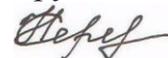


На правах рукописи



Середи Наталья Александровна

**СИНТЕЗ РЫЧАЖНЫХ МЕХАНИЗМОВ ПРИМЕНИТЕЛЬНО К
УСТРОЙСТВАМ ДЛЯ ПЕРЕДАЧИ ИЗДЕЛИЙ**

Специальность 05.02.18 – Теория механизмов и машин

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание учёной степени

кандидата технических наук

Санкт-Петербург – 2015

Работа выполнена в Федеральном государственном бюджетном образовательном учреждении высшего профессионального образования «Калининградский государственный технический университет» на кафедре «Теория механизмов и машин и детали машин»

- Научный руководитель: **Федоров Сергей Васильевич**
доктор технических наук, профессор
- Официальные оппоненты: **Мусалимов Виктор Михайлович**
доктор технических наук, профессор, ФГАОУ ВО «Санкт-Петербургский национальный исследовательский университет информационных технологий, механики и оптики», профессор кафедры «Мехатроника»
Тершин Валерий Алексеевич
кандидат технических наук, доцент, ФГАОУ ВО «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого», доцент кафедры «Теория механизмов и машин»
- Ведущая организация: ФГБУН Институт машиноведения имени А.А. Благонравова Российской академии наук

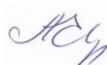
Защита состоится 26 января 2016 г. в 14:00 часов на заседании диссертационного совета Д 212.229.12 в ФГАОУ ВО «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого» по адресу: 195251, г. Санкт-Петербург, Политехническая ул., д. 29, 1-й учебный корпус, аудитория 118.

С диссертацией можно ознакомиться в фундаментальной библиотеке и на сайте <https://www.spbstu.ru/science/deferences.html> ФГАОУ ВО «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого».

Автореферат разослан

«___» _____ 2015 г.

Учёный секретарь
диссертационного совета



Евграфов Александр Николаевич

Актуальность темы исследования. Технологические процессы в линиях пищевых производств являются многооперационными, состоят из основных и вспомогательных операций. Основные операции механизированы и автоматизированы. Вспомогательные операции направлены на подготовку условий для выполнения основных операций и механизированы недостаточно.

Отметим, что большая часть вспомогательных операций – это сравнительно простые операции, связанные с захватом и переносом изделий. Примерами таких вспомогательных операций в технологических машинах и линиях пищевых производств являются:

- передача изделий между позициями в отдельной машине (передача карамели по одной в механизм завёртки; подача коррекса для конфет; перенос стаканчиков с мороженым в механизм образования конусов и др.);
- передача изделий между машинами в технологической линии (подача брикетов дрожжей губками захвата на завёртку; передача тестовых заготовок в расстойные агрегаты; снятие тестовых заготовок и передача их на поды хлебопекарных печей);
- загрузка изделий в транспортную тару;
- загрузка сырья в тракты машин.

Применение ручного труда для выполнения вспомогательных операций не способствует повышению производительности труда, обеспечению качества пищевого продукта и безопасности общества. Это особо проявляется при выполнении вспомогательных операций, связанных с загрузкой сырья в тракты машин. Кроме того, операции технологических процессов, выполняемые вручную, отдалают перспективу создания полностью автоматизированных технологических линий.

Механизация простых вспомогательных операций, связанных с передачей изделий в составе технологических машин и линий пищевых производств – задача, требующая решения.

Совершенствование средств механизации основных и вспомогательных операций – роботов, манипуляторов и автооператоров – идёт по пути расширения их функциональных возможностей. В настоящее время промышленные роботы и манипуляторы способны выполнять разнообразные основные и вспомогательные операции. Известны технические средства механизации, позволяющие захватить объект манипулирования, поднять его и переместить в горизонтальном направлении. Существуют средства механизации, позволяющие проводить такие манипуляции, как перемещение вверх, вперёд, назад, вниз, позиционирование и фиксацию предмета в определённом месте. Такие машины содержат механизмы перемещения и поворота, механизм захвата в виде руки с губками, при этом каждый из механизмов снабжён своим приводом.

Для механизации сравнительно простых вспомогательных операций, включающих рабочие переходы: захват, перенос и освобождение изделия, известные технические средства механизации являются избыточными по своим функциональным возможностям, очень дорогими и их использование в существующем производстве экономически невыгодно.

Отметим, что при выполнении простых вспомогательных операций последовательность рабочих переходов известна; траектория переноса изделия в большинстве случаев не меняется; координаты места, где осуществляется освобождение изделия, чётко определены. Поэтому задача механизации таких вспомогательных операций актуальна и может быть решена на основе поиска новых технических средств, имеющих простую конструкцию.

Степень разработанности темы. Средства механизации основных и вспомогательных операций – роботы, манипуляторы и автооператоры – представляют собой объекты исследования многих известных учёных: Белецкий В.Я., Белянин П.Н., Власов С.Н., Воробьев Е.И., Глазунов В.А., Горлатов А.С., Жавнер В.Л., Зуев Ф.Г., Кобринский А.А., Кобринский А.Е., Корендясев А.И., Козырев Ю.Г., Крайнев А.Ф., Накано Э., Нофа Ш., Позднеев Б.М., Рудзянскас Ю.П., Саламандра Б.Л., Серков Н.А., Тывес Л.И., Фролов К.В., Черпаков Б.И., Шифрин Я.А., Юревич Е.И.

Анализ работ известных учёных позволил автору поставить цель и сформулировать задачи исследования.

Цель работы. Решение задачи механизации вспомогательных операций в линиях пищевых производств на основе разработки устройств для передачи изделий, работающих от одного привода и выполняющих рабочие переходы: захват изделия, удерживание и перенос, освобождение изделия; разработка методик проектирования устройств для передачи изделий.

Задачи исследования:

1) разработать классификацию устройств для передачи изделий, работающих от одного привода, позволяющую разделить эти устройства на несколько групп по характеру движения звена, несущего рычаги с губками;

2) разработать новые устройства для передачи изделий, обеспечивающие возвратно-поступательное, вращательное и сложное движение звена, несущего рычаги с губками;

3) разработать методику проектирования устройства для передачи изделий, длина кулисы которого переменна в интервале кинематического цикла;

4) разработать методику проектирования устройства для передачи изделий с возможностью переналадки на заданный ход звена, несущего рычаги с губками;

5) выявить условия геометрической проворачиваемости, получить соотношения для угла передачи и угла размаха коромысла базового механизма с максимумом угла передачи при угле поворота кривошипа, равном 30° ;

6) разработать методику проектирования устройства для передачи изделий с двуплечим звеном, совершающим сложное движение.

Объект исследования – механизмы устройств для передачи изделий, разработанных автором.

Предмет исследования – функция положения, первая и вторая геометрические передаточные функции как алгоритмическая основа для синтеза и расчёта разработанных устройств для передачи изделий.

Методология и методы исследования. При решении поставленных задач были использованы методы теории механизмов и машин, теоретической механики, численные методы.

Научная новизна.

1. Создана классификация устройств для передачи изделий, работающих от одного привода, отличающаяся от известных тем, что эти устройства объединены в четыре группы по характеру движения звена, несущего рычаги с губками.

2. Предложены новые устройства для передачи изделий, работающие от одного привода, при этом сложное движение губок этих устройств получено применением комбинированных рычажно-кулачковых механизмов. Разработанные устройства защищены пятью патентами Российской Федерации на изобретения.

3. Разработаны методики проектирования механизмов устройств для передачи изделий, работающих от одного привода.

Практическая ценность. Синтезированы механизмы для перемещения изделий в линиях пищевых производств, отличающиеся от известных повышенной производительностью, возможностью переналадки, способностью передавать изделия по более сложным траекториям.

Разработанные методики проектирования устройств для передачи изделий, позволяют выбирать параметры этих механизмов на основе анализа графических интерпретаций, представленных в удобном для практического применения виде.

Достоверность результатов исследования подтверждена применением положений теоретической механики, теории механизмов и машин; корректным применением основ дифференциального исчисления, численных методов.

Положения, выносимые на защиту:

1) решение задачи механизации вспомогательных операций с минимальными затратами на основе создания новых устройств для передачи изделий с использованием одного привода, геометрическим или силовым замыканием рычагов захватного механизма с помощью копира.

2) классификация устройств для передачи изделий, работающих от одного привода, отличающаяся от известных тем, что эти устройства объединены в четыре группы по характеру движения звена, несущего рычаги с губками.

3) новые схемы устройств для передачи изделий, работающих от одного привода, при этом сложное движение губок этих устройств получено применением комбинированных рычажно-кулачковых механизмов.

4) методики проектирования механизмов устройств для передачи изделий, работающих от одного привода.

Апробация работы. Результаты диссертационной работы докладывались и обсуждались на заседании научно-технического совета отдела «Механика машин и управление машинами» Института машиноведения им. А.А. Благонравова Российской академии наук (г. Москва), а также на Всероссийских и на Международных конференциях: «Современные тенденции развития перерабатывающих комплексов, пищевого оборудования и технологии пищевых производств» (г. Владивосток, 2011 г.); «Современные техника и технологии» (г. Томск, 2011 г.); «Современное машиностроение. Наука и образование» (г. Санкт-Петербург, 2012 г.); на конференции молодых учёных и студентов МИКМУС (г. Москва, 2011–2013 гг.).

Публикации. По теме диссертационной работы опубликовано 18 работ, из них 6 статей в изданиях из перечня ВАК, публикации в материалах Международных и Всероссийских конференций; 5 патентов Российской Федерации на изобретения.

Структура и объём работы. Диссертационная работа состоит из введения, пяти глав, заключения, списка литературы и приложений. Её содержание изложено на 139 страницах машинописного текста, включает 52 рисунка и 4 таблицы. Список литературы включает 197 наименований, приложения даны на 14 страницах.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении изложена актуальность темы диссертационной работы, дано описание содержания работы.

Первая глава посвящена анализу научно-технической, патентной литературы по средствам механизации вспомогательных операций и постановке задач исследования.

Анализ работ, связанных с механизацией технологических процессов в линиях пищевых производств, позволил выявить недостаточно механизированные простые вспомогательные операции, включающие рабочие переходы – захват, перенос и освобождение изделия.

Проведён анализ публикаций следующих авторов: Белянин П.Н., Козырев Ю.Г., Шифрин Я.А., Юревич Е.И. Эти работы посвящены оценке функциональных возможностей промышленных роботов и манипуляторов. По результатам анализа сделан вывод, что для механизации простых вспомогательных операций известные конструкции промышленных роботов и манипуляторов избыточны по своим функциональным возможностям, их применение в существующем производстве экономически неоправданно.

Классификация, структура и механика исполнительных механизмов промышленных роботов, манипуляторов и автооператоров рассмотрены в работах таких авторов, как: Воробьев Е.И., Кобринский А.А., Кобринский А.Е., Корендясев А.И., Крайнев А.Ф., Саламандра Б.Л., Тывес Л.И., Фролов К.В. Разработка этих вопросов для средств механизации вспомогательных операций основана на исследованиях в области теории механизмов и машин, представленных в публикациях Артоболевского И.И., Баранова Г.Г., Добровольского В.В., Зиновьева В.А., Кожевникова С.Н., Колчина Н.И., Левитского Н.И., Озола О.Г., Решетова Л.Н. и др.

На основании анализа научных публикаций сформулирована цель и поставлены задачи исследования.

Во второй главе проведён анализ признаков классификации средств механизации вспомогательных операций – промышленных роботов, манипуляторов и автооператоров. Разработана классификация устройств для передачи изделий.

Выявлен признак классификации новых устройств для передачи изделий – характер движения звена, несущего рычаги с губками для изделия. Этот признак влияет на ход процесса передачи изделий; предопределяет характер движения губок при выполнении операции «перенос» изделия; определяет структуру кинематической цепи передаточного механизма и машины в целом. По этому признаку разработанные устройства для передачи изделий разделены на четыре группы: с возвратно-поворотным, возвратно-поступательным, с вращательным и со сложным движением звена, несущего рычаги с губками.

В третьей главе предложены и исследованы два новых устройства для передачи изделий с возвратно-поступательным движением звена, несущего рычаги с губками.

На рисунке 1 представлена кинематическая схема устройства для передачи изделий, разработанного автором. Устройство предназначено для перемещения изделий по прямолинейной траектории.

Передаточный механизм устройства по рисунку 1 – механизм со сложным движением кулисы. Он содержит: кривошип **1**, ползун **2**, поворотное звено **3**, кулису **4** и штангу **5**. Штанга **5** установлена в неподвижных прямолинейных направляющих **6**, шарнирно связана с кулисой **4** и снабжена пальцем **7**.

Исполнительный механизм есть рычажно-кулачковый механизм. Этот механизм установлен на пальце **7** штанги **5**. Он содержит рычаги **8** и **9** с губками для изделия, копир **10** с фигурными пазами **11** и **12** для взаимодействия с роликами **13** и **14**.

Передаточный механизм имеет следующие *особенности*: точка В шарнирной связи кулисы со штангой, в отличие от других точек кулисы, движется по прямолинейной траектории; рабочая длина кулисы в интервале кинематического цикла переменна, что обусловлено наличием подвижного соединения кулисы и поворотного звена.

Проведён анализ геометрических параметров по схеме передаточного механизма (рисунок 1).

Введены обозначения: φ – угол поворота кривошипа; l_0 – межцентровое расстояние; l_1 – длина кривошипа; l_2 – рабочая длина кулисы, то есть расстояние от центра шарнирной связи кулисы и штанги до центра качания звена 3; l_2' – длина части кулисы, то есть расстояние от центра шарнира кулисного камня до центра качания звена 3; $l_3 = a$ – расстояние от штанги до кривошипа при его положении на продолжении линии центров; l_4 – длина половины хода штанги; $\lambda_1, \lambda_2, \lambda_2', \lambda_3, \lambda_4$ – параметры передаточного механизма, отнесённые к длине l_0 , соответственно.

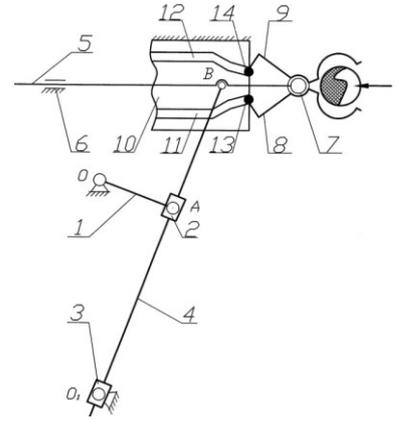


Рисунок 1

Получены соотношения для рабочей длины кулисы в функции угла поворота кривошипа φ

$$\lambda_2 = \sqrt{(1 + \lambda_1 + \lambda_3)^2 + (\lambda_4)^2}, \quad \lambda_2 = \frac{(1 + \lambda_1 + \lambda_3)}{\cos \left[\arctg \left(\frac{\lambda_1 \cdot \sin(\varphi)}{\lambda_1 \cdot \cos(\varphi) + 1} \right) \right]}, \quad (1)$$

где $\lambda_4 = (1 + \lambda_1 + \lambda_3) \cdot \left(\frac{\lambda_1 \cdot \sin(\varphi)}{\lambda_1 \cdot \cos(\varphi) + 1} \right)$.

Предложено соотношение для длины части кулисы в функции угла φ

$$\lambda_2' = \frac{\lambda_1 \cdot \cos(\varphi) + 1}{\cos \left[\arctg \left(\frac{\lambda_1 \cdot \sin(\varphi)}{\lambda_1 \cdot \cos(\varphi) + 1} \right) \right]}. \quad (2)$$

Показано, что рабочая длина кулисы передаточного механизма изменяется в интервале кинематического цикла: максимальна в положении, когда кривошип перпендикулярен кулисе; минимальна – в середине интервалов рабочего и холостого ходов. Длина части кулисы минимальна, когда кривошип лежит на линии центров, максимальна – при положении кривошипа на продолжении линии центров.

На основе методов кинематического исследования плоских рычажных механизмов установлено, что скорость звена, несущего рычаги с губками, изменяется плавно, имеет экстремум в интервалах рабочего и холостого ходов, причём амплитуды экстремумов в названных интервалах различны. Плавное изменение скорости звена, несущего губки, положительно сказывается на интенсификации процесса передачи изделий. Ускорение этого звена принимает максимальное значение в начале и в конце рабочего хода, в середине рабочего хода это ускорение равно нулю.

Проведён анализ критерия качества передачи движения – угла передачи передаточного механизма по рисунку 1. Предложена зависимость для этого угла

$$\mu = \arcsin \left[\cos \left\langle \arctg \left(\frac{\lambda_1 \cdot \sin(\varphi)}{1 + \lambda_1 \cdot \cos(\varphi)} \right) \right\rangle \right]. \quad (3)$$

Показано, что максимум угла передачи соответствует положениям механизма: кривошип – продолжение линии центров; кривошип лежит на линии центров. Установлено, что при увеличении параметра λ_1 значения угла передачи уменьшаются.

Определён угол поворота кривошипа φ , при котором угол передачи минимален μ_{min} , а именно $\varphi = \arccos(\lambda_1)$. Минимум угла передачи – в положении, когда кривошип перпендикулярен кулисе, при этом рабочая длина кулисы максимальна (рисунок 1). Показано, что угол поворота кривошипа, при котором угол передачи минимален, равен значению минимального угла передачи, то есть $\varphi_{\mu \rightarrow \mu_{min}} = \mu_{min} = \arccos(\lambda_1)$.

Особенность передаточного механизма, связанная с характером изменения угла передачи, – в следующем: в начале рабочего хода устройства приложенная технологическая нагрузка мала; к середине рабочего хода устройства эта нагрузка увеличивается.

1. Получены соотношения для геометрического синтеза передаточного механизма, если известным параметром механизма является угол γ размаха кулисы.

Предложена следующая вычислительная процедура:

а) получают параметры передаточного механизма в функции угла γ :

$$\lambda_1 = \frac{l_1}{l_0} = \sin\left(\frac{\gamma}{2}\right) = \cos(\mu_{min}); (\lambda_2)_{кр.пол.} = \cos\left(\frac{\gamma}{2}\right) = \sin(\mu_{min}); \mu_{min} = 90^\circ - \frac{\gamma}{2};$$

$$(\lambda_2)_{max} = \frac{1 + \lambda_1 + \lambda_3}{\cos\left(\frac{\gamma}{2}\right)}; (\lambda_4)_{кр.пол.} = (1 + \lambda_1 + \lambda_3) \cdot \operatorname{tg}\left(\frac{\gamma}{2}\right),$$

где $(\lambda_2)_{кр.пол.}$ – значение длины части кулисы в крайнем положении механизма; $(\lambda_2)_{max}$ – максимальное значение рабочей длины кулисы; $(\lambda_4)_{кр.пол.}$ – параметр половины хода штанги в крайнем положении механизма;

б) задаются значением γ . Определяют параметры и углы. Для расчёта $(\lambda_2)_{max}$ и $(\lambda_4)_{кр.пол.}$ параметр λ_3 выбирают конструктивно.

2. Получены соотношения для геометрического синтеза передаточного механизма, если известным параметром механизма является коэффициент k увеличения средней скорости штанги.

Проводится вычислительная процедура в следующем порядке:

а) получают параметры передаточного механизма в функции коэффициента k :

$$k = \frac{180^\circ - \mu_{min}}{\mu_{min}}; \lambda_1 = \cos\left(\frac{180^\circ}{k+1}\right); \gamma = 180^\circ - \frac{360^\circ}{k+1}; (\lambda_2)_{кр.пол.} = \sqrt{1 - \cos^2\left(\frac{180^\circ}{k+1}\right)};$$

$$\mu_{min} = \frac{180^\circ}{k+1}; (\lambda_2)_{max} = \frac{1 + \lambda_1 + \lambda_3}{\sin\left(\frac{180^\circ}{k+1}\right)}; (\lambda_4)_{кр.пол.} = (1 + \lambda_1 + \lambda_3) \cdot \operatorname{tg}\left(90^\circ - \frac{180^\circ}{k+1}\right).$$

б) задаются значением k . Определяют параметры и углы. Для расчёта $(\lambda_2)_{max}$ и $(\lambda_4)_{кр.пол.}$ параметр λ_3 выбирают конструктивно.

Разработана методика проектирования устройства для передачи изделий, длина кулисы которого переменна в интервале кинематического цикла.

При проектировании передаточного механизма задано: ход S штанги.

А. Выбирают положение шарнира O_1 из рекомендаций:

- угол размаха кулисы $40^\circ \leq \gamma \leq 90^\circ$;
- минимальный угол передачи $40^\circ \leq \mu_{min} \leq 70^\circ$;
- габаритный размер $L = l_0 + l_1 + l_3$ в пределах рабочей зоны механизма.

Б. Устанавливают параметры λ_1 и $(\lambda_2)_{кр.пол.}$ по соотношениям из пункта 1 а.

В. Выбирают параметр λ_3 из диапазона $0,05 \div 0,20$ и определяют $(\lambda_2)_{max}$ и $(\lambda_4)_{кр.пол.}$ по соотношениям из пункта 1 а.

Зная $(\lambda_4)_{кр.пол.}$ и ход S штанги, определяют длину межцентрового расстояния l_0 , а также остальные размеры звеньев передаточного механизма в миллиметрах.

Предложенная методика проектирования передаточного механизма устройства иллюстрирована числовым примером.

При размещении устройств для передачи изделий в новых рабочих зонах в конструкциях этих устройств должна быть предусмотрена возможность переналадки на новый ход звена, несущего рычаги с губками. Предложена схема нового устройства для передачи изделий (рисунок 2), в которой такая переналадка обеспечена за счёт изменения размера только одного звена.

Передаточный механизм устройства по рисунку 2 – рычажно-зубчатый механизм. Он включает кривошип 1, шатун 2, двулучье коромысло 3, шатун 4, ползун 5 и штангу 6, зубчатые рейки 7 и 8, зубчатые колёса 9 и 10. Зубчатая рейка 7 закреплена на ползуне 5, рейка 8 – на штанге 6, колёса 9 и 10 смонтированы на одной оси 11 и выполнены разного диаметра – малое колесо 9 и большое колесо 10. Колесо 9 сопряжено с рейкой 7, а колесо 10 – с рейкой 8.

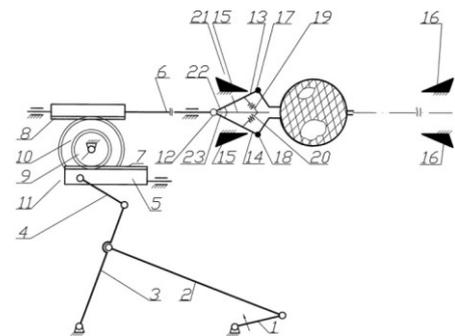


Рисунок 2

Исполнительный механизм есть рычажно-кулачковый механизм. Он установлен на пальце 12 штанги 6 и содержит рычаги 13 и 14 с губками, раздвижные клинья 15 и 16. Клинья установлены на границах ходов штанги 6. На рычагах смонтированы ролики 17 и 18 для взаимодействия с профилями клиньев 15 и 16. Звенья 13 и 14 снабжены пружинами 19 и 20. Один конец каждой из пружин укреплен на рычагах 13 и 14, а другой – на концевой части 21 штанги 6. Фиксированное положение каждого из рычагов на звене 6 обеспечивается за счёт упоров 22 и 23.

Предложена зависимость, связывающая линейный ход штанги передаточного механизма с параметрами этого механизма. Этапы определения хода штанги передаточного механизма:

1) определяют функцию положения коромысла ψ_i кривошипно-коромыслового механизма в виде

$$\psi_i = f(l_0, l_1, l_2, l_3, \varphi_n), \quad (4)$$

где l_0 – межцентровое расстояние; l_1, l_2, l_3 – длины кривошипа, шатуна, коромысла соответственно; φ_n – угол поворота кривошипа (отсчёт угла от положения, когда кривошип – продолжение линии центров);

2) устанавливают ход h_i ползуна 5 с рейкой 7 по соотношению

$$h_i = \sqrt{l_5^2 - \left[l_4 \cdot \sqrt{2 \cdot (1 - \cos(\psi_i))} - \left\langle \sin\left(\frac{\beta}{2}\right) - \sin\left(\frac{\beta}{2} - \psi_i\right) \right\rangle^2 \pm a \right]^2} - l_4 \cdot \sin\left(\frac{\beta}{2} - \psi_i\right), \quad (5)$$

где l_4 – длина двуплечего коромысла 3; l_5 – длина шатуна 4; a – отстояние центра шарнира шатуна 4, связанного с ползуном 5, от линии, соединяющей крайние положения коромысла 3, ψ_i – текущий угол качания коромысла 3; $\frac{\beta}{2}$ – половинный угол размаха коромысла 3;

3) ход H_i штанги 6 больше хода h_i ползуна 5 с рейкой 7 в число раз, равное $i = \frac{R}{r}$, $i > 1$, где R, r – радиусы делительных окружностей большего и малого зубчатых колёс соответственно;

4) определяют ход H_i штанги 6 по соотношению

$$H_i = i \cdot h_i = \frac{R}{r} \cdot \left\{ \sqrt{l_5^2 - \left[l_4 \cdot \sqrt{2 \cdot (1 - \cos(\psi_i))} - \left\langle \sin\left(\frac{\beta}{2}\right) - \sin\left(\frac{\beta}{2} - \psi_i\right) \right\rangle^2 \pm a \right]^2} - l_4 \cdot \sin\left(\frac{\beta}{2} - \psi_i\right) \right\}. \quad (6)$$

Анализ соотношения (6) показал, что в передаточном механизме (рисунок 2) можно варьировать линейный ход штанги путём изменения размера только одного звена – диаметра делительной окружности большего зубчатого колеса. Эта особенность передаточного механизма даёт возможность легко и просто осуществлять переналадку на заданный ход штанги.

Выявлены условия геометрической проворачиваемости кривошипно-коромысловых механизмов с максимумом угла передачи, равным 90° , в положении этого механизма при $\varphi = 30^\circ$ (ККМ-30°). Отсчёт угла φ – от положения, когда кривошип лежит на линии центров в направлении против часовой стрелки.

Предложена область существования группы ККМ-30°. Эта область – сочетание дуги окружности единичного радиуса и кривой, полученной путём пересечения дуг окружностей произвольного радиуса с прямой Н.И. Колчина вида $l + \lambda_1 = \lambda_2 + \lambda_3$.

Получены соотношения для минимального угла передачи и угла размаха коромысла ККМ-30° в функции двух длин звеньев: кривошипа и шатуна. Даны графические интерпретации этих углов. Установлено, что при малых значениях длины кривошипа, когда угол передачи μ_{min} стремится к большим значениям, угол

размаха коромысла мал.

Показано, что при определённых соотношениях длин звеньев ККМ-30° соответствует известным группам ККМ-5 и ККМ-7. При $\lambda_2 = 0,5$; $\lambda_1 + \lambda_3 = \sqrt{3} / 2$ ККМ-30° переходит в ККМ-5, у которых максимум угла передачи – в положении, когда кривошип и шатун вытянуты в одну линию. При $\lambda_3 = 0,5$; $\lambda_1 + \lambda_2 = \sqrt{3} / 2$ ККМ-30° переходит в ККМ-7, у которых максимум угла передачи – в положении, когда кривошип параллелен коромыслу, при этом кривошип и коромысло лежат по разные стороны от линии центров. Принято, что $\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3$ – длины кривошипа, шатуна, коромысла соответственно. У таких механизмов функция угла передачи сохраняет значения, близкие к 90°, на одной трети интервала рабочего хода и к концу рабочего хода снижается, не достигая минимума.

Разработана методика проектирования устройства для передачи изделий с возможностью переналадки на заданный ход звена, несущего рычаги с губками.

При проектировании устройства по рисунку 2 задано: ход штанги H . Для определения хода штанги проводится вычислительная процедура:

1. Выбирают значение i , где $i > 1 \div 5$.
2. Определяют ход h ползуна 5 с рейкой, зная i .
3. Длину l_5 шатуна 4 устанавливают с учётом допустимого угла давления по известным рекомендациям.
4. В соответствии с рекомендациями по углу β_0 выбирают $\beta_0 = 30^\circ \div 60^\circ$.
5. Определяют длину двуплечего коромысла l_4 , зная β_0 и h .

6. Переходят к выбору размеров звеньев базового кривошипно-коромыслового механизма. Для предложенной группы ККМ-30° выбор размеров основан на использовании области существования механизмов этой группы с учётом графических интерпретаций для минимального угла передачи и угла размаха коромысла.

7. Выбирают длину межцентрового расстояния l_0 с учётом площади рабочей зоны, в которой будет установлен базовый механизм. Определяют размеры звеньев l_1, l_2 и l_3 этого механизма.

В четвёртой главе предложено и исследовано новое устройство для передачи изделий с вращательным движением звена, несущего рычаги с губками.

На рисунке 3 представлена кинематическая схема устройства для передачи изделий, разработанного автором. Устройство предназначено для перемещения изделий по дугообразной траектории постоянного радиуса.

Передающий механизм устройства – механизм с вращающейся двуплечей кулисой. Он включает кривошип 1, плечи 2 и 3 кулисы и ползун 4. Ползун 4 шарнирно связан со свободным концом кривошипа 1 и сопряжён с плечом кулисы 2. Плечи кулисы – одинаковой длины, кулиса шарнирно связана со стойкой в средней её части. На свободных концах плеч кулисы укреплен палец 5.

Каждый исполнительный механизм установлен на пальце 5 плеч 2 и 3 кулисы и содержит рычаги 6 и 7 с губками. На рычагах смонтированы ролики 8 и 9 для взаимодействия с рабочими профилями раздвижных клиньев 10 и 11. Клинья 10

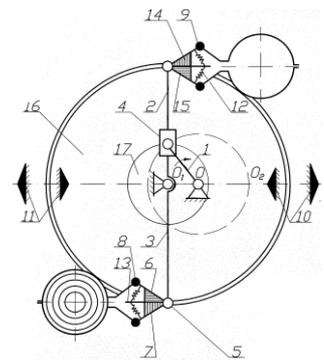


Рисунок 3

установлены в позиции «подача», а клинья 11 – в позиции «выдача» изделия. Рычаги 6 и 7 снабжены пружиной 12; один конец пружины закреплён на рычагах 6 и 7, а другой – на стержне 13. Каждый стержень 13 укреплен в конце плеча кулисы по прямым углом и содержит упоры 14 и 15 для взаимодействия с рычагами 6 и 7. Опорная площадка 16 – круглый стол, в центре стола имеется круговое отверстие 17.

Отсчёт угла поворота кривошипа φ принят от линии OO_2 в направлении по часовой стрелке. При $\varphi = 0^\circ$ значения первой геометрической передаточной функции механизма минимальны. Это положение передаточного механизма соответствует началу рабочего хода захвата на плече 2 и завершению рабочего хода захвата на плече 3 кулисы. При $\varphi = 180^\circ$ значения первой геометрической передаточной функции механизма максимальны. Это положение механизма соотносится с началом рабочего хода захвата на плече 3 и с завершением рабочего хода захвата на плече 2 кулисы.

Рабочие органы устройства по рисунку 3 осуществляют переходы – захват и освобождение изделий – одновременно то при минимальном, то при максимальном аналоге угловой скорости двуплечей кулисы. Замедление скорости двуплечей кулисы, несущей рычаги с губками, способствует повышению точности при выполнении названных рабочих переходов. Более высокая скорость двуплечей кулисы, возникающая со сдвигом фаз в 180° , не снижает производительности устройства.

Показано, что на величину нагрузок в парах передаточного механизма влияет отношение размеров звеньев этого механизма: длины плеча кулисы к длине части кулисы.

Получено соотношение для силового передаточного отношения. Этот критерий – функция трёх аргументов: угла поворота кривошипа φ , относительных длин кривошипа λ и плеча кулисы λ_k

$$u_F = \phi(\varphi, \lambda, \lambda_k). \quad (7)$$

В интервале рабочего хода одного из исполнительных механизмов устройства u_F изменяется от максимального до минимального значения. Проведён анализ соотношения (7) при двух способах увеличения длины λ : 1) за счёт увеличения длины кривошипа l_1 при $l_0 = \text{const}$, $l_k = \text{const}$, где l_0 – длина межцентрового расстояния; l_k – длина плеча кулисы; 2) за счёт уменьшения длины l_0 при $l_1 = \text{const}$, $l_k = \text{const}$. Показано, что первый способ увеличения длины λ способствует большему уменьшению нагрузок в парах передаточного механизма.

Соотношение (7) удобно для практического применения в двух случаях: 1) для определения силы в наиболее нагруженной паре передаточного механизма; 2) для оценки длины λ .

Получены соотношения для коэффициента возрастания усилий передаточного механизма, когда технологическая нагрузка приложена к ползуну и на расстоянии от ползуна:

1) нагрузка приложена к ползуну; коэффициент возрастания усилий является функцией углов трения в двух вращательных парах механизма (шарнирная связь ползуна и кривошипа; кулисы и стойки) и угла смещения δ (острый угол между кривошипом и плечом кулисы, взятый без учёта трения);

2) нагрузка приложена на расстоянии от ползуна; коэффициент возрастания усилий – функция углов трения в тех же двух парах, угла смещения δ и силового передаточного отношения u_F , при этом u_F находится в знаменателе этого

соотношения. Это увеличивает значение названного коэффициента по сравнению с первым случаем.

Получено соотношение для критерия удалённости от угла заклинивания в функции относительной длины кривошипа λ и коэффициентов трения в названных парах. Дана графическая интерпретация, позволяющая оперативно выбирать длину λ и угол смещения δ .

Разработана методика проектирования передаточного механизма с вращающейся двуплечей кулисой.

Исследование устройства по рисунку 3 позволило дать практическую рекомендацию: в конструктивном исполнении это устройство можно применять при передаче лёгких изделий в технологических процессах, допускающих выполнение рабочих переходов – захват и освобождение изделия на значительной скорости; при сравнительно небольшом расстоянии между позициями «подача» и «выдача» изделий.

В пятой главе предложены и исследованы два новых устройства для передачи изделий со сложным движением звена, несущего рычаги с губками.

На рисунке 4 приведена кинематическая схема нового устройства для передачи изделий, разработанного автором. Устройство предназначено для перемещения изделий по криволинейной траектории переменного радиуса.

Передаточный механизм устройства – рычажный многосвязный. Он содержит кривошип 1, шатун 2, коромысло 3, поворотную направляющую 4, кулису 5 и стойку.

Исполнительный механизм есть рычажно-кулачковый механизм. Он установлен на пальце 6. Механизм включает рычаги 7 и 8 с губками для изделия, копир 9 с фигурными пазми 10 и 11 для взаимодействия с роликами 12 и 13 рычагов.

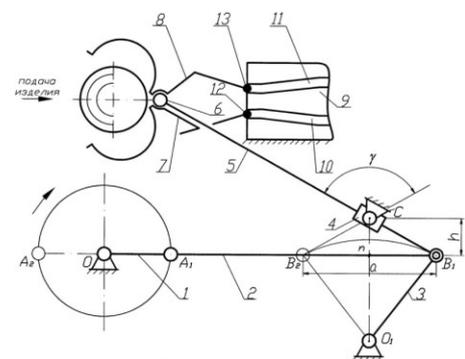


Рисунок 4

Получена зависимость для угла размаха γ кулисы

5 в функции двух аргументов a и h (рисунок 4). Показано, что можно изменять угол размаха кулисы, а значит, и расстояние между позициями «подача» и «выдача» изделий. Это достигается за счёт изменения какой-либо из длин h , a (l_1) или l_5 . Варьирование длины a приводит к изменению размеров звеньев кривошипно-коромыслового (базового) механизма.

Установлено влияние увеличения относительной длины шатуна λ_2 при повышении угла размаха коромысла β_0 на длины кривошипа λ_1 и коромысла λ_3 , а также на площадь Ω , занимаемую базовым механизмом. Показано, что большие значения длины шатуна λ_2 можно рекомендовать не только для обеспечения приемлемого угла передачи и угла размаха коромысла, но и для уменьшения площади, занимаемой этим механизмом.

Разработана методика проектирования устройства с кулисой, совершающей сложное движение.

На рисунке 5 представлена кинематическая схема нового устройства для передачи изделий, разработанного автором. Устройство предназначено для перемещения изделий по замкнутой плоской траектории.

Передаточный механизм этого устройства включает пустотелый стержень **1**, двуплечее звено **2** и копир **3**. Стержень **1** жёстко связан с валом привода, звено **2** подвижно сопряжено со стержнем **1**. Копир **3** – плита с пазом **4** для взаимодействия с роликом **5**.

Каждый исполнительный механизм установлен на пальце **6**. Эти механизмы содержат рычаги **7** и **8** с губками, раздвижные клинья **9** и **10** с фигурными пазми **11** и **12** на их боковинах. На свободных концах рычагов смонтированы ролики **13** и **14** для взаимодействия с пазми клиньев. Рычаги **7** и **8** снабжены пружиной **15**. Раздвижные клинья **9** и **10** смонтированы в позициях «подача» и «выдача» изделий и закреплены на стойках **16** и **17**.

Для данного передаточного механизма получено соотношение для определения углов давления. Показано, что максимум угла давления является функцией основного параметра этого механизма – относительной длины радиуса базовой окружности теоретического профиля копира.

Максимум угла давления соответствует положению, при котором угол поворота стержня **1** равен 90° (рисунок 5), минимум этого угла – на границах рабочего и холостого ходов исполнительных механизмов.

Предлагается длину стержня **1** выбирать возможно близкой к значению диаметра базовой окружности теоретического профиля копира (для обеспечения меньших габаритных размеров передаточного механизма).

Проведено кинематическое исследование передаточного механизма. Функция положения и первая геометрическая передаточная функция получены аналитически в явном виде. Принято, что одинаковым угловым перемещениям звена **2** соответствуют разные линейные перемещения, определяющие ординаты функции положения.

Установлено, что функция положения звена **2** в его поступательном движении изменяется плавно, имеет максимум при $\varphi=180^\circ$, то есть в конце рабочего хода одного из исполнительных механизмов. При этом значение максимума равно $(X_i)_{max} = 2 \cdot l_0$, где l_0 – расстояние между осями копира и вала привода.

При повороте стержня **1** от 0° до 180° поступательное движение звена **2** формируется в направлении от центра вращения стержня **1** к рабочему профилю копира. Аналог скорости поступательного движения звена **2** в интервале от 0° до 180° будет сначала возрастать, а затем убывать. При повороте стержня от 180° до 360° звено **2** совершает поступательное движение в направлении от рабочего профиля копира к оси вала привода. В этом интервале поступательная скорость звена **2** будет сначала возрастающей, а затем убывающей (по модулю).

Установлен характер изменения аналога ускорения звена **2** методом конечных разностей. Показано, что в начале рабочего и в конце холостого ходов устройства имеет место мгновенное изменение ускорения по величине. В конце рабочего хода устройства наблюдается максимальное по модулю значение ускорения звена **2**.

Предложен алгоритм геометрического синтеза устройства для передачи изделий. На примере передаточного механизма показана возможность выбора значений угла давления и относительной длины радиуса базовой окружности теоретического профиля копира по критерию удалённости от угла заклинивания и коэффициенту возрастания усилий.

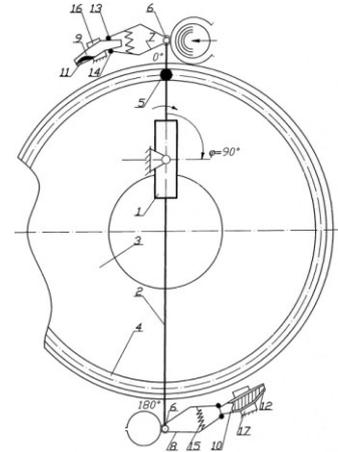


Рисунок 5

Разработана методика проектирования устройства для передачи изделий с двухплечим звеном, совершающим сложное движение.

В **заключении** изложены результаты выполненной работы, сформулированы перспективы дальнейшего развития темы работы.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ РАБОТЫ

1. Анализ результатов обзора исследований позволил выявить недостаточно механизированные простые вспомогательные операции, включающие рабочие переходы – захват, перенос и освобождение изделия, и обосновать необходимость поиска новых технических средств механизации таких операций – устройств для передачи изделий.

2. Разработана классификация устройств для передачи изделий, работающих от одного привода, отличающаяся от известных тем, что эти устройства разделены на четыре группы по характеру движения ведущего звена исполнительного механизма (звена, несущего рычаги с губками).

3. Разработаны новые устройства для передачи изделий, обеспечивающие возвратно-поступательное, вращательное и сложное движение звена, несущего рычаги с губками. Разработанные устройства защищены пятью патентами Российской Федерации на изобретения.

4. Приведены результаты исследований новых устройств для передачи изделий с возвратно-поступательным, вращательным и со сложным движением звена, несущего рычаги с губками.

5. Разработана методика проектирования устройства для передачи изделий, длина кулисы которого переменна в интервале кинематического цикла.

6. Разработана методика проектирования устройства для передачи изделий с возможностью переналадки на заданный ход звена, несущего рычаги с губками.

7. Выявлены условия геометрической проворачиваемости, получены соотношения для угла передачи и угла размаха коромысла базового механизма с максимумом угла передачи при угле поворота кривошипа, равном 30° .

8. Разработана методика проектирования устройства для передачи изделий с двухплечим звеном, совершающим сложное движение.

Основные положения диссертации опубликованы в следующих работах:

Статьи в изданиях из перечня рецензируемых научных журналов для публикации основных научных результатов диссертации:

1. Федоров С.В., Серeda Н.А. Применение трибологических свойств номинальных машин (трибонадсистем) к анализу конструкции манипулятора для передачи штучных изделий // Известия Самарского научного центра Российской Академии Наук. – 2011. – Т. 13, № 4(3). – С. 317–319.

2. Серeda Н.А. Обоснование целесообразности разработки и исследования в аспекте трения манипуляторов для передачи штучных изделий // Научное обозрение. – 2012. – № 5. – С. 397–403.

3. Серeda Н.А. Силовой синтез с учётом трения центральных кривошипно-коромысловых механизмов манипуляторов для передачи штучных изделий // Научное обозрение. – 2012. – № 5. – С. 136–143.

4. Серeda Н.А. Разработка и исследование манипуляторов для передачи штучных изделий с возвратно-поступательным движением ведущего звена исполнительного механизма // Научное обозрение. – 2013. – № 3. – С. 64–69.

5. Федоров С.В., Серeda Н.А. Исследование в аспекте трения рычажного механизма манипулятора для передачи штучных изделий // Трение и смазка в машинах и механизмах. – 2013. – № 5. – С. 35–39.
6. Серeda Н.А. Исследование передаточного механизма манипулятора для передачи штучных изделий // Справочник. Инженерный журнал с приложением. – 2014. – № 7. – С. 35–39.

Патенты Российской Федерации на изобретения:

7. Манипулятор для передачи изделий / Горлатов А.С., Серeda Н.А.: пат. 2356726 Рос. Федерация. № 2007136532/02; заявл. 02.10.2007; опубл. 27.05.2009. Бюл. № 15. – 5 с.
8. Манипулятор для передачи изделий / Горлатов А.С., Серeda Н.А.: пат. 2376130 Рос. Федерация. № 2008122804/02; заявл. 05.06.2008; опубл. 20.12.2009. Бюл. № 35. – 7 с.
9. Устройство для передачи изделий / Горлатов А.С., Серeda Н.А.: пат. 2412046 Рос. Федерация. № 2009101727/02; заявл. 20.01.2009; опубл. 20.02.2011. Бюл. № 5. – 6 с.
10. Устройство для передачи изделий / Горлатов А.С., Серeda Н.А.: пат. 2438856 Рос. Федерация. № 2010106501/02; заявл. 24.02.2010; опубл. 10.01.2012. Бюл. № 1. – 6 с.
11. Устройство для передачи изделий / Горлатов А.С., Серeda Н.А.: пат. 2438858 Рос. Федерация. № 2010109574/02; заявл. 15.03.2010; опубл. 10.01.2012. Бюл. № 1. – 7 с.

Публикации в других изданиях:

12. Серeda Н.А. Исследование и разработка манипулятора с переменной в интервале кинематического цикла рабочей длиной кулисы // Современные тенденции развития перерабатывающих комплексов, пищевого оборудования и технологии пищевых производств: Материалы Всерос. науч.-техн. конф. (12–13 мая 2011 г.). – Владивосток: Дальрыбвтуз, 2011. – С. 174–177.
13. Серeda Н.А. К определению ошибки в значениях максимальной длины кулисы передаточного механизма манипулятора // Современная техника и технологии: Сб. тр. XVII Междунар. науч.-практ. конф. студентов, аспирантов и молодых учёных (18–22 апреля 2011 г.). – Томск: Изд-во Томского Политехн. ун-та, 2011. – Т.1. – С. 351–352.
14. Серeda Н.А. Совершенствование манипуляторов для передачи штучных изделий применительно к технологическим линиям пищевых производств // Современное машиностроение. Наука и образование: Материалы II Междунар. науч.-практ. конф. (14–15 июня 2012 г.). – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2012. – С. 670–679.
15. Серeda Н.А. Разработка манипуляторов для передачи штучных изделий / Проблемы механики современных машин: Материалы V Междунар. конф. – Улан-Удэ: Изд-во ВСГУТУ, 2012. – Т. 3. – С. 233–236.
16. Серeda Н.А. К вопросу совершенствования манипуляторов для передачи штучных изделий // Актуальные проблемы машиноведения: Тр. XXIV Междунар. Инновационно-ориентированной конференции молодых учёных и студентов (24–26 окт. 2012 г.). – Москва: Изд-во ИМАШ РАН, 2012. – С. 155–158.
17. Серeda Н.А. Анализ конструкции манипулятора для передачи штучных изделий со сложным движением ведущего звена исполнительного механизма // Техника и технология. – 2013. – № 2. – С. 7–13.
18. Серeda Н.А. Обоснование необходимости разработки и исследования устройств для передачи изделий // Машиностроение и безопасность жизнедеятельности. – 2013. – № 3. – С. 72–77.