация, глубина зондирования, капитальный ремонт, влажность, асфальтобетон.

Введение

Целью исследования является повышение эффективности применения георадарного оборудования для дефектоскопии дорожного покрытия. Георадары закреплены на транспортных средствах. За один сеанс можно записать профили длиной в несколько сотен километров. В зависимости от сложности геологических условий, один оператор обрабатывает от 3 до 10 км от зарегистрированного профиля в течение рабочего дня. При проведении дорожно-строительных работ оценивается соответствие выполненных работ утвержденной проектной документации, техническим регламентам и нормативам [4]. Например, при оценке толщины покрытия асфальтобетона, распространенной практикой является отбор керна, измерение их толщины и лабораторные испытания для определения плотности, коэффициента уплотнения и водонасыщения.

Большой вклад в развитие георадио сиситемы расположение и практического применения метода внесли такие ученые, как А. А. Петровский, А. Г. Тархов, Г. Лови и Г. Ляймбах, М. Л. Владов [2], А. В. Еременко [3], Р. Л. Сахапов [6], В. В. Сильянов [7] и другие.

Принцип действия радаров основан на излучении сверхширокополосных электромагнитных импульсов без несущей в подстилающую среду и регистрации их отражений от границ слоев или объектов.

В качестве информативных параметров УЗ контроля чаще всего используются скорости распространения продольных C_p и (реже) поперечных C_s упругих волн, а также их коэффициенты затухания a_P и a_sсоответственно. Частотный диапазон, используемый при измерениях в массиве, обычно составляет от 30 до 150 кГц [4].

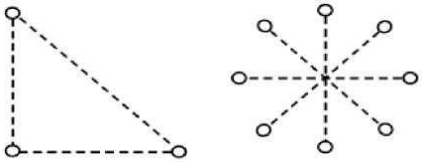
При определении напряжений в приконтурном массиве горных пород в зависимости от реализуемой схемы измерений различают:

1) метод ультразвуковых проходящих волн;
2) метод ультразвукового каротажа;
3) метод отраженных волн.

Метод **ультразвуковых проходящих волн (прозвучивания)** занимает доминирующее положение среди УЗ методов геоконтроля. Это связано, с одной стороны, с наиболее совершенным их методическим и аппаратурным обеспечением, а с другой – с возможностью использования этих методов в широком диапазоне контролируемых баз (от нескольких сантиметров до нескольких метров) как на образцах, так и в массиве горных пород (вариант межскважинного прозвучивания) [4].

Одна из наиболее часто решаемых с использованием УЗ методов задач геоконтроля заключается в изучении характера пространственного распределения напряжений в окрестностях выработок и его динамики во времени.

Последовательность операций при реализации измерений методом прозвучивания следующая. Из горной выработки в массив бурят набор параллельных шпуров по треугольной или круговой схеме, как показано на рис. 1. Далее скважинные зонды размещаются в параллельных шпурах. Акустический преобразователь в одном из зондов используется в качестве излучателя импульсных УЗ колебаний, а во втором - в качестве приемника. Затем зонды перемещаются синхронно и дискретно вглубь массива. Измерение пространственного распределения информативных параметров УЗ контроля, чаще всего величины C_p, отражает пространственное распределение напряжений.



а *б*

Рис. 1 – Расположение шпуров:
а - по треугольной схеме; *б* - по круговой схеме

Ультразвуковой (УЗ) каротаж представляет собой скважинный метод геофизических исследований, основанный на изучении акустических свойств горных пород, пересекаемых скважиной и непосредственно примыкающих к ней. Реализация этого метода предполагает использование одного скважинного зонда, в котором расположены излучатель и один или несколько приемников УЗ импульсных сигналов.

Такой зонд перемещается вдоль линейного профиля, расположенного на оси водозаполненной, либо образующей сухой скважины. По характеру распределения измеренных акустических характеристик вдоль профиля судят о характере распределения напряжений в приконтурном массиве.

УЗ метод отраженных волн предполагает излучение в контролируемую область массива и последующую регистрацию отраженного от естественной или искусственной неоднородности в нем УЗ сигнала. Метод имеет относительно ограниченное применение при изучении НДС геосреды, что можно объяснить значительными потерями мощности сигнала на удвоенной базе его распространения (от совмещенного акустического преобразователя до отражающей неоднородности и обратно), а также на границе между вмещающей геосредой и неоднородностью, поскольку коэффициент отражения от последней может быть значительно меньше единицы [4].По амплитудно-частотным характеристикам, диэлектрической проницаемости (скорости прохождения сигнала) в различных грунтах определяется тип грунта, его влажность и относительная плотность [3].

Основной характеристикой, описывающей степень проводимости асфальтобетона, является объемное удельное сопротивление, определяемое формулой:

$$P_v = \frac{R_V \cdot S}{h}, \quad (1)$$

где R_V– объемное сопротивление образца, Ом; S – площадь электрода, м; h – толщина образца, м.

Электрическое сопротивление зависит от минерального состава асфальтобетона и варьируется в широких пределах. Так, для гравия и щебня, являющихся проводниками, $P_v \sim 10^{-5}$Ом·м, а для некоторых компонентов, характеризующихся диэлектрическими свойствами, $P_v \sim 10^{17}$Ом·м [11].

Для решения задач определения напряженного состояния массива важным является тот факт, что изменения величины удельного сопротивления с ростом давления в разных материалах могут носить различный характер [5].При наблюдении дорожных покрытий разработано геологоразведочное оборудование для дефектоскопии дорожного покрытия (рис. 2), для этого устройство использует два геолоразведочных датчика [7, 8]. Принцип действия георадара целиком и полностью основывается на радиолокации: излучение и фиксация отраженных электромагнитных импульсов. Импульс производится самим прибором и при помощи излучателя (антенны) направляется в изучаемую среду.

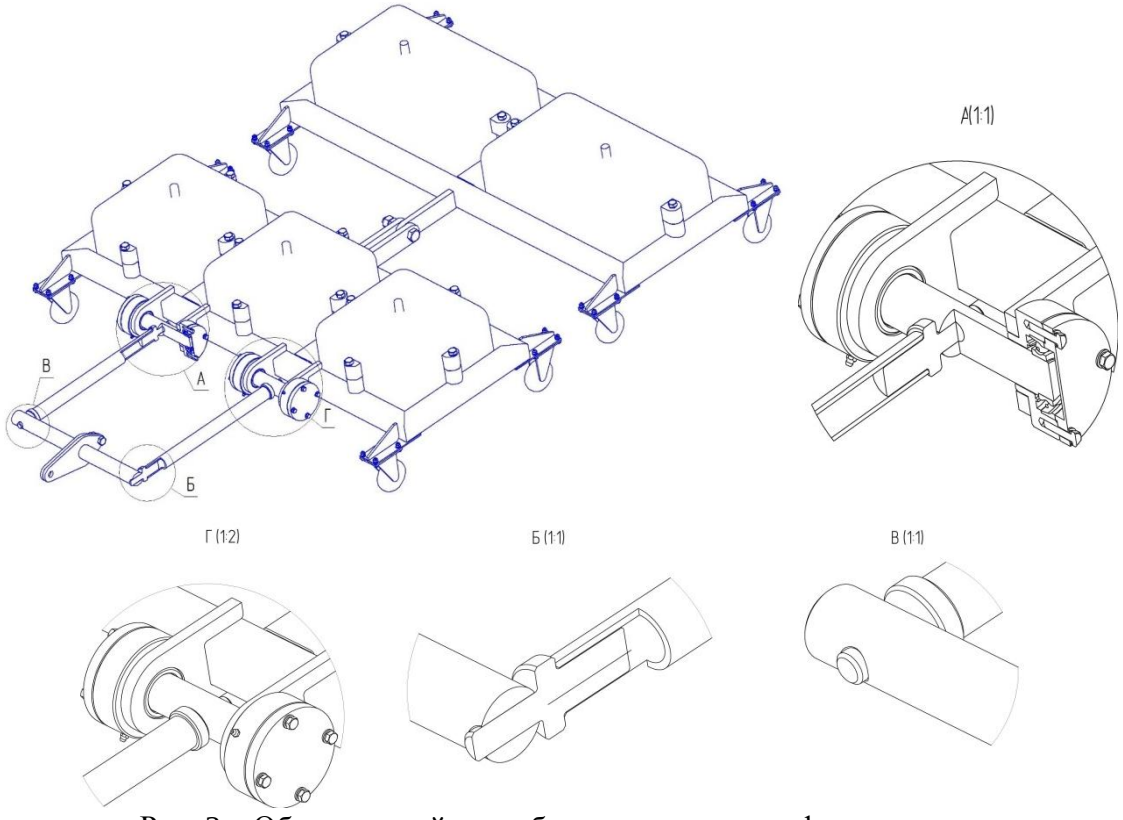


Рис. 2 – Общее устройство оборудования для дефектоскопии

Практическое значение имеют линейные вертикальные движения кузова (раскачивание), его угловые колебания в продольной плоскости транспортного средства (галопирование), угловые колебания в поперечной плоскости (качание), оси колебаний (мостики) в вертикальной плоскости.

Частота возмущающей силы при периодическом влиянии неровности дороги на колеса автомобиля, определяемая по формуле:

$$n_v = \frac{2\pi \cdot V}{3{,}6S}, \quad (2)$$

где v – скорость, км / ч; ом; S – длина неровности, м.

Функциональная схема минимального комплекта георадара Око-2 представлена на рис. 3. Как правило, комплект георадара включает базовый комплект и один или несколько антенных блоков: блок управления; антенный блок; оптический преобразователь; регистрирующее устройство (ноутбук и 2 мини-камеры); блок обработки (блок управления и обработки); блок питания с зарядными устройствами; датчики перемещения; кабели.

Были применены две отраслевые дорожные методики: «Методические рекомендации по применению георадаров при обследовании дорожных конструкций» и ОДМ 218.2.037-2013 Методические рекомендации на проведение изыскательских работ при капитальном ремонте и ремонте автомобильных дорог.

С учетом влияния ускорения и частоты колебаний автомобиля на функциональное состояние водителей разработаны нормативные требования к продольной ровности эксплуатируемых дорог с учетом интенсивности движения, категории дороги и типа покрытия для каждого способа и измерительного устройства.

Окружающей средой может быть любой материал: бетон, грунт, кирпичная стена и пр. При сканировании, на экране компьютера, по ходу перемещения георадара, отображается радарограмма, на которой фиксируются линии синфазности в виде чернобелых или цветных полос, а также возникающие при записи шумы и помехи [10]. На радарограмме, как правило, указывается расстояние проходимое георадаром, глубина зондирования, время прохождения сигнала и специальные метки. Контрольное бурение может выполняться до сканирования, в процессе сканирования и после сканирования.

Если сведения о конструкциях неизвестны, то контрольное бурение можно выполнить до сканирования. Для этого необходимо записать радарограмму на коротком участке, выделить на ней однородный участок, отметить его на местности и выполнить контрольное бурение. По результатам бурения вносятся коррективы в установку начальных параметров георадара. Основные положения по обработке радарограмм.

Интерпретация сводится к решению обратной физико-математической задачи, в результате чего формируется электрофизическая модель, а затем - разрез дорожной конструкции. На этом этапе, с учетом данных бурения, определяются скорости распространения электромагнитных волн в слоях и определяются их толщины [11]. Решение обратной задачи осуществляется обычно в несколько этапов, каждый из которых содержит стадии обработки и интерпретации. Обработку полевых радарограмм выполняют в случае, если волны-помехи затрудняют выявление и прослеживание полезных волн. При этом следует учитывать, что в результате обработки неизбежно теряется часть информации, в том числе и полезной. Процедуру обработки подразделяют на два этапа: предварительную обработку и информационный анализ. Интерпретация результатов представляет собой процесс построения разреза дорожной одежды и складывается из двух основных этапов: кинематической и динамической. Кинематическая интерпретация позволяет по зарегистрированным временам полезных волн восстанавливать положение границ и распределение скоростей электромагнитных волн в слоях дорожной конструкции.

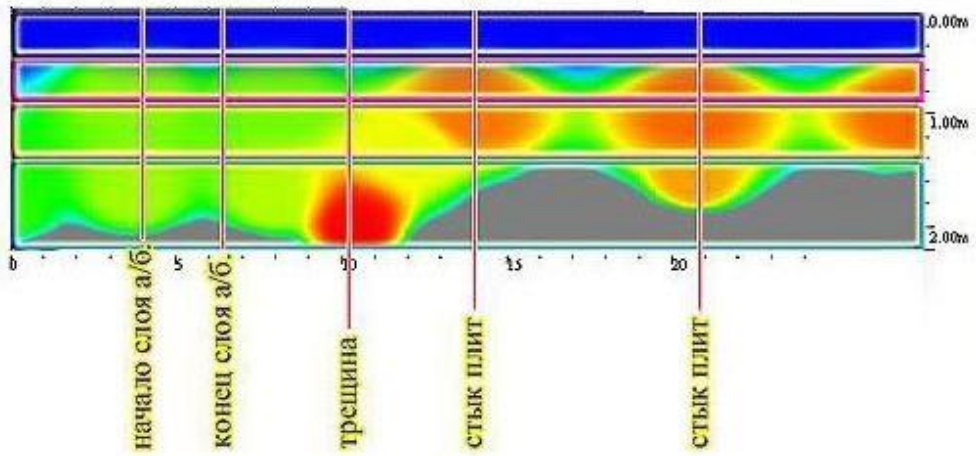


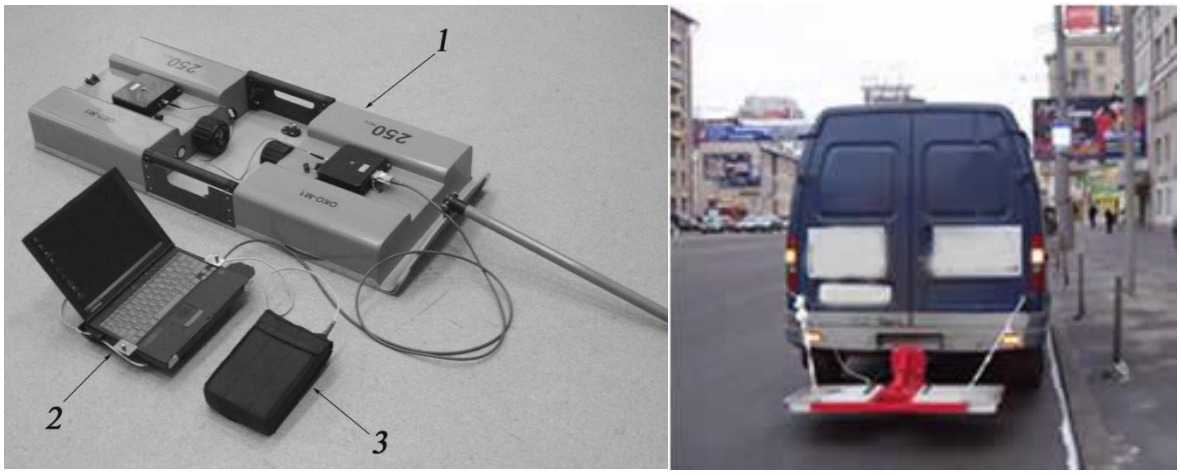
Рис. 3 – Принцип работы георадара

Контакт антенны рекомендуется при выполнении детального обследования территории до 2 км (как крепится к машине и с помощью ручной буксировки), а также если необходимо осуществлять переходы с ручной буксировке георадара.

При этом, экономический эффект при обследовании10 км дорожных конструкций с применением георадарных технологий достигает не менее 2,5 млн. рублей за счет уменьшения количества буровых работ и отборов кернов. При этом предварительные расчеты показывают, что затраты на последующие в процессе эксплуатации ремонтные работы уменьшатся не менее чем на 20 процентов. Расчеты также свидетельствуют, что, проложив трассу даже на 13 процентов длиннее, но по лучшим грунтово-

гидрогеологическим условиям, удается существенно сэкономить на эксплуатационных расходах в жизненном цикле дороги, избежав больших затрат и затянувшихся ремонтных работ.

ФАУ «РОСДОРНИИ» разработан межгосударственный стандарт ГОСТ 32868-2014 «Дороги автомобильные общего пользования. Требования к проведению инженерно-геологических изысканий», в котором регламентировано применение метода георадиолокации при изысканиях автомобильных дорог для нового строительства, реконструкции и капитального ремонта автомобильных дорог, а также в процессе выполнения дорожно-строительных работ.



а *б*

Рис. 4 – Рабочий комплект георадара ОКО-2 (*а*) и установка радаров на автомобиль «Газель» (*б*): 1 – антенный блок, включающий передающую и приемную антенну; 2 – устройство сбора хранения и обработки информации; 3 – внешняя аккумуляторная батарея

При обследовании участка автомобильной дороги в Апастовском районе Республики Татарстан, георадарная сьемка осуществлялась с использованием антенного блока частотой 2500 МГц. Задача исследования − проверка толщины конструктивных слоев дорожной одежды для назначения соответствующих ремонтных работ при необходимости. Обследование проводилось при температуре воздуха +15 °С, сканирование − при скорости перемещения георадара 30-35 км/ч. Методика работы предусматривала непрерывное георадиолокационное сканирование инженерно-геологического разреза по линиям профилей, проходящих посередине каждой полосы движения автомобильной дороги. В процессе перемещения георадара на экране отображалась радарограмма с зафиксированными линиями синфазности в виде черно-белых или цветных полос и возникающими при записи шумами и помехами. На радарограмме также указаны пройденное георадаром расстояние, глубина зондирования, время прохождения сигнала и специальные метки (см. рис. 5).

Анализ радарограмм на данном участке дороги в продольном направлении показал, что толщина слоя асфальтобетона по длине трассы варьируется от 12 до 20 см, а толщина слоя щебеночного основания − в пределах 12,0-18,0 см. В начале участка толщина слоя асфальтобетона под центральной полосой движения больше на 5 см, чем под крайними полосами, а в середине − на 10 см.

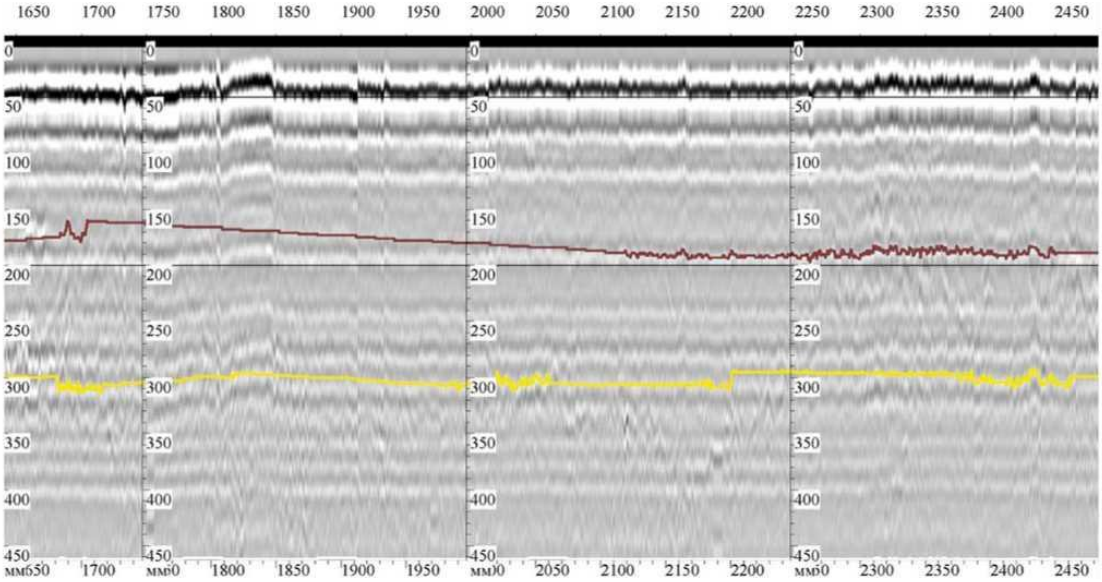


Рис. 5 − Радарограмма с зафиксированными линиями синфазности

Метод георадиолокации базируется на изучении поля высокочастотных электромагнитных волн [12]. В основе метода лежит различие горных пород по диэлектрической проницаемости [13]. Излучаемый импульс, распространяясь в обследуемой среде или объекте, отражается от границ, на которых меняются электрические свойства - электропроводность и диэлектрическая проницаемость [14, 15]. Отраженный сигнал принимается приемной антенной, усиливается, преобразуется в цифровой вид и запоминается. Частота зондирующего импульса георадара лежит в пределах от 25 МГц до 3 ГГц, длины волн в исследуемых средах лежат в пределах от первых сантиметров до нескольких метров. Разрешающая способность георадарных исследований по глубине – не хуже половины длины волны и может быть улучшена в процессе математической обработки полевого материала.

Заключение

Мониторинг георадиолокационным методом участка автомобильной дороги позволяет с уверенностью сделать следующие выводы:

- разрушение асфальтобетонного покрытия связано с несоблюдением толщины дорожной конструкции;
- назначение соответствующего вида ремонтных работ позволит

продлить срок службы дорожного покрытия.

Для широко применения георадарных технологий целесообразно разработать отраслевую пятилетнюю научно-техническую программу по внедрению георадарных технологий. В программе предусмотреть исследования по созданию многоцелевых мобильных георадарных лабораторий; совершенствованию программного обеспечения по автоматическому распознаванию аномальных зон; определению по амплитудно-частотным характеристикам физико-механических свойств дорожно-строительных материалов и грунтов, и т.д.

Экономические расчёты показали, что предложенный вариант оборудования для дефектовки дорожного полотна более эффективный и рациональный, оборудование дешевле по стоимости. Мониторинг позволяет выявить истинные причины разрушений дорог и ни в коей мере не влияет на окружающую среду. По результатам мониторинга можно назначать эффективные виды соответствующих ремонтных работ, которые обеспечат эксплуатационную надежность автомобильных дорог на более длительный срок. Следовательно, производство и мониторинг с разработанным оборудованием является целесообразным и экономически обоснованным.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

[1] Брехман А.И., Сахапов Р.Л. Инновационная модель интеграции образования и бизнеса в дорожно-строительной, издательство: Дороги, Москва, Россия, номер: 2, 2014, 69-71 с.

[2] Владов М.Л., Старовойтов А.В. Георадиолокационные исследования верхней части разреза. М.: Изд-во Моск. ун-та, 2002.

[3] Еременко А.В., Зверев Е.О., Клепикова С.М., Осипенко М.М. Георадиолокационные исследования в условиях армирования // Доклад на конф. «Георадар-2004».

[4] Методические рекомендации по применению георадаров при обследовании дорожных конструкций / Росавтодор. М., 2004. С. 64-75.

[5] Сахапов Р.Л., Махмутов М.М. Влияние исследуемых факторов на производительность дорожной фрезы // Известия КГАСУ, № 4(30), 2014. – С. 497-502.

[6] Сахапов Р. Л., Габдуллин Т. Р., Загретдинов Р. В. Моделирование систем управления дорожно-строительной техникой // Известия Самарского научного центра РАН. 2014. т.16. № 1 (2). С. 394-396.

[7] Сильянов В. В., Сапегин Л. Н. Моделирующий алгоритм для исследования на ЭВМ влияния дорожных условий и средств регулирования на движение потоков автомобилей. – «Труды МАДИ», 1973, вып. 52, с. 139-148.

[8] Ситников Ю. М., Дивочкин О. А., Сильянов В. В. Стадийное улучшение транспортно-эксплуатационных качеств дорог. М., «Транспорт», 1975, 128 с.
[9] Lurie A.I. Analytical Mechanics. Translated from Russian into English by A.Belyaev. Springer - Verlag. Berlin-Heidelberg. 2002. – 846 p.
[10] 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.
[11] 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.
[12] Nikolaeva, R. V., Sakhapov, R. L., Gabdullin T.R, Makhmutov, M. M. Motor Roads As a Factor of the Economic Potential of the Republic of Tatarstan, International Conference on Applied Economics, ICOAE 2015, T. 24, 2015. С.606-612.
[13] Sakhapov R. L., Nikolaeva R. V., Gatiyatullin M. H., Makhmutov M. M.Risk management model in road transport systems // Journal of Physics: Conference Series. 2016. Т. 738. № 1. С. 012008.
[14] Sakhapov R.L., Nikolaeva R.V., Gatiyatullin M.H., Makhmutov M.M. Modeling the dynamics of the chassis of construction machines. Journal of Physics: Conference Series. 2016. Т. 738. № 1. С. 012119.
[15] Sakhapov, R.L., Nikolaeva, R.V., Gatiyatullin, M.H., Makhmutov, M.M. Mathematical model of highways network optimization // *Journal of Physics:* Conference Series. 2017. Т. 738. № 2. С. 012009.

M.M.Makhmutov, R.L.Sakhapov

APPLYING INNOVATIVE TECHNOLOGIES FOR ROAD SURFACES MONITORING

Kazan State University of Architecture and Engineering, Russia

Abstract

The principle of operation and advantages of georadar monitoring of road surfaces in comparison with traditional destructive methods of roadway research are considered. According to the amplitude-frequency characteristics, dielectric permittivity (signal speed), the thickness of the structural layers of the pavement

was checked for the purpose of appropriate repairs, if necessary.The section of the road was investigated and the examination data were recorded in a file, which allows further study and documentation of the material with the help of computer equipment.

Key words: ground penetrating radar, radargram, pavement, project documentation, probing, repair, moisture content, asphalt.

REFERENCES

[1] Brekhman, A.I., Sakhapov R.L., Absalyamova S.G. Innovative model of integration of education and business in the road construction industry. *International Journal "Science & Engineering for Roads"*. 2014. № 3 (69). P. 39-41.

[2] Vladov, M. L., Starovoitov, A.V. *GPR studies upper part of the section*. M. Mosk. University press. 2002.

[3] Eremenko A.V., Zverev E. A., Klepikova, S. M., Osipenko M. M. GPR research in terms of reinforcement. *The report at the conference. «Georadar-2004».*

[4] *Methodical recommendations about application of GPR at inspection of road designs.* Moscow. Rosavtodor. 2004. p. 64-75.

[5] Sakhapov, R.L., Makhmutov, M.M. Influence of the studied factors on productivity of a road mill. *Izvestiya KGASU*. Kazan. 2014. № 4(30). P. 497-502.

[6] Sakhapov, R. L., Gabdullin, T. R., Zagretdinov, R. V. the Modeling of control systems of road-building equipment. *Izvestiya Samarskogo nauchnogo centra RAN*. Samara. 2014. vol. 16. № 1(2). P. 394-396.

[7] Silyanov V. V., Sapegin, L. N. Modeling algorithm for the study on EVM impact of the road conditions and means of regulation on the flow of cars. *Trudy MADI*, Moscow. 1973, T. 52, P. 139-148.

[8] Sitnikov, Y. M., Devochkin, O. A. Silyanov, V. V. *Stage-by-stage improvement of transport and operational qualities of roads*. M. Transport. 1975.

[9] Lurie A.I. Analytical Mechanics. Translated from Russian into English by A.Belyaev. Springer - Verlag. Berlin-Heidelberg. 2002. 846 p.

[10] 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.

[11] 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.
[12] Nikolaeva, R. V., Sakhapov, R. L., Gabdullin T.R, Makhmutov, M. M. Motor Roads As a Factor of the Economic Potential of the Republic of Tatarstan, International Conference on Applied Economics, ICOAE 2015, T. 24, 2015. C.606-612.
[13] Sakhapov R. L., Nikolaeva R. V., Gatiyatullin M. H., Makhmutov M. M.Risk management model in road transport systems // Journal of Physics: Conference Series. 2016. Т. 738. № 1. С. 012008.
[14] Sakhapov R.L., Nikolaeva R.V., Gatiyatullin M.H., Makhmutov M.M. Modeling the dynamics of the chassis of construction machines. Journal of Physics: Conference Series. 2016. Т. 738. № 1. С. 012119.
[15] Sakhapov, R.L., Nikolaeva, R.V., Gatiyatullin, M.H., Makhmutov, M.M. Mathematical model of highways network optimization // *Journal of Physics:* Conference Series. 2017. Т. 738. № 2. С. 012009.

ISSN 2223-0807
Современное машиностроение: Наука и образование :
материалы 8-й Международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н.Евграфова и А.А. Поповича.- СПб.: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2019.

DOI 10.1872/MMF-2019-62
УДК 631.372

М. М. Махмутов[1], Р.Л.Сахапов[2]

ОПТИМИЗАЦИЯ ПРОЦЕССА БУКСОВАНИЯ КОЛЕСНОГО ДВИЖИТЕЛЯ

[1]Марат Мансурович Махмутов,
Казанский государственный архитектурно-строительный университет
Россия, Казань
Тел.: 89503277930, E-mail: maratmax@yandex.ru.

[2]Рустем Лукманович Сахапов
Казанский государственный архитектурно-строительный университет
Россия, Казань
Тел.: 89872969119, E-mail: rusakhapov@gmail.com

Аннотация

В данной статье решена задача оптимизации процесса путем совместного решения уравнений регрессии для определения буксования и силы сопротивления движению от устройства противоскольжения. Рассмотрена и решена задача оптимизации процесса с учетом количественного и качественного параметров при допускаемом буксовании δ =15%. При условии -1 ≤ X_i ≤ +1 i=1,2,3,4 найдено минимальное значение силы сопротивления движению движителя с устройством P_{fy}.

Ключевые слова: оптимизация, буксование, сила сопротивления движению, экстремум, устройство противоскольжения.

Введение

Применение устройства противоскольжения уменьшает буксование движителя $\delta_к$, но повышает силу сопротивления движению P_{fC}. При

работе движителя колесных машин буксование δ_k определится по формуле:

$$\delta_k = \delta_ш - \frac{0{,}035 \cdot \arccos\left(\frac{0{,}5 \cdot D_k}{0{,}5 \cdot D_k + h_В}\right) Z_c}{\pi D_k} + \frac{P_c Z_c}{\pi D_k K_\tau D_s h_p}, \quad (1)$$

где $\delta_ш$ – коэффициент буксования колеса без устройства противоскольжения; D_k – диаметр колеса, м; Z_c – количество устройств противоскольжения на колесе, шт.; K_τ – коэффициент объемного смятия почвы, Н/м^3; h_p – приведенная высота стойки устройства противоскольжения, м.

Приведенную высоту стойки устройства противоскольжения h_p определим по формуле:

$$h_p = \frac{\left[\frac{(\pi \cdot D_К + h_В)^2 \cdot \arccos\left(\frac{0{,}5 \cdot D_k - h_К - h_Z}{0{,}5 \cdot D_k + h_В}\right)}{180} - 0{,}5 \cdot D_k \sqrt{(0{,}5 \cdot D_k + h_В)^2 - (0{,}5 \cdot D_k - h_К - h_Z)^2}\right] \cdot h_В}{2 \cdot h_В \sqrt{(0{,}5 \cdot D_k + h_В)^2 - (0{,}5 \cdot D_k - h_К - h_Z)^2}}, \quad (2)$$

где h_k; h_z – глубина колеи и прогиб шины, м.

Силу сопротивления движению от устройства противоскольжения P_{fy}, зависящую от силы внедрения $P_в$ определим по формуле:

$$P_{fУ} = \frac{P_в \times (0{,}5 \cdot D_k + h_в) \times \sin\left(\arccos\frac{-1 + \sqrt{1 + 8 \times (B/A)^2}}{4 \times B/A}\right)}{0{,}5 \cdot D_k - h_Z}, \quad (3)$$

где A и B – расчетные коэффициенты, определяемые по выражениям:

$$A = (-K_\tau \cdot D_S) \cdot \left(\frac{\pi D_S}{4} 0{,}5 \cdot D_k^2 + h_К \frac{\pi D_S}{4} 0{,}5 \cdot D_k + h_Z h_Â 0{,}5 \cdot D_k^2 + \right.$$

$$\left. + 0{,}5 \cdot D_k \frac{\pi D_S}{4} h_B + h_K \frac{\pi D_S}{4} h_B + h_Z \frac{\pi D_S}{4} h_B\right); B = (K_\tau \cdot D_S) \cdot \left(\frac{\pi D_S}{4} 0{,}5 \cdot D_k^2 + h_B \frac{\pi D_S}{4} \cdot \right.$$

$$\left. \cdot 0{,}5 \cdot D_k + 0{,}5 \cdot D_k \frac{\pi D_S}{4} h_B + \frac{\pi D_S}{4} h_B^2\right).$$

Полученные выражения позволяют определить силу сопротивления движению в зависимости от параметров устройства противоскольжения, диаметра колеса и коэффициента объемного смятия почвы.

С увеличением глубины внедрения устройства противоскольжения в почву повышается сила сопротивления движению движителя, а буксование

уменьшается. Максимальный коэффициент полезного действия $\eta_{ХС}$ ходовой системы движителя (рис. 1а, б) определяем по формуле:

$$\eta_{ХС} = \left(1 - \frac{P_{fК} + P_{fУ}}{P_{КР} + P_{fК} + P_{fУ}}\right) \cdot (1 - \delta_К) \rightarrow \max, \quad (4)$$

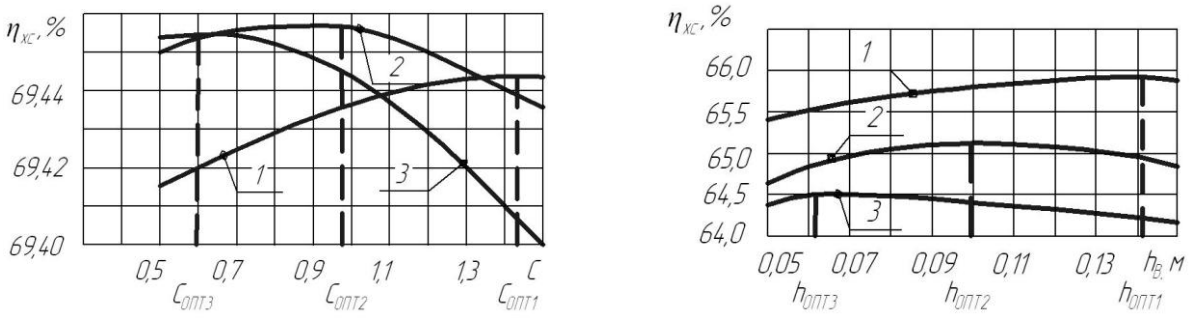
где $P_{fК}$ – сила сопротивления движению от колес трактора, кН;

$P_{КР}$ – крюковая нагрузка, кН.

С увеличением количества устройств противоскольжения на ведущих колесах снижается буксование движителя. Максимальная сменная производительность движителя $W_{см}$ с устройствами противоскольжения определится по формуле:

$$W_{см} = 0{,}36 \cdot (T_o - Z_c \cdot T_c) B_p \cdot V_T \cdot (1 - \delta_к) \rightarrow \max, \quad (5)$$

где V_T – теоретическая скорость движителя, м/с; T_o – основное время работы движителя, ч; B_p – рабочая ширина захвата, м; T_c – время, необходимое на монтаж устройства противоскольжения, ч.



а) *б*)

Рис. 1. Изменение КПД ходовой системы машины в зависимости от:
а) конусности стойки; *б*) глубины внедрения стойки.
1– $К_\tau = 6 \cdot 10^6$ Н/м^3; 2 – $К_\tau = 8 \cdot 10^6$ Н/м^3; 3 – $К_\tau = 10 \cdot 10^6$ Н/м^3.

При T_o = 7 ч, T_c = 0,11 ч, B_p =1,4 м и V_T = 0,8 м/с оптимальное значение устройства противоскольжения составит 4 шт. на ведущем колесе (табл. 1):

Таблица 1. Значения буксования и сменной производительности в зависимости от твердости почвы

Z_C, шт.	$К_\tau = 6 \cdot 10^6$ Н/м^3		$К_\tau = 8 \cdot 10^6$ Н/м^3		$К_\tau = 10 \cdot 10^6$ Н/м^3	
	$\delta_К$, %	$W_{СМ}$, га/см	$\delta_К$, %	$W_{СМ}$, га/см	$\delta_К$, %	$W_{СМ}$, га/см
0	25,8	2,12	22,1	2,23	20,7	2,28
1	23,3	2,16	19,8	2,24	18,5	2,29
2	21,1	2,19	17,6	2,25	16,4	2,29
3	19,1	2,21	15,7	2,26	14,6	2,30
4	17,3	2,23	14,0	2,27	13,0	2,28

5	15,7	2,24	12,5	2,26	11,6	2,27
6	14,3	2,25	11,2	2,25	10,5	2,26

На основании экспериментальных исследований были получены следующие модели для определения буксования δ и силы сопротивления движению от устройства P_{fy}:

$$\delta=17,6 - 2,21X_2 - 2,34X_3 - 2,02X_4 - 4,08X_5 + 1,15X_3^2 - 2,45X_4^2 + 0,45X_5^2 - -0,93X_2 X_3 + 0,70X_3 X_4 - 054X_4X_5, \quad (6)$$

Проверка с помощью критерия Фишера позволяет с 95%-ной вероятностью считать верной гипотезу об адекватности полученных полиномов второго порядка.

Экспериментальные исследования позволили установить, что с увеличением количества устройства противоскольжения до 4 шт. на ведущем колесе машины буксование снижается на 7-8 % (рис. 2).

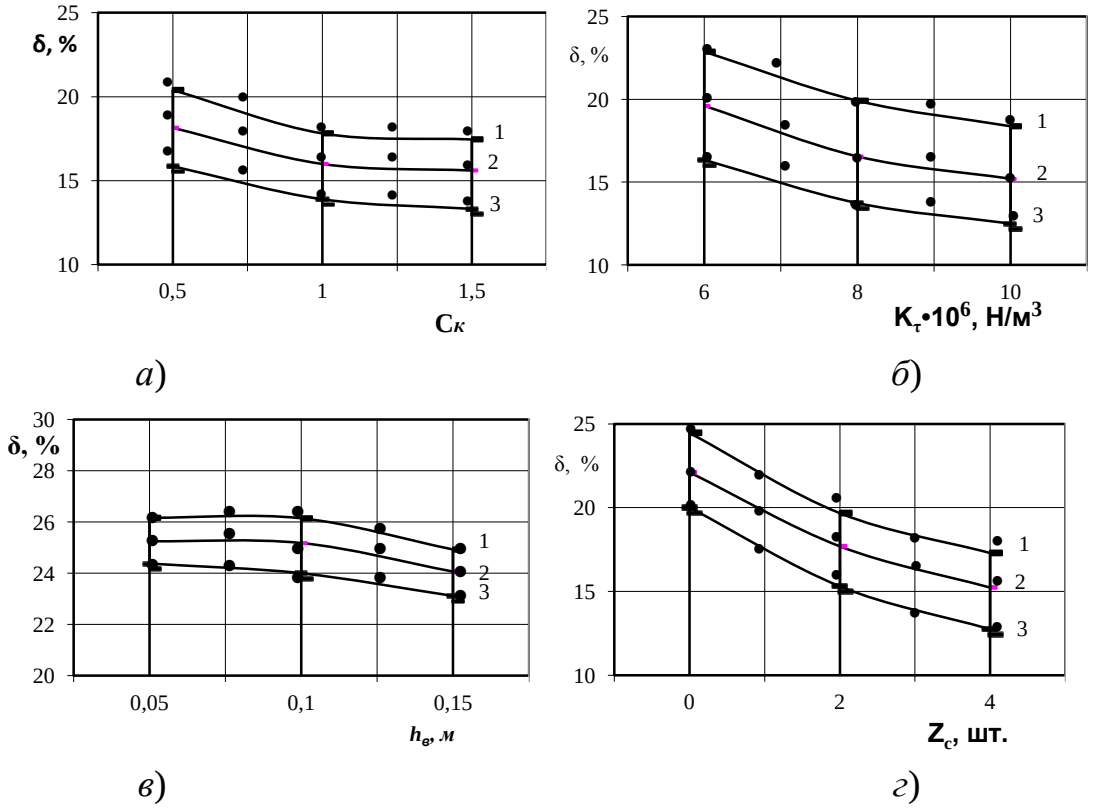


Рис. 2. Влияние диаметра, конусности стойки устройства, глубины внедрения и количества устройств противоскольжения на буксование:

а) 1 – $h_в$ = 0,05 м; 2 – $h_в$ = 0,1 м; 3 – $h_в$ = 0,15 м; *б*) 1 – Z_c = 0 шт.; 2 – Z_c = 2 шт.; 3 – Z_c = 4 шт.; *в*) 1 – $C_{\hat{e}}$ =0,5; 2 – $C_{\hat{e}}$ =1,0; 3 – $C_{\hat{e}}$ =1,5; *г*) 1 – K_τ = $6\cdot10^6$ Н/м^3; 2 – K_τ = $8\cdot10^6$ Н/м^3; 3 – K_τ = $10\cdot10^6$ Н/м^3.

Стремление уменьшить буксование за счет изменения параметров устройства противоскольжения способствует росту сил сопротивления движению [2,3]. Очевидно, что процесс носит экстремальный характер. Для нахождения условного экстремума была проведена оптимизация процесса путем совместного решения уравнений регрессии для определения буксования и силы сопротивления движению от устройства [4]. Представляет интерес рассмотреть задачу оптимизации процесса с учетом количественного и качественного параметров [7].

При допускаемом буксовании δ =15% необходимо найти в факторном пространстве (-1 ≤ Xi ≤ +1 i=1,2,3,4) минимальное значение силы сопротивления движению движителя с устройством противоскольжения P_{fy}. Задача формулируется следующим образом: найти условный экстремум функции:

$$P_{fy} = 0{,}56 + 0{,}4X_2 + 0{,}05X_3 + 0{,}10X_4 + 0{,}34X_5 + 0{,}05X_2^2 + 0{,}05X_4^2 - 0{,}27X_5^2 + 0{,}08X_2X_3 + 0{,}07X_2X_4 + 0{,}07X_3X_4 + 0{,}07X_4X_5, \quad (7)$$

с уравнением связи:

$$2{,}6 - 2{,}21X_2 - 2{,}34X_3 - 2{,}02X_4 - 4{,}08X_5 + 1{,}15X_3^2 - 2{,}45X_4^2 + 0{,}45X_5^2 - 0{,}93X_2X_3 + 0{,}70X_3X_4 - 054X_4X_5 = 0 \quad (8)$$

$$(17{,}6 - 15 - 2{,}21X_2 - 2{,}34X_3 - 2{,}02X_4 - 4{,}08X_5 + 1{,}15X_3^2 - 2{,}45X_4^2 + 0{,}45X_5^2 - - 0{,}93X_2X_3 + 0{,}70X_3X_4 - 054X_4X_5,)$$

Решение этой задачи методом неопределенных множителей Лагранжа нецелесообразно из-за сложности уравнения связи. Поэтому решим ее следующим образом.

Учитывая, что уравнение связи (8) оказалось линейным относительно параметра X_2 , выразим этот параметр:

$$X_2 = \frac{1}{2{,}21 - 0{,}93X_3} \cdot (-2{,}6 + 2{,}34X_3 + 2{,}02X_4 + 4{,}08X_5 - 1{,}15X_3^2 + 2{,}45X_4^2 - 0{,}45X_5^2 + 0{,}70X_3X_4 - 0{,}54X_4X_5), \quad (9)$$

Если подставить выражение (9) в функцию (7), то задача нахождения условного экстремума сводится к нахождению экстремума безусловного. Эту задачу решим, протабулировав на программе Math soft MathCAD 13 функцию P_{fy} (7) в узлах сетки на которую разобьем факторное пространство $-1 \le X_i \le +1$. Данные в расчетах приведены в таблице 2.

Изменяя последовательно значения переменных X_3 , X_4 , X_5 [1], вычислим из (7) значения X_2, т.е. точки, в которых значения X_2 выходят из факторного пространства, из дальнейших расчетов исключаются. Изменяя далее с тем же шагом переменную X_3 , будем вычислять значения функции P_{fy} и отбирать минимум. Всего было реализовано 65 опытов.

Результаты опытов 1-3, 18-21 показывают, что при обеспечении заданной степени однородности снижению силы сопротивлению движения колесного движителя оборудованного устройствами противоскольжения

способствует уменьшение значений параметров коэффициента объемного смятия почвы K_τ. Наибольшая сила сопротивления оказалась в мысленных опытах 38, 39, 40 при конусности стойки устройства противоскольжения (отношение D_s-$d_{вн.}$/L) соответственно 10:11, 9:10; 12:10,16:10 и количества устройств противоскольжения 2, 3, 4 шт.

Таблица 2. Результаты расчетов мысленных опытов при оптимизации процесса по двум параметрам: буксованию и силе сопротивления движению

№ мысленного опыта	$X_2 \rightarrow C_k$		$X_3 \rightarrow K_\tau$		$X_4 \rightarrow h_в$		$X_5 \rightarrow Z_c$		P_{fc}, кН	
	Кодовая величина	Натуральная величина	Кодовая величина	Натуральная величина, $Н/м^3$	Кодовая величина	Натуральная величина, м	Кодовая величина	Натуральная величина, шт.	Расчетные значения	Опытные значения
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
1	0	1,0	-1,0	6,0	0	0,10	0	2	0,12	0,10
2	0	1,0	-0,8	6,4	0	0,10	0	2	0,11	0,11
3	1,2	0,4	-0,4	7,2	0	0,10	0	2	0,14	0,13
4	-1	0,5	-1	6,0	-1	0,05	1	4	0,96	0,98
5	1,1	0,4	0	8,0	0	0,10	0	2	0,13	0,13
6	-1,2	0,4	0	8,0	-0,7	0,06	0	2	0,09	0,08
7	-1	0,5	1	10	-1	0,05	1	4	0,47	0,32
8	-1,3	0,4	0	8,0	-0,1	0,09	0	2	0,11	0,10
9	-1	0,5	1	10	1	0,15	1	4	0,94	0,78
10	-0,9	0,5	0	8,0	0,2	0,11	0	2	0,12	0,11
11	1	1,5	-1	6,0	-1	0,05	1	4	0,29	0,28
12	-0,4	0,8	0	8,0	0,5	0,13	0	2	0,15	0,14
13	0,3	1,1	0	8,0	0,8	0,14	0	2	0,20	0,19
14	1	1,5	-1	6,0	1	0,15	1	4	0,81	0,77
15	1,2	1,6	0	8,0	1,1	0,16	0	2	0,26	0,25
16	2,0	2,1	0	8,0	1,4	0,17	0	2	0,32	0,31
17	-1	0,5	-1	6,0	1	0,15	1	4	0,64	0,52
18	-0,9	0,5	0	8,0	-1	0,05	0	2	0,12	0,11
19	-0,8	0,6	0,4	8,8	-1	0,05	0	2	0,20	0,19
20	-0,5	0,8	0,8	9,6	-1	0,05	0	2	0,34	0,33
21	0,2	0,9	1	10	-1	0,05	0	2	0,45	0,44
22	0	1,0	1	10	0	0,10	0	2	0,81	0,69
23	0,4	1,2	-1	6,0	1	0,15	0	2	0,80	0,79
24	0,5	1,3	-0,6	6,8	1	0,15	0	2	0,90	0,89
25	1	1,5	1	10	-1	0,05	1	4	0,92	0,64
26	0,7	1,4	-0,2	7,6	1	0,15	0	2	0,98	0,97
27	1,0	1,5	0,2	8,4	1	0,15	0	2	1,13	1,12
28	1	1,5	1	10	1	0,15	1	4	1,41	1,27
29	1,3	1,7	0,6	9,2	1	0,15	0	2	1,30	1,29

30	-1	0,5	0	8,0	0	0,10	0	2	0,32	0,43
31	0,1	1,1	-0,6	6,8	0	0,10	1	4	0,64	0,62
32	0,3	1,2	-0,2	7,6	0	0,10	1	4	0,75	0,74
33	1	1,5	0	8,0	0	0,10	0	2	0,52	0,75
34	0,6	1,3	0,2	8,4	0	0,10	1	4	0,90	0,89
35	0,8	1,4	0,4	8,8	0	0,10	1	4	1,13	1,11
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
36	0	1,0	-1	6,0	0	0,10	0	2	0,26	0,33
37	-0,9	0,5	1	10	-1	0,05	0,2	1,6	1,96	1,95
38	-0,2	0,9	1	10	-1	0,05	0	2,0	2,06	2,04
39	0,5	1,2	1	10	-1	0,05	0,2	2,4	2,08	2,04
40	1,1	1,6	1	10	-1	0,05	0,4	2,8	2,10	2,09
41	0	1,0	0	8,0	-1	0,05	0	2	0,28	0,34
42	-0,1	0,9	-1	6,0	1	0,15	-0,4	1,2	0,10	0,09
43	0,2	1,1	-1	6,0	1	0,15	-0,2	1,6	0,31	0,30
44	0,4	1,2	-1	6,0	1	0,15	0	2	0,39	0,38
45	0,7	1,3	-1	6,0	1	0,15	0,2	2,4	0,47	0,46
46	0,9	1,4	-1	6,0	1	0,15	0,4	2,8	0,52	0,51
47	1,1	1,5	-1	6,0	1	0,15	0,6	3,2	0,55	0,54
48	0	1,0	0	8,0	0	0,10	0	2	0,47	0,58
49	-1,1	0,4	0	8,0	0	0,10	0	2	0,12	0,11
50	-0,8	0,6	0	8,0	0	0,10	0,2	2	0,15	0,14
51	-0,6	0,7	-1	6,0	0,5	0,13	0	2	0,16	0,15
52	-0,5	0,8	0	8,0	0	0,10	0,4	3	0,19	0,18
53	-0,9	0,6	1	10	-0,7	0,08	0	2	1,46	1,44
54	-0,2	0,9	0	8,0	0	0,10	0,6	3	0,20	0,18
55	0	1,0	0	8,0	1	0,15	0	2	0,96	0,85
56	0,5	1,2	0	8,0	0	0,10	1,0	4	0,16	0,15
57	-1	0,5	-1	6,0	0,2	0,11	0	2	0,12	0,11
58	0,7	1,3	-1	6,0	1,1	0,16	0	2	0,27	0,26
59	-0,2	0,9	1	10	-1,0	0,05	0	2	1,44	1,43
60	-1,2	0,4	1	10	0,4	0,10	0	2	1,48	1,47
61	-0,2	0,9	-1	6,0	-0,7	0,07	1	4	0,50	0,48
62	0	1,0	0	8,0	0	0,10	1	4	0,59	0,55
63	-0,1	0,9	-1	6,0	-0,1	0,10	1	4	0,58	0,56
64	0,5	1,2	-1	6,0	0,5	0,13	1	4	0,66	0,65
65	1,0	1,5	-1	6,0	0,8	0,14	1	4	0,76	0,75

Заключение

Со снижением буксования повышается сила сопротивления движению. Следовательно, процесс носит экстремальный характер. Для нахождения условного экстремума была проведена оптимизация процесса путем совместного решения уравнений регрессии для определения буксования и силы сопротивления движению от устройства.

Можно сделать следующие выводы.

1. Оптимальные параметры устройства противоскольжения на переувлажненных почвах следующие: диаметр стойки 0,04-0,06 м; глубина внедрения 0,05-0,15 м; конусность стойки 0,5-1,5; количество устройств противоскольжения на ведущем колесе 2-4 шт.

2. С увеличением количества устройств противоскольжения до 4 шт. на ведущем колесе трактора буксование снижается на 7-8 % , а сила сопротивления движению увеличивается на 0,5-0,6 кН.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

[1] Адлер Ю.П., Маркова Е.В., Грановский Ю.В. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий. – М.: Наука, 1976. – 279 с.

[2] Гуськов В.В. Оптимальные параметры сельскохозяйственных тракторов. – М.: Машиностроение, 1966. – 196 с.

[3] Лопарев А.А., Венглинский А.М., Комкин А.С. Исследование процесса буксования ведущих колес трактора МТЗ-100 в режиме трогания с места и разгона // Тракторы и сельхозмашины, 2014, №1.

[4] Махмутов М.М. Повышение эффективности работы картофелеуборочных агрегатов на переувлажненных почвах: автореферат дис. ... кандидата технических наук: 05.20.01 / М.М. Махмутов [Место защиты: Мордовский государственный университет им.Н. П. Огарева].– Саранск, 2013.

[5] Кузнецов Н.Г., Гапич Д.С., Ширяева Е.В. Особенности прогнозирования тягово-сцепных свойств колесных с.-х. тракторов // Тракторы и сельхозмашины, 2013, №11.

[6] Кузнецов Н.Г., Гапич Д.С., Ширяева Е.В. Динамика процесса буксования колесного трактора кл. 1,4 // Тракторы и сельхозмашины, 2012, №12.

[7] Фирсов М.М. Сельскохозяйственные погрузочно-разгрузочные машины непрерывного действия (конструкция, теория и расчет). М.: Инфра.– М, 1996. 240 с.

[8] Lurie A.I. Analytical Mechanics. Translated from Russian into English by A.Belyaev. Springer - Verlag. Berlin-Heidelberg. 2002. – 846 p.

[9] 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.

[10] 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.
[11] Sakhapov R. L., Nikolaeva R. V., Gatiyatullin M. H., Makhmutov M. M.Risk management model in road transport systems // Journal of Physics: Conference Series. 2016. Т. 738. № 1. С. 012008.
[12] Sakhapov R.L., Nikolaeva R.V., Gatiyatullin M.H., Makhmutov M.M. Modeling the dynamics of the chassis of construction machines. Journal of Physics: Conference Series. 2016. Т. 738. № 1. С. 012119.

M.M.Makhmutov, R.L.Sakhapov

OPTIMIZATION OF THE PROCESS OF SLIPPING WHEEL MOVER

Kazan State University of Architecture and Engineering, Russia

Abstract

This article solved the problem of optimizing the process by joint decision of the regression equations for determination of slippage, and the resistance force from the anti-skid device. Reviewed and solved the problem of optimization of the process with regard to qualitative and quantitative parameters when permitted by slipping δ =15%. Under the condition $-1 \leq X_i \leq +1$ i=1,2,3,4 found the minimum value of the resistance force of the propulsion device P_{fy}.

Keywords: optimization, skidding, resistance force DWI provision, in particular, the extremum, the anti-skid device.

REFERENCES

[1] Adler Y. P., Markova E. V., Granovsky Y.V. Experiment planning in search of optimal conditions. – Moscow: Science, 1976. – 279 p.
[2] Guskov V. V. Optimal parameters of agricultural tractors. – Moscow: Mechanical Engineering, 1966. – 196 p.
[3] Loparev A. A., Venglinsky A. M., Komkin A. S. Study of the process of slipping the drive wheels of the MTZ-100 tractor in the mode of starting and accelerating // Tractors and agricultural machinery, 2014, №1.
[4] Makhmutov M. M. Improving the efficiency of potato harvesting units on waterlogged soils: autoreferat dis. ... candidate of technical Sciences: 05.20.01 / M. M. Makhmutov [Place of defense: Mordovia state University.N. P. Ogarev].– Saransk, 2013.

[5] Kuznetsov N. G ... Gapich D. S., Shiryaeva E. V. Features of forecasting traction properties of wheeled agricultural tractors // Tractors and agricultural machinery, 2013, №11.
[6] Kuznetsov N. G ... Gapich D. S., Shiryaeva E. V. Dynamics of the process of slipping a wheeled tractor cl. 1,4 // Tractori i chelhozmachinye, 2012, №12.
[7] Firsov M. M. Chelskohozaistvenniye i pogruzochno-rasgruzochniye machiny neprerivnogo deistviya of (konstructiya, theoriya i rachet). M.: Infra.– M, 1996. 240 PP.
[8] Lurie A.I. Analytical Mechanics. Translated from Russian into English by A.Belyaev. Springer - Verlag. Berlin-Heidelberg. 2002. – 846 p.
[9] 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.
[10] 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.
[11] Sakhapov R. L., Nikolaeva R. V., Gatiyatullin M. H., Makhmutov M. M.Risk management model in road transport systems // Journal of Physics: Conference Series. 2016. Т. 738. № 1. С. 012008.
[12] Sakhapov R.L., Nikolaeva R.V., Gatiyatullin M.H., Makhmutov M.M. Modeling the dynamics of the chassis of construction machines. Journal of Physics: Conference Series. 2016. Т. 738. № 1. С. 012119.

ISSN 2223-0807
Современное машиностроение: Наука и образование :
материалы 8-й Международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н.Евграфова и А.А. Поповича.- СПб.: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2019.

DOI 10.1872/MMF-2019-63
УДК 622.2

С. В. Никитин[1], А.А, Грачев[2], А.В. Некрасова[3]

ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИКИ ПРОЦЕССА БУРЕНИЯ СКВАЖИН УСТАНОВКОЙ С «СВП» ПРИ ПОМОЩИ УПРОЩЕННОЙ ДИНАМИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ

[1]Сергей Васильевич Никитин,
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812)552-8401, E-mail: sergey_nikj@mail.ru

[2]Алексей Андреевич Грачев,
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812)552-8401, E-mail: springbird@mail.ru

[3]Анастасия Витальевна Некрасова,
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812)552-8401, E-mail: nekrasova_a.v@mail.ru

Аннотация

В работе рассматривается построение динамической модели буровой установки с системой верхнего привода.

Эта модель состоит из двух частей взаимосвязанных друг с другом. Первая – одномассовая модель продольных колебаний буровой колонны, необходимая для определения давления долота на забой скважины. Вторая часть является многомассовой системой, которая моделирует крутильные колебания буровой колонны. Она учитывает характеристики двигателя, направляющих системы верхнего привода, а также трение между буровой колонной и стенками скважины.

Особое внимание уделяется достоверному определению параметров модели. Для этого используются записи основных силовых и рабочих

параметров с применением систем мониторинга реальной буровой установки. Также изложена методика проведения численных экспериментов для определения физических параметров модели, включающая несколько стадий расчета.

Ключевые слова: динамическая модель, буровая установка, система верхнего привода, система мониторинга

Введение

Аналитические и практические исследования процессов бурения [1 - 5, 7, 8, 11 - 22] нацелены на создание эффективных и надежных буровых установок, выбор оптимальных режимных параметров технологического процесса.

Развитие и частое применение установок с системой верхнего привода (СВП), позволяющего выполнять как технологические, так и вспомогательные операции, обусловило всесторонние исследования этих машин. Особым направлением стала разработка динамических моделей для всестороннего изучения колебательных явлений, происходящих в буровых установках [3, 4, 5, 13, 14, 16, 17, 19]. Однако вопросу задания параметров этих моделей, обеспечивающих их адекватность внимания практически не уделено.

В данной работе сделана попытка установить расчетные значения приведенных коэффициентов трения между колонной и стенкой скважины, и параметра прочности механического бурения, которые используются в модели подобной той, что описана в [5].

Исследование основано на данных записей систем мониторинга буровых установок, обработка которых представлена в работах [9, 10]. Это позволило соотнести выходной результат расчета с конкретными значениями экспериментальных данных, тем самым показав, в каком диапазоне должны быть определены модельные параметры для получения адекватных результатов моделирования.

Особенности расчетной модели и методика проведения исследования

Расчетная динамическая модель в основном базируется на работах [5, 12, 17] с некоторыми упрощениями.

Основная часть модели – модель крутильных колебаний СВП с буровой колонной (рис. 1), в которой буровая колонна разбивается на отдельные дискретные массы (J_1, J_2, …, J_n), соединенные крутильными упруго-вязкими связями (c_1, b_1, c_2, b_2, …, c_{n+1}, b_{n+1}), причем последняя связь суммирует в себе жесткость элемента колонны и забойного двигателя с вращающейся массой $J_{ЗД}$. Блок СВП представлен собственной массой $J_{СВП}$, соединенной с направляющими, имеющими параметры связи $c_{НАП}$ и $b_{НАП}$, и

с началом буровой колонны. Двигательная установка так же имеет свой момент инерции $J_{ДВ}$, а его работа моделируется линеаризованной механической характеристикой [5, 6], что позволяет приближенно исследовать пусковые и установившиеся режимы работы установки при различных заданных скоростях вращения.

Система уравнений, описывающая динамическую модель (рис. 1), имеет $n+3$ дифференциальных уравнений, где n – количество дискретных масс, на которое разбивается буровая колонна

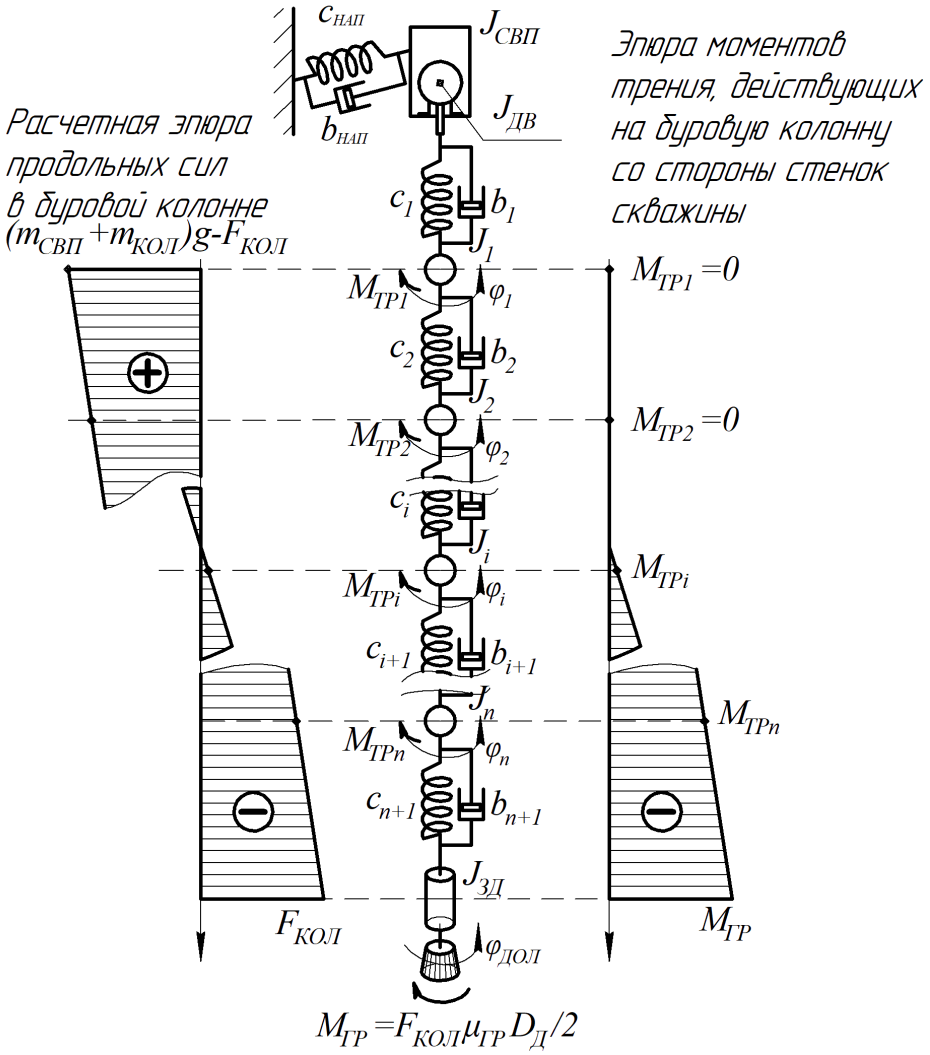


Рис. 1. Динамическая модель крутильных колебаний СВП с буровой колонной

$$\begin{cases} J_{СВП}\cdot\ddot{\varphi}_{СВП} = -\varphi_{СВП}\cdot c_{НАП} - \dot{\varphi}_{СВП}\cdot b_{НАП} - M_{ДВ} \\ J_{ДВ}\cdot\ddot{\varphi}_{ДВ} = M_{ДВ} + c_1\cdot\left(\varphi_1 - \varphi_{ДВ}\right) + b_1\cdot\left(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_{ДВ}\right) \\ J_1\cdot\ddot{\varphi}_1 = c_1\cdot\left(\varphi_{ДВ} - \varphi_1\right) + b_1\cdot\left(\dot{\varphi}_{ДВ} - \dot{\varphi}_1\right) + c_2\cdot\left(\varphi_2 - \varphi_1\right) + b_2\cdot\left(\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_1\right) \\ \ldots\ldots \\ J_i\cdot\ddot{\varphi}_1 = c_i\cdot\left(\varphi_{i-1} - \varphi_i\right) + b_i\cdot\left(\dot{\varphi}_{i-1} - \dot{\varphi}_1\right) + c_{1+1}\cdot\left(\varphi_{i+1} - \varphi_i\right) + b_{i+1}\cdot\left(\dot{\varphi}_{i+1} - \dot{\varphi}_i\right) - M_{TPi} \\ \ldots\ldots \\ J_{ЗД}\cdot\ddot{\varphi}_{ЗД} = c_n\cdot\left(\varphi_n - \varphi_{ЗД}\right) + b_n\cdot\left(\dot{\varphi}_n - \dot{\varphi}_{ЗД}\right) - M_{ГР} \end{cases} \quad (1)$$

Определение усилий N_i сопряжено с необходимостью создать модель изгибных перемещений буровой трубы и ее взаимодействия со стенками скважины, что достаточно сложно и потребует большого количества вычислительных ресурсов. Здесь же было решено определять момент сил трения предположив, что сила давления N_i будет пропорциональна продольной силе в i-м элементе буровой трубы. Поэтому введенный в выражение для M_{TPi} коэффициент трения μ^* будем называть приведенным

$$M_{TPi} = \mu^*\cdot F_i\cdot sign(\omega_i)\cdot d/2. \quad (2)$$

Для вычисления усилий F_i введена упрощенная динамическая модель продольных колебаний (рис. 2), в которой имеется всего одна суммарная масса колонны и СВП ($m_{СВП}$+$m_{КОЛ}$) подвешенная на канатах жесткостью $c_К$. С другой стороны, эта масса взаимодействует с забоем скважины через жесткость колонны $c_{КОЛ}$.

Таким образом здесь решается дифференциальное уравнение вида

$$\left(m_{СВП} + m_{КОЛ}\right)\cdot\ddot{y}_{СВП} = \left(m_{СВП} + m_{КОЛ}\right)\cdot g + \left(y_К - y_{СВП}\right)\cdot c_К + \left(y_{ЗАБ} - y_{СВП}\right)\cdot c_{КОЛ}. \quad (3)$$

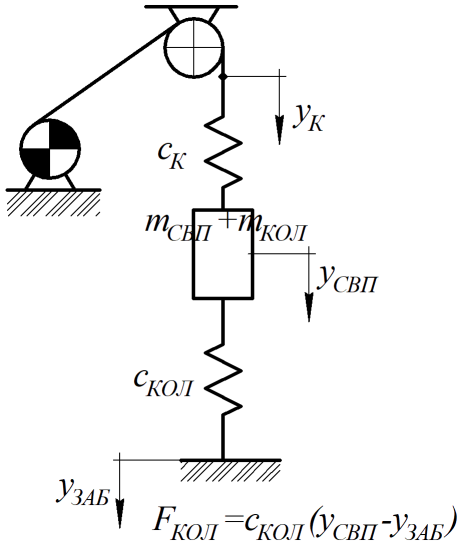


Рис. 2. Модель продольных колебаний буровой установки с СВП

Моменты трения (M_{TP1}, M_{TP2}, …, M_{TPn}), действующие на каждую из дискретных масс буровой колонны, должны быть вычислены согласно зависимости (для i-й дискретной массы)

$$M_{TPi} = \mu \cdot N_i \cdot sign(\omega_i) \cdot d / 2,$$

где μ – коэффициент трения между буровой колонной и стенками скважины диаметром d; N_i – нормальное усилие давления; ω_i – угловая скорость вращения элемента буровой колонны

$$\omega_i = \dot{\varphi}_i.$$

Координата точки подвеса (y_K) в модели перемещается в постоянной заданной скоростью вниз. Эта скорость берется как средняя по данным системы мониторинга для конкретного расчетного момента.

Координата забоя ($y_{ЗАБ}$) изменяет свое положение со скоростью зависящей от усилия давления колонны на забой, обозначенной $F_{КОЛ}$ (рис. 2), скорости вращения колонны и забойного двигателя [5]. Причем углубления забоя не происходит, если сила давления на забой будет меньше минимально необходимой силы для начала процесса резания грунта F_{PMIN} [11, 16, 21].

Изменение координаты забоя описывается следующими выражениями

$$\begin{cases} y_{ЗАБ}(t) = y_{ЗАБ0} + \int_0^t h(\tau) d\tau; \\ h(\tau) = \dfrac{F(\tau) \cdot n}{0,25 \cdot \sigma_{МБ} \cdot K \cdot D_Д \cdot 10^6}; \\ F(\tau) = \begin{cases} 0, & \text{если } F_{КОЛ} < F_{PMIN} \cdot n_{ДОЛ} \\ F_{КОЛ}, & \text{в противном случае} \end{cases}. \end{cases} \quad (4)$$

Мгновенная толщина стружки снимаемого грунта $h(\tau)$ в момент времени τ прямо пропорциональна усилию $F(\tau)$ умноженному на суммарную частоту вращения буровой колонны и долота n(об/с), и обратно пропорциональна произведению прочности грунта при механическом бурении $\sigma_{М.Б.}$(МПа), коэффициента затупления долота K, и его диаметра $D_Д$. Здесь считается, что усилие давления на забой $F_{КОЛ}$ распределяется по нескольким лезвиям бурового инструмента, количество которых обозначено $n_{ДОЛ}$, что и отражено в условии определения нагрузки $F(\tau)$.

Таким образом, опираясь на упрощенную модель продольных колебаний буровой колонны (3), пренебрегая при этом происходящими в ней волновыми процессами, продольное усилие, действующее на элемент i бурильной колонны, согласно эпюре на рис. 1, определяется линейной зависимостью

$$F_i = (m_{СВП} + m_{КОЛ}) \cdot g - F_{КОЛ} - \frac{(m_{СВП} + m_{КОЛ}) \cdot g}{H} x,$$

где x – координата дискретной массы колонны по высоте, H – высота буровой колонны. При этом считается, что момент сил трения, определяемый выражением (2), учитывается только для тех дискретных масс, которые находятся в области сжимающих нагрузок (F_i <0).

На основе выражений (1) и (3) была построена модель буровой установки, включающей СВП типа СВЭП-320 производства «Промтехинвест» с двумя двигателями вращения колонны по 300 кВт каждый, буровой колонной из алюминиевых труб типа БТ 147х13 и БТ 127х9,2, элемента телесистемы ЛБТВК 180х110, забойного двигателя ДРУ240-РС, и долота типа 295,3 FD619SM (A406).

Для проведения численных расчетов были использованы записи системы мониторинга буровой установки полученные при бурении скважины №7293 Восточно-Сургутского месторождения.

Эта система записывала в реальном времени многие конструктивные и режимные параметры. Среди них: текущее количество свечей (сдвоенных буровых труб), время выполнения операции, температуры в различных частях установки, давление и расход буровой жидкости, дискретные сигналы о включении или выключении различного оборудования, скорость и координата текущего положения тальблока, скорость вращения буровой трубы и д.р.. Так же записываются и силовые факторы: вес на крюке, нагрузка на долото, крутящий момент на валу СВП.

В экспериментах моделировались отдельные промежутки времени с установившимся режимом бурения. Для них были вычислены средние значения скорости опускания тальблока, расхода бурового раствора, нагрузки на долото, частоты вращения и крутящего момента выходного вала СВП [10]. Значения двух последних из указанных параметров, непосредственно связанных с настройкой численной модели, представлены на графиках (рис. 3).

Целью проведения численных экспериментов было установление неточных параметров модели, которые определяют достоверность получаемых при расчете данных. Под термином «неточные параметры» будем понимать такие выбранные нами параметры модели, которые, в реальных обстоятельствах, носят стохастический, а часто переменных характер. В нашем случае такими параметрами стали приведенный коэффициент трения буровой колонны о стенки скважины μ^* (2) и прочность разбуриваемой породы $\sigma_{М.Б.}$ (4). Для их определения эксперимент был разбит на два этапа, каждый из которых заключался в варьировании одного из неточных параметров до тех пор, пока расчет не удовлетворял поставленному критерию. Конечно, изменением этих параметров во времени пришлось пренебречь, считая их постоянными при

проведении конкретного расчета, тем более, что характер их изменения неизвестен.

Методика проведения эксперимента для каждого промежутка времени бурения сводилась к следующему:

1. Задание исходных данных и вычисление массовых, жесткостных, и параметров вязкого сопротивления модели;

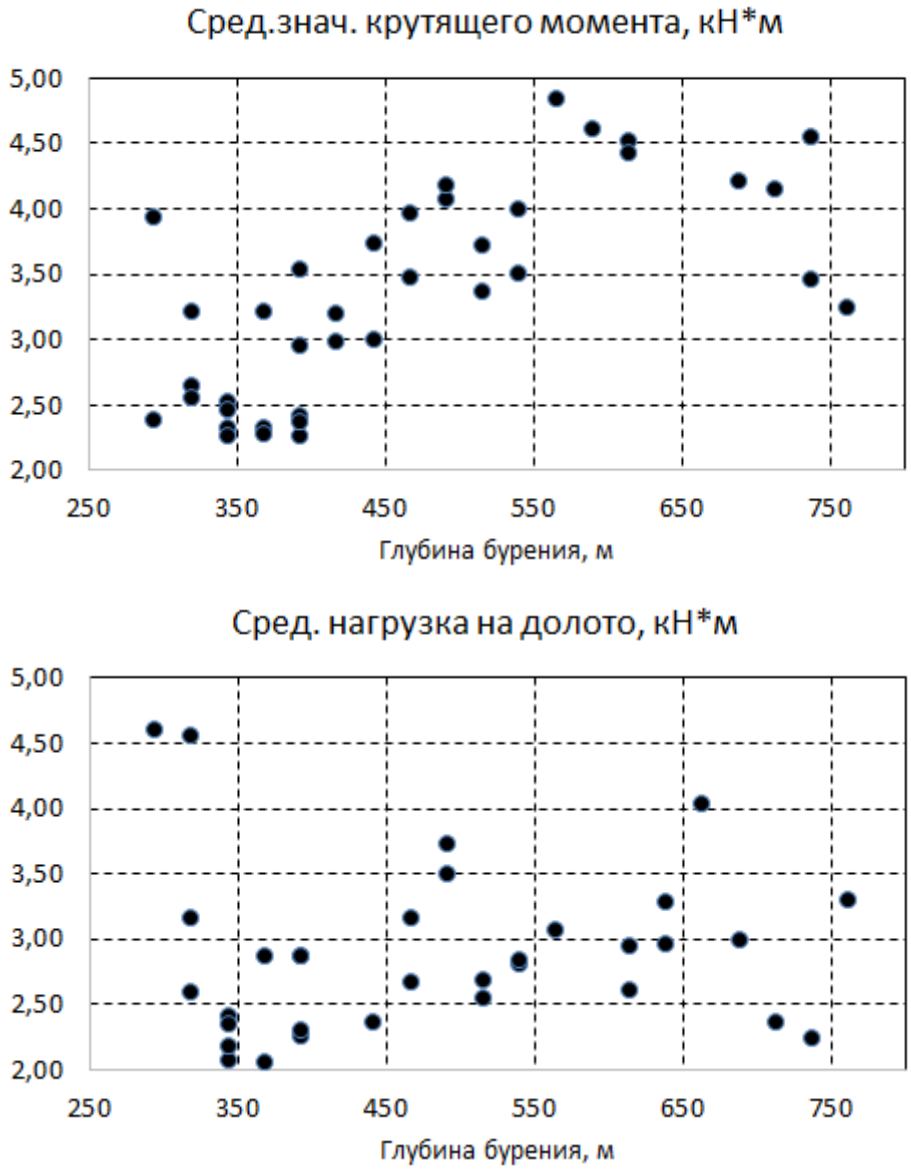


Рис. 3. Графики средних значений крутящего момента и нагрузки на долото при различных глубинах бурения

2. Проведение вычислений с использованием только модели опускания буровой колонны (рис. 2). По результатам каждого расчета определялась средняя нагрузка на долото за заданный промежуток модельного времени. Так как грунт, который необходимо разрушить, является сопротивлением на пути движения буровой колонны вниз, то при

заданной скорости спуска СВП определенное значение давления на забой будет зависеть от характеристик породы. Поэтому варьируемым параметром являлся параметр прочности разбуриваемого грунта ($\sigma_{М.Б.}$). Требовалось определить такую прочность породы, при которой средняя нагрузка на долото была бы близка к заданной для данной глубины бурения (рис. 3).

3. Вычисления с использованием полной динамической модели крутильных колебаний буровой колонны (1) совместно с моделью заглубления долота (3). Варьируемый параметр – приведенный коэффициент трения μ^*. Критерий окончания поиска требуемого значения варьируемого параметра – равенство среднего расчетного значения крутящего момента на валу СВП заданному значению, определенному по данным системы мониторинга (рис. 3).

Для пояснения данного эксперимента нужно сказать, что момент на выходном валу СВП в основном складывается из двух составляющих: момента необходимого на разбуривание породы и момента от сил трения колонны о стенки скважины. Первый зависит от коэффициента трения долота в забое и силы давления на долото, которая определяется, при заданной скорости опускания СВП, прочностью грунта, которая определена на предыдущем этапе расчетов. Величина второй составляющей как раз и зависит, в представленной выше модели, от параметра μ^*.

Результаты численных экспериментов

Результаты вычислений прочности грунта при механическом бурении представлены на графике рис. 4.

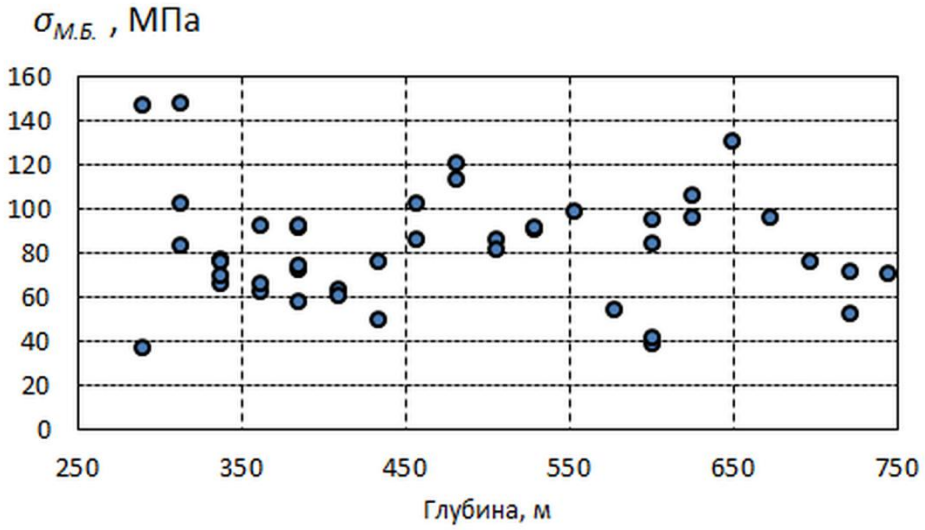
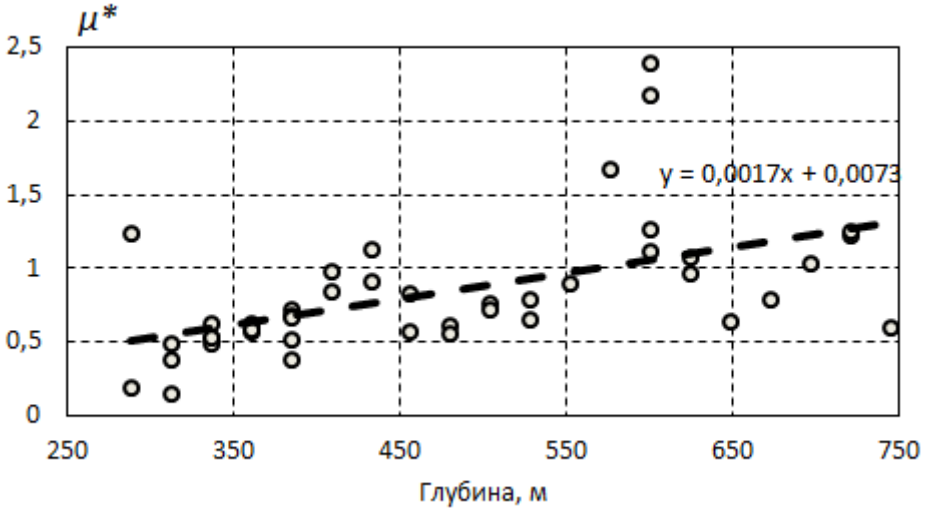


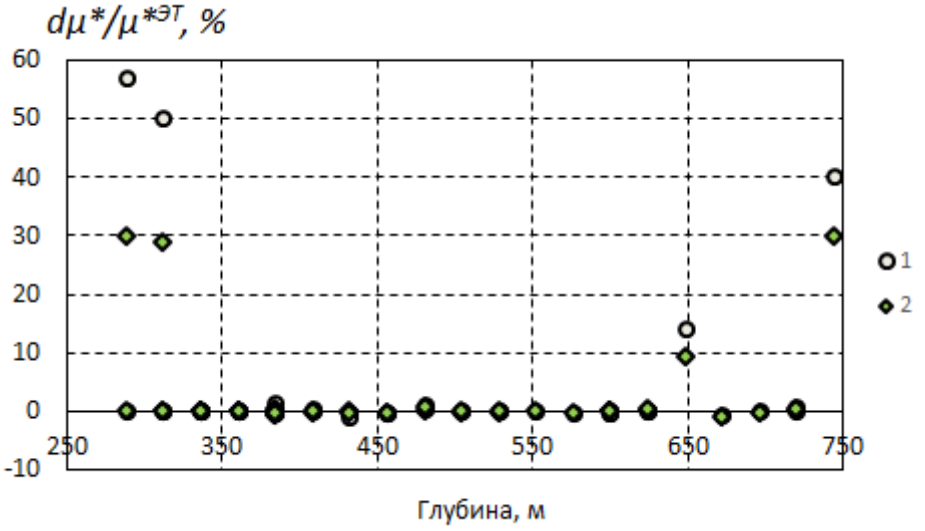
Рис. 4. Расчетные значения прочности механического бурения пород

Согласно рабочему проекту на бурение скважины №7293 на глубинах 200 – 750 м категория буримости пород соответствует II-й – III-й категориям [11]. Таким породам соответствует табличные значения прочности механического бурения от 18 до 86 МПа.

В нашем случае этот расчетный параметр в среднем составил 83 МПа, не имея никакого явно видимого тренда к повышению или уменьшению при росте глубины бурения.



а)



б)

Рис. 5. Расчетные значения приведенного коэффициента трения между буровой колонной и стенками скважины (*а*); отклонения результатов расчета приведенного коэффициента трения от эталонных (*б*) (1 – результаты для модели с дискретностью разбиения буровой колонны 24,4 м, 2 – результаты для модели с дискретностью с дискретностью разбиения буровой колонны 12,2 м)

Второй этап расчетов был проведен для нескольких вариантов дискретизации модели буровой колонны с целью выявить влияние этого фактора на получаемые результаты.

Согласно графику показанному на рис. 5 а), величина приведенного коэффициента трения μ^* составляет от 0,19 до 2,4 для различных участков бурения. С ростом глубины бурения наблюдается небольшое повышение расчетного коэффициента, что указано построенной линией тренда.

График на рис. 5 б) показывает отклонения (в %), от наиболее точных, результатов расчетов коэффициента μ^* полученных при различных дискретностях динамической модели. Результаты, полученные с помощью модели с наименьшей дискретностью разбиения буровой колонны, составившей 6,1 м, были приняты за эталонные.

Видно, что есть несколько экспериментов для которых отклонения результатов составили до 60% от эталонных, причем отклонения одновременно наблюдаются для моделей с дискретностью разбиения как 12,2, так и 21,4 м. Это, скорее всего, свидетельствует о плохом соответствии модели тем процессам, которые описывают исходные данные для этих модельных моментов. Остальные же отклонения, для иных моделируемых ситуаций, в основном не превышают 1,5%.

Выводы

В данной статье были описаны результаты первой попытки определения неточных коэффициентов динамической модели буровой установки по записям данных системами мониторинга. Качественно было понятно, что найти такие параметры модели, при которых она будет давать близкие к реальности результаты для конкретного моделируемого момента, возможно. Но будет ли сохраняться адекватность модели при этих параметрах, но для других моделируемых ситуаций? – вопрос, которым задаются исследователи в подобных ситуациях.

Результат получился неоднозначным.

Для прочности породы при механическом бурении найден достаточно большой диапазон значений параметра, не соотносящийся с данными литературных источников [11]. Не следует забывать, что этот расчет проводился по одномассовой динамической модели.

Для приведенного коэффициента сопротивления диапазон разброса так же велик для моментов, расположенных достаточно близко друг от друга по глубине бурения. Однако прослеживается тренд на увеличение данного параметра, что может говорить об определенной зависимости.

В дальнейшем планируется развитие этого исследования путём изучения записей с других скважин при иных глубинах бурения и в других модельных ситуациях. Так же планируется проведение подобных исследований при помощи более сложных динамических моделей с учетом

переменности параметров системы и возможностью возникновения различных ситуаций при бурении [18]. Интересным будет исследование влияния системы управления процессами бурения [15] и оптимизация ее управляющих параметров.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

[1] Юнин Е.К. Введение в механику глубокого бурения: Учебное пособие. – Ухта: УГТУ, 2003. – 120с.

[2] Миниханов Р.Ф. Анализ работы системы верхнего привода // Материалы Уральской горнопромышленной декады. – Екатеринбург: ГОУ ВПО УГГУ, 2006. – С. 163-164.

[3] 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.

[4] 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.

[5] Никитин С.В. Особенности создания динамической модели буровой установки с системой верхнего привода // Современное машиностроение. Наука и образование. 2018. № 7. С. 641-656.

[6] Вульфсон И.И. Некоторые особенности влияния электропривода на динамику цикловых машин // Современное машиностроение. Наука и образование – Санкт-Петербург, 2017 . – С. 91-108.

[7] Балицкий, П. В. Взаимодействие бурильной колонны с забоем скважины. – М. : Недра, 1975.

[8] 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.

[9] 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

[10] 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

[11] Фролов К.В. Машиностроение. Энциклопедия. Горные машины. Т.IV-24: Машиностроение, 2011. – 496с.

[12] Bruno Cesar Cayres Andrade. Numerical and experimental analysis of nonlinear torsional dynamics of a drilling system. - Rio de Janeiro: Pontifcia Universidade Catolica do Rio de Janeiro, 2013.
[13] Ritto T. Numerical Analysis of the Nonlinear Dynamics of a Drill-string with Uncertainty Modeling. Rio de Janeiro, Brazil, 2010. D.Sc. Thesis, Pontifcia Universidade Catolica do Rio de Janeiro.
[14] B. Saldivar, I. Boussaada, H. Mounier, S. Mondie, S. I. Niculescu. An Overview on the Modeling of Oilwell Drilling Vibrations // Proceedings of the 19th World Congress The International Federation of Automatic Control Cape Town, South Africa. August 24-29, 2014, pp 5169-5174
[15] Dashevskiy D., Macpherson J.D., Dubinsky V., McGinley P.. Real-Time Drilling Optimization Based on MWD Dynamic Measurements – Field Test Results // AADE 2003 National Technology Conference "Practical Solutions for Drilling Challenges", 2003, 10 pages
[16] Xiaohua Zhu, Liping Tang, and Qiming Yang. A Literature Review of Approaches for Stick-Slip Vibration Suppression in Oilwell Drillstring // Advances in Mechanical Engineering, Volume 2014, Article ID 967952, 17 pages
[17] Yaser Alsaffar, Sadok Sassi, Amr Baz. Band gap characteristics of periodic gyroscopic systems // Journal of Sound and Vibration 435 (2018) pp 301-322
[18] Abeer Jasim. Borehole assembly desing analisis used for directional drilling failure and problem, University of Kurdistan-Hewler, 2015-2016
[19] Bart Besselink, Thijs Vromen, Niek Kremers, and Nathan van de Wouw. Analysis and Control of Stick-Slip Oscillations in Drilling Systems //IEEE Transactions on control systems technology, vol.24, no.5, September 2016, pp 1582-1593
[20] E.M. Navarro-Lopez and R. Suarez. Modelling and analysis of stick-slip behavior in a drillstring under dry friction. In: congreso anual de la amca 2004, number ISBN 970-32-2137-8, Ciudad de Mexico, Mexico, Oct. 20th - 22nd 2004.
[21] Thomas Stoxreiter. Full-scale experimental investigation of the performance of a jet-assisted rotary drilling system in crystalline rock // International Journal of Rock Mechanics and Mining Sciences 115 (2019) pp 87–98
[22] Mihajlovic, N. Torsional and lateral vibrations in flexible rotor systems with friction Eindhoven: Technische Universiteit Eindhoven (2005) DOI: 10.6100/IR591879

S.V. Nikitin, A.A. Grachev, A.V.Nekrasova

THE RESEARCH OF THE DYNAMICS OF DRILLING PROCESS BY MEANS OF TDS DRILLING RIG USING SIMPLIFIED DYNAMIC MODEL

Peter the Great St.Petersburg Polytechnic University, Russia

Abstract

In this article it is considered the dynamic model of TDS drilling rig.

This model consists of two parts which are interconnected with each other. The first one is the one mass model. It is a model of a longitudinal vibrations of drill string. This model is necessary to define a pressure of the drilling bit to the down hole of the well.

The second model is a multi-mass system of drilling string torsional vibrations. It is take into account a characteristics of the engine and the top drive system guides, as well as friction between the drill string and the walls of the well.

The purpose of the research is to reliably determine the model parameters by means of the main power and operating characteristic records. These records are made with the use of the real drilling rig monitoring system.

Also it is described the numerical experiment technique, which includes several operations. These operations are needed to determine the physical characteristics of the model.

Key words: dynamic model, drilling rig, top drive system, monitoring system

REFERENCES

[1] Yunin E.K. Vvedenie v mexaniku glubokogo bureniya: Uchebnoe posobie. – Uxta: UGTU, 2003. – 120 p. (rus)

[2] Minixanov R.F. Analiz raboty` sistemy` verxnego privoda // Materialy` Ural`skoj gornopromy`shlennoj dekady`. – Ekaterinburg: GOU VPO UGGU, 2006. – pp. 163-164. (rus)

[3] 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)

[4] 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)

[5] Nikitin S.V. Osobennosti sozdaniya dinamicheskoj modeli burovoj ustanovki s sistemoj verhnego privoda // Sovremennoe mashinostroenie. Nauka i obrazovanie – Sankt-Peterburg, 2018 . – pp. 641-656. (rus)
[6] 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)
[7] Baliczkij, P. V. Vzaimodejstvie buril`noj kolonny` s zaboem skvazhiny`. – M. : Nedra, 1975. (rus)
[8] 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)
[9] 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)
[10] 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
[11] Frolov K.V. Mashinostroenie. E`nciklopediya. Gorny`e mashiny`. T.IV-24: Mashinostroenie, 2011. – 496 p. (rus)
[12] Bruno Cesar Cayres Andrade. Numerical and experimental analysis of nonlinear torsional dynamics of a drilling system. - Rio de Janeiro: Pontifcia Universidade Catolica do Rio de Janeiro, 2013
[13] Ritto T. Numerical Analysis of the Nonlinear Dynamics of a Drill-string with Uncertainty Modeling. Rio de Janeiro, Brazil, 2010. D.Sc. Thesis, Pontifcia Universidade Catolica do Rio de Janeiro.
[14] B. Saldivar, I. Boussaada, H. Mounier, S. Mondie, S. I. Niculescu. An Overview on the Modeling of Oilwell Drilling Vibrations // Proceedings of the 19th World Congress The International Federation of Automatic Control Cape Town, South Africa. August 24-29, 2014, pp 5169-5174
[15] Dashevskiy D., Macpherson J.D., Dubinsky V., McGinley P.. Real-Time Drilling Optimization Based on MWD Dynamic Measurements – Field Test Results // AADE 2003 National Technology Conference "Practical Solutions for Drilling Challenges", 2003, 10 pages
[16] Xiaohua Zhu, Liping Tang, and Qiming Yang. A Literature Review of Approaches for Stick-Slip Vibration Suppression in Oilwell Drillstring // Advances in Mechanical Engineering, Volume 2014, Article ID 967952, 17 pages

[17] Yaser Alsaffar, Sadok Sassi, Amr Baz. Band gap characteristics of periodic gyroscopic systems // Journal of Sound and Vibration 435 (2018) pp 301-322
[18] Abeer Jasim. Borehole assembly desing analisis used for directional drilling failure and problem, University of Kurdistan-Hewler, 2015-2016
[19] Bart Besselink, Thijs Vromen, Niek Kremers, and Nathan van de Wouw. Analysis and Control of Stick-Slip Oscillations in Drilling Systems //IEEE Transactions on control systems technology, vol.24, no.5, September 2016, pp 1582-1593
[20] E.M. Navarro-Lopez and R. Suarez. Modelling and analysis of stick-slip behavior in a drillstring under dry friction. In: congreso anual de la amca 2004, number ISBN 970-32-2137-8, Ciudad de Mexico, Mexico, Oct. 20th - 22nd 2004.
[21] Thomas Stoxreiter. Full-scale experimental investigation of the performance of a jet-assisted rotary drilling system in crystalline rock // International Journal of Rock Mechanics and Mining Sciences 115 (2019) pp 87–98
[22] Mihajlovic, N. Torsional and lateral vibrations in flexible rotor systems with friction Eindhoven: Technische Universiteit Eindhoven (2005) DOI: 10.6100/IR591879

АВТОРСКИЙ УКАЗАТЕЛЬ

А
Abed S.A., 367
Абрамян К.В., 3
Аксенов Л.Б., 674
Аман Е.Э., 434
Андриенко П.А., 99
Аунг Тхин Ко, 567

Б
Бабичев Д.Т., 109, 215
Барон Ю.М., 623, 633
Bahrami M.R., 367
Безруков А.В., 457
Белова С.Б., 586
Бельченко В.К., 719
Блажевич В.В., 685
Болотов А.Н., 377
Будюкина Е.Н., 465
Бундур М.С., 577
Бурдо Г.Б., 377

В
Васильев А.К., 529
Волосатова Т.М., 465
Воротников С.А., 551
Востропятов А.И., 599
Вуколов А.Ю., 15, 89
Вульфсон И.И., 124

Г
Гомера В.П., 391, 405
Грачев А.А., 755
Григорьева А. В., 405
Гусев А.В., 31

Д
Давыденко Л.В., 586
Данг Н.Т., 299
Данилов Д.С., 696
Добров И.В., 643

Е
Евграфов А.Н., 137
Евсиков А.А., 487
Егоров Е.Н., 586
Егорова О.В., 31
Егорова Ю.Б., 586
Емельянов А.В., 719
Ершов Д.Ю., 434

Ж
Жавнер В.Л., 476
Журавлев А.А., 236

З
Зинков В.А., 148
Зиновьева Т.В., 424

И
Иванова Г.В., 444
Иванова М.А., 274
Исянов И. Р., 157

К
Каразин В. И., 99, 169, 355
Карачевцев И.Д., 663
Кильмяшкин Е.А., 457
Князева Е.В., 43
Кобчиков В.С., 652
Ковалев А.Ю., 31
Козликин Д. П., 99, 169
Козляева Е.А., 31
Козырев Ю.П., 696

Коковин В.А., 487
Коковцева А.В., 719
Кокорин М.С., 55
Кондратьева Г.А., 67
Коротких М. Т., 652
Крюков В.А., 182
Кудрявцев В.Н., 633
Кузнецов П.А., 663
Кузнецов Р.В., 663
Куликов Д.Д., 599
Кунгуров Н.В., 709
Кункин С.Н., 674
Курятников А.А., 685
Куц Е.Н., 201

Л
Лаптева М.С., 15
Лебедев С.Ю., 109, 215
Лепеха О.Г., 236
Ли Сяньшунь, 696
Лихарева Н.Д., 31
Лукьяненко И.Н., 434

М
Мамутов А.В., 685
Мамутов В.С., 685
Манжула К.П., 709
Мансырев Д.Э., 719
Мансырев Э.И., 719
Махмутов М.М., 733, 745
Медунецкий В.М., 148, 498
Мирошниченко С.Т., 236
Мудров А.П., 157, 341
Мухамадеев В.Р., 606
Мухамадеев И.Р., 606

Н
Наумкин Н.И., 67, 457
Нгуен З.Т., 224
Некрасова А.В., 755
Нефедьев Е.Ю., 391, 405
Никитин С.В., 755
Никитина Т.А., 55
Никифоров В.И., 652
Николаев В.В., 498
Новикова О.О., 377

О
Ожиганов А.А., 148

П
Пелевин Н.А., 577
Петров Г.Н., 137
Пискунов В.А., 424
Плясов А.В., 224
Полищук М.Н., 513, 527
Померанская А.К., 236
Помпеев К.П., 3
Попов А.А., 444
Попов А.Н., 513, 527
Потапов Н.М., 674
Прокопенко В.А., 577
Прокурат Г.А., 89
Пуленец Н.Е., 513, 527
Пухлий В.А., 236

Р
Радкевич М.М., 623, 633
Растегаев И.А., 405

С
Сахапов Р.Л., 733, 745
Седакова Е.Б., 696
Семенов Ю.А., 249
Семенова Н.С., 249
Сенчурин Л.П., 264, 274
Середа Н.А., 289
Скотникова М.А., 444
Смирнов А.Д., 391
Смирнов К.К., 424
Стояновский Л.О., 391
Стрельникова А.А., 444
Сюндюков И.С., 444

Т
Тимофеев Б.П., 78, 299
Тимофеева О.С. 3
Титов А.В., 15, 89
Третьяков В.М., 311
Тыртычный А.А., 434

У
У Лун, 476

Ф
Филиппенко Г.В., 327

Х
Хабибуллин Ф.Ф., 341
Хисамов А.В., 169, 355
Хлебосолов И.О., 99

Ч
Чан М.Х., 299
Чеканин А.В., 539
Чеканин В.А., 539
Черенкова С.В., 274
Чжао Вэнь, 476

Щ
Щипачев А.М., 606

Я
Яблочников Е.И., 3, 498
Якутов Д.А., 551
Янь Чуаньчао, 476
Яруллин М.Г., 341