

Министерство науки и образования Российской Федерации
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
Кубанский государственный технологический университет

На правах рукописи



Приходько Александр Александрович

**СИНТЕЗ И АНАЛИЗ ПЛАНЕТАРНОГО ИСПОЛНИТЕЛЬНОГО МЕХАНИЗМА
ВОЗВРАТНО-ВРАЩАТЕЛЬНОГО ПЕРЕМЕШИВАЮЩЕГО УСТРОЙСТВА**

Специальность: 05.02.18 – Теория механизмов и машин

Диссертация

на соискание ученой степени кандидата технических наук

Научный руководитель
доктор технических наук,
профессор
Смелягин Анатолий Игоревич

Краснодар 2018

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение.....	4
Глава 1. Состояние вопроса, цели и задачи исследований.....	11
1.1 Области применения и классификация перемешивающих устройств....	11
1.2 Анализ конструкций механических перемешивающих устройств.....	14
1.3 Постановка цели и задач исследования.....	33
Глава 2. Структурный синтез перемешивающих устройств с возвратно-вращательным движением рабочих органов.....	35
2.1 Структурная математическая модель механизмов и машин.....	35
2.2 Синтез схем преобразователей вращательного движения в возвратно-вращательное.....	38
2.3 Структурный анализ уравновешенного планетарного механизма преобразования вращательного движения в возвратно-вращательное.....	44
2.4 Синтез схем механизмов для передачи движения нескольким рабочим органам.....	47
2.5 Структурный анализ исполнительных механизмов перемешивающих устройств с несколькими рабочими органами.....	40
2.6 Анализ полученных структурных схем и выбор механизма для исследований.....	55
2.7 Выводы по второй главе.....	58
Глава 3. Кинематика и динамика перемешивающих устройств с возвратно-вращательным движением рабочих органов.....	60
3.1 Кинематический анализ планетарного исполнительного механизма с некруглыми зубчатыми колесами.....	61
3.2 Уравновешивание планетарного исполнительного механизма ВВПУ....	69
3.3 Определение момента сопротивления среды на рабочем органе и исследование потребляемой мощности.....	73
3.4 Динамический анализ планетарного ВВПУ.....	78
3.4.1 Построение одномассовой динамической модели.....	78
3.4.2 Исследование динамической модели методом энергомасс.....	80

3.4.3 Исследование динамической модели численным методом.....	86
3.5 Силовой анализ планетарного исполнительного механизма ВВПУ.....	89
3.6 Выводы по третьей главе.....	99
Глава 4. Экспериментальные исследования ВВПУ с планетарным исполнительным механизмом.....	100
4.1 Разработка экспериментального стенда с возвратно-вращательным перемешивающим устройством.....	100
4.2 Экспериментальное исследование кинематики планетарного исполнительного механизма.....	105
4.3 Исследование интенсивности перемешивания в реакторе с возвратно- вращательным перемешивающим устройством.....	110
4.3.1 Интенсификация теплообмена в реакторе с ВВПУ.....	110
4.3.2 Исследование процесса экстрагирования маслячных материалов в реакторе с ВВПУ.....	112
4.4 Выводы по четвертой главе.....	115
Заключение.....	116
Список литературы.....	118
Приложения.....	134

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы исследования. Перемешивающие устройства находят широкое применение в химической, нефтеперерабатывающей, машиностроительной, пищевой и многих других отраслях промышленности. Высокое качество получаемых продуктов может быть обеспечено только при необходимом уровне тепломассообмена в реакторе с перемешивающим устройством.

Анализ научной литературы показывает, что традиционные и наиболее распространенные в промышленности аппараты с вращательным движением рабочего органа не позволяют реализовать высокую интенсивность перемешивания. Поэтому одной из актуальных задач является разработка и исследование принципиально новых исполнительных механизмов, обеспечивающих высокий перепад скоростей перемешиваемой среды.

В последнее время для решения данной задачи исследователями были предложены конструктивные схемы рычажных исполнительных механизмов перемешивающих устройств со сложным пространственным движением рабочего органа, а также планетарные смесители, которые позволяют периодически перемешивать среду по всему объему аппарата. Однако исполнительные механизмы таких машин не изолированы от продуктов перемешивания и находятся в зоне реактора, поэтому не могут быть использованы при больших скоростях рабочего органа, при работе под давлением и с агрессивными средами. Данный конструктивный недостаток существенно ограничивает области применения пространственных и планетарных смесителей.

Вибрационный способ перемешивания в последнее время нашел применение как наиболее эффективный, способствующий интенсификации ряда технологических процессов. Для возбуждения колебаний в жидкой среде используются электромагнитные или рычажные механизмы с возвратно-поступательным движением рабочего органа. Однако более перспективным направлением исследований является создание перемешивающих устройств с

возвратно-вращательным движением рабочего органа, так как в них отсутствуют вертикальные вибрации и применяются стандартные уплотнения.

Степень разработанности темы. Вопросам расчета, проектирования и исследования перемешивающих устройств посвящены работы отечественных и зарубежных ученых В.М. Барабаша, В.И. Бегачева, Л.Н. Брагинского, Э.А. Васильцова, Р.Ф. Ганиева, А.Г. Мудрова, А.В. Осипова, В.И. Пожбелко, А.И. Смелягина, Ф. Стренка, П. Тауска, В.Г. Ушакова, З. Штербачека, С.Ф. Яцуна, P.J. Cullen, Y. Komoda, S. Masiuk, H. Suzuki, R. Wójtowicz и др.

Следует отметить, что большинство научных исследований по созданию новых исполнительных механизмов перемешивающих устройств посвящено вопросам кинематики, оптимизации параметров процесса перемешивания, экспериментальным исследованиям по оценке эффективности тепломассообмена, определению потребляемой мощности. При этом схема привода чаще всего выбирается интуитивно, без применения современных методов структурного синтеза, а также практически отсутствуют работы по изучению происходящих в машине динамических процессов, которые могут позволить спроектировать рациональную конструкцию и определить области ее практического применения.

Объект исследования. Перемешивающее устройство с планетарным механизмом возвратно-вращательного движения.

Предмет исследования. Установление структурных, кинематических, динамических и силовых свойств и характеристик планетарного механизма с эллиптическими зубчатыми колесами в составе возвратно-вращательного перемешивающего устройства.

Целью диссертационной работы является разработка и исследование перемешивающего устройства с планетарным исполнительным механизмом возвратно-вращательного движения.

Основные задачи исследования:

1. Синтез и анализ структурных схем исполнительных механизмов возвратно-вращательных перемешивающих устройств (ВВПУ).

2. Исследование кинематики планетарного исполнительного механизма перемешивающего устройства, обеспечивающего возвратно-вращательное движение рабочего органа.

3. Разработка методики уравнивания двухсателлитного планетарного механизма, определение необходимых соотношений масс звеньев механизма.

4. Построение динамической модели возвратно-вращательного перемешивающего устройства с планетарным исполнительным механизмом и исследование законов движения машины при различных режимах работы.

5. Проведение силового анализа исполнительного механизма, определение реакций в кинематических парах и уравнивающего момента.

6. Экспериментальная проверка полученных результатов на спроектированном и изготовленном лабораторном стенде.

Методы исследований. Поставленные задачи решаются методами теории механизмов и машин, теоретической механики, высшей математики:

– при синтезе и анализе схем перемешивающих устройств применены структурные математические модели механизмов и машин;

– кинематический анализ планетарного перемешивающего устройства проведен методом Кутцбаха-Смирнова, усовершенствованным для механизмов с некруглыми зубчатыми колесами;

– решения дифференциальных уравнений динамики получены с помощью аналитических и численных методов;

– обработка результатов экспериментов проведена с использованием статистических методов анализа.

Обоснованность и достоверность научных результатов обеспечивается применением фундаментальных положений механики, строгими математическими выводами, сходимостью аналитических и численных решений, проведенными экспериментальными исследованиями.

Научная новизна исследований заключается в том, что:

1. Предложены структурные схемы исполнительных механизмов перемешивающих устройств с возвратно-вращательным движением рабочих органов. Новизна полученных машин подтверждена 7 патентами РФ.

2. Разработана кинематическая модель планетарной передачи с эллиптическими зубчатыми колесами и экспериментально доказана её адекватность реальным механизмам на примере анализа функции положения; изучено влияние эксцентриситета эллиптических колес на угол качания выходного вала и коэффициент асимметрии хода механизма.

3. Проведено исследование динамических процессов в планетарном приводе перемешивающего устройства: определены условия статического и динамического уравнивания исполнительного механизма, получены законы движения звеньев с учетом нелинейностей различной природы, разработана методика проведения силового анализа.

4. Проведенные натурные исследования лабораторного реактора с планетарным приводом подтвердили эффективность использования возвратно-вращательного перемешивающего устройства.

Положения, выносимые на защиту:

1. Структурные схемы исполнительных механизмов перемешивающих устройств с возвратно-вращательным движением рабочих органов.

2. Кинематическая модель планетарного механизма с эллиптическими зубчатыми колесами, теоретическое и экспериментальное исследование кинематики оригинального исполнительного механизма.

3. Динамическая модель планетарного возвратно-вращательного перемешивающего устройства и результаты ее исследования при различных режимах работы.

4. Методика уравнивания и проведения силового анализа двухсателлитного планетарного механизма с эллиптическими зубчатыми колесами, аналитические зависимости для нахождения реакций в кинематических парах и уравнивающего момента.

5. Конструкция лабораторного стенда с ВПУ и результаты экспериментальных исследований.

Теоретическая и практическая значимость работы:

- получены структурные схемы возвратно-вращательных перемешивающих устройств;
- разработаны и проанализированы физические и математические модели оригинального планетарного механизма с эллиптическими зубчатыми колесами;
- проведены экспериментальные исследования лабораторного реактора с возвратно-вращательным перемешивающим устройством.

Результаты теоретических и экспериментальных исследований могут быть использованы при проектировании и изготовлении новых перемешивающих устройств, а также других машин возвратно-вращательного действия.

Реализация и внедрение результатов работы.

Спроектирован и изготовлен планетарный исполнительный механизм возвратно-вращательного перемешивающего устройства, который прошел экспериментальные испытания на базе оборудования ЦКП «Исследовательский центр пищевых и химических технологий» КубГТУ.

Результаты работы были реализованы при выполнении работ по грантам РФФИ № 17-301-50016 «Исследование динамики перемешивающего устройства с возвратно-вращательным движением рабочего органа», № 18-31-00256 «Синтез и анализ оригинальных структурных, кинематических и динамических моделей перемешивающих устройств с возвратно-вращательным движением рабочих органов», научно-исследовательских и опытно-конструкторских разработок по государственному контракту № 8037ГУ/2015 от 23.11.2015 г. в рамках программы «УМНИК» по теме «Разработка и исследование инновационных перемешивающих устройств».

Результаты исследований внедрены в учебный процесс кафедры Наземного транспорта и механики Кубанского государственного технологического университета, а также приняты к внедрению на ООО НПФ «ФОРТ».

Апробация работы. Основные положения диссертационной работы докладывались и обсуждались на всероссийских и международных выставках и конференциях:

– XXV, XXVII, XXVIII, XXIX Международная инновационно-ориентированная конференция молодых ученых и студентов (г. Москва, ИМАШ им. А.А. Благонравова РАН, 2013, 2015, 2016, 2017);

– VIII Всероссийский форум студентов, аспирантов и молодых ученых «Наука и инновации в технических университетах» (г. Санкт-Петербург, СПбПУ им. Петра Великого, 2014);

– VI Международная конференция «Проблемы механики современных машин» (г. Улан-Удэ, ВСГУТУ, 2015);

– VII Международная научно-практическая конференция «Инновации в машиностроении» (г. Кемерово, КузГТУ, 2015);

– IX International Conference on Mechanical Engineering, Automation and Control Systems (г. Томск, ТПУ, 2015);

– VIII, IX Всероссийская конференция молодых ученых и специалистов «Будущее машиностроения России» (г. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2015, 2016);

– III Международная школа-конференция «Нелинейная динамика машин» (г. Москва, ИМАШ им. А.А. Благонравова РАН, 2016)

– X Международная научно-техническая конференция «Динамика систем, механизмов и машин» (г. Омск, ОмГТУ, 2016);

– 22-nd International Conference on Vibroengineering (г. Москва, ИМАШ им. А.А. Благонравова РАН, 2016);

– XIX Московский международный Салон изобретений и инновационных технологий «Архимед» (разработка отмечена серебряной медалью, г. Москва, 2016);

– XX Международный салон научных исследований, инноваций и трансфера технологий «INVENTICA 2016» (разработка отмечена золотой медалью, Румыния, г. Яссы, 2016);

– V Международная научная конференция «Фундаментальные исследования и инновационные технологии в машиностроении» (г. Москва, ИМАШ им. А.А. Благонравова РАН, 2017);

– II Всероссийская научно-техническая конференция «Механика и математическое моделирование в технике» (г. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2017).

Публикации. Основные результаты проведенных исследований отражены в 30 публикациях, в том числе 6 статьях в ведущих рецензируемых изданиях, рекомендованных ВАК РФ, 5 статьях в зарубежных изданиях, 7 патентах РФ, 12 статьях в сборниках трудов конференций и прочих научных изданиях.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, четырех глав, заключения, списка литературы из 143 наименований и 2 приложений. Работа изложена на 135 страницах и содержит 71 рисунок и 2 таблицы.

ГЛАВА 1. Состояние вопроса, цели и задачи исследований

1.1 Области применения и классификация перемешивающих устройств

Перемешивание является одним из наиболее распространенных процессов химической промышленности [15, 99], а аппараты с перемешивающими устройствами – наиболее распространенным видом оборудования, используемого для проведения различных физических и химических процессов [16].

В настоящее время перемешивающие устройства находят широкое применение в различных отраслях промышленности. Например, в сельскохозяйственном производстве перемешивание используется для приготовления удобрений, кормовых смесей [45, 107]; в строительной отрасли для получения различных материалов и растворов [34]; в пищевой технологии при приготовлении масел, кондитерских и молочных продуктов, изделий из рубленых мясных и рыбных полуфабрикатов, измельченных вареных овощей [19, 36, 46, 114]; в нефтехимической промышленности для получения различных продуктов нефтепереработки (мазута, масел, бензина и др.) [9, 21]; в машиностроительной отрасли перемешивающие устройства применяются при изготовлении различных технологических жидкостей [40]. Также процесс перемешивания используется для предотвращения образования осадков и равномерного распределения тепла при хранении продуктов.

В общем случае процесс перемешивания можно разделить на два больших вида – перемешивание жидких и твердых сред [45]. Основные процессы, для осуществления которых используются аппараты с мешалками, проводятся, как правило, в жидкой среде. Поэтому в данной работе исследуются устройства для перемешивания жидких компонентов.

Известны различные способы подвода энергии в обрабатываемую среду [26]: механический, циркуляционный, струйный, пульсационно-струйный, барботажный, газолифтный, электромагнитный и магнито-вихревой. В промышленности наиболее распространенным является механический метод

перемешивания жидких сред, который осуществляется в реакторах с перемешивающими устройствами. Это объясняется высоким коэффициентом полезного действия таких машин, простотой и надежностью их конструкций. Поэтому в настоящей работе рассматриваются механические перемешивающие устройства.

Наиболее полная классификация вращательных перемешивающих устройств рассмотрена в работе [16] (рис. 1.1). В зависимости от характера процессов, протекающих в реакторе, применяются различные конструктивные исполнения аппаратов. В качестве материалов корпуса применяются стали, алюминий, титан и их сплавы. Внутренняя поверхность аппарата, предназначенного для работы с кислотами, щелочными или кислощелочными средами, эмалирована. Днище и крышка аппарата могут быть плоскими и эллиптическими. В качестве привода обычно применяется электродвигатель, соединенный с валом мешалки прямой или понижающей передачей. Для усиления циркуляции жидкости аппарат может оборудоваться отражательными перегородками. Перемешивающее устройство может быть оснащено теплообменными устройствами (змеевик или рубашка).

Кроме классических вращательных перемешивающих устройств, существует множество нестандартных конструкций аппаратов. Их можно разделить на три типа:

- 1) устройства со сложным пространственным движением рабочих органов [3, 8, 51, 52, 54, 55] и планетарные перемешивающие устройства [2, 7, 53];
- 2) виброперемешивающие устройства с возвратно-поступательным движением рабочих органов [4, 58, 88, 59, 118, 139];
- 3) перемешивающие устройства с возвратно-вращательным движением рабочих органов [1, 57, 121, 133].

Рассмотрим подробнее конструкции механических перемешивающих устройств.

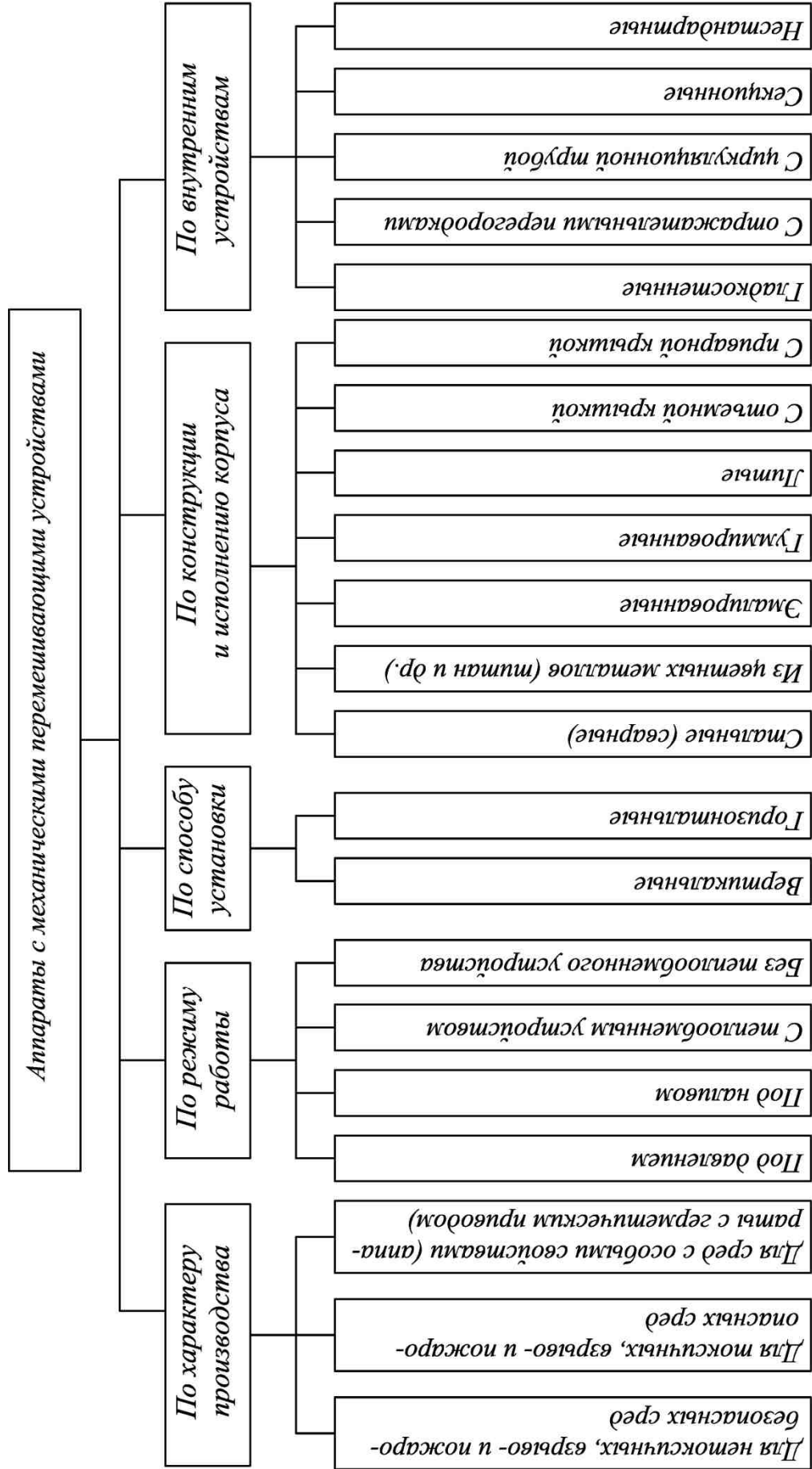


Рисунок 1.1 – Классификация аппаратов с механическими перемешивающими устройствами

1.2 Анализ конструкций механических перемешивающих устройств

На данный момент наиболее полно описаны и исследованы классические перемешивающие устройства с однонаправленным вращательным движением одного или нескольких рабочих органов [14, 15, 16, 25, 127, 142]. Такие устройства широко применяются на многих предприятиях в различных отраслях промышленности, они стандартизованы [25] и присутствуют в каталогах фирм по производству химического оборудования [30, 31].

Наиболее распространенным видом классических перемешивающих устройств являются вертикальные цилиндрические аппараты (рис. 1.2).

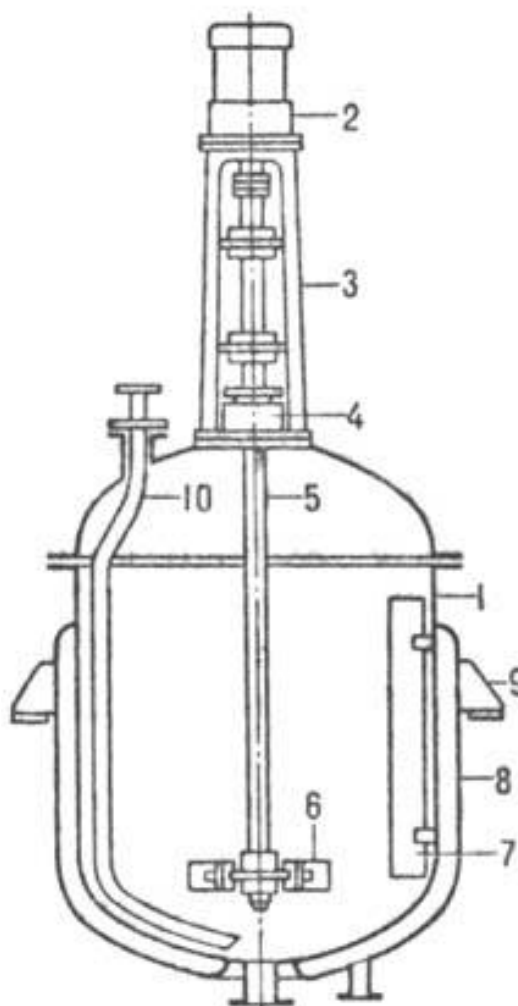


Рисунок 1.2 – Аппарат с мешалкой:

1 – корпус; 2 – мотор-редуктор; 3 – стойка; 4 – уплотнение; 5 – вал; 6 – мешалка; 7 – отражательная перегородка; 8 – рубашка; 9 – опора; 10 – труба для перекачивания смеси

Вертикальный цилиндрический аппарат состоит из корпуса (реактора), привода, уплотнения и одного вала с одним или несколькими рабочими органами, причем ось вала совпадает с осью аппарата.

В общем случае такие устройства принято делить на быстроходные и тихоходные. Под быстроходными понимаются мешалки, используемые для перемешивания жидких сред преимущественно при турбулентном и переходном режимах движения жидкости; под тихоходными – при ламинарном движении жидкости [16]. Ряд работ посвящен разработке и исследованиям нетиповых конструкций рабочих органов [34, 14, 122, 140].

Рабочие органы быстроходных мешалок бывают пропеллерные, турбинные, дисковые, лопастные, фрезерные (рис. 1.3). Основное действие таких устройств заключается в приведении жидкости в движение путем создания крупномасштабных потоков. В зависимости от формы лопаток (лопастей) и способа их установки быстроходные мешалки при вращении могут создавать радиальный, осевой и радиально-осевой потоки жидкости [82].

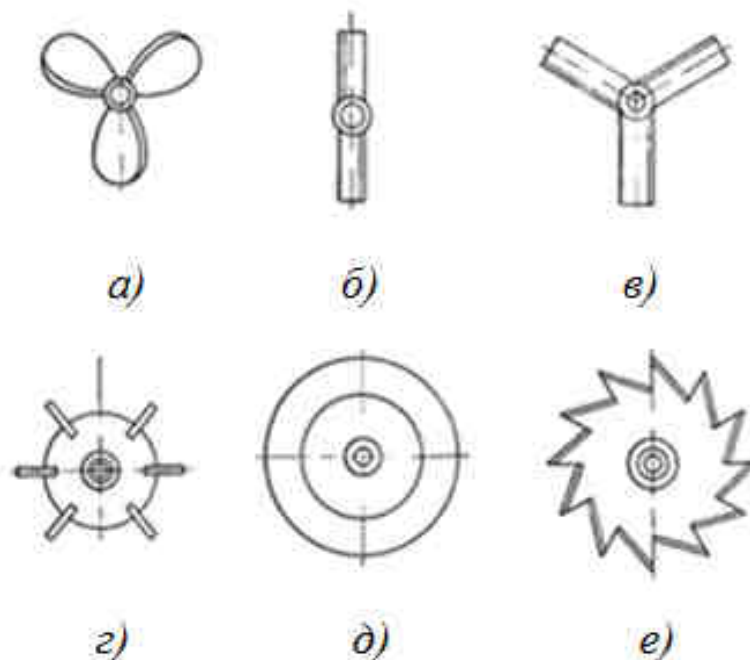


Рисунок 1.3 – Быстроходные мешалки:

a – пропеллерная; *б* – двухлопастная; *в* – трехлопастная; *г* – турбинная открытая; *д* – турбинная закрытая; *е* – фрезерная

При перемешивании высоковязких жидкостей используются тихоходные мешалки: скребковые, ленточные, рамные, шнековые и т.д. (рис. 1.4). Они создают главным образом окружной поток жидкости, т.е. жидкость вращается вокруг оси аппарата. Однако в отличие от быстроходных мешалок, тихоходные имеют размеры, сравнимые с размерами аппарата. Таким образом, при их работе обеспечивается более равномерное перемешивание в объеме реактора [82].

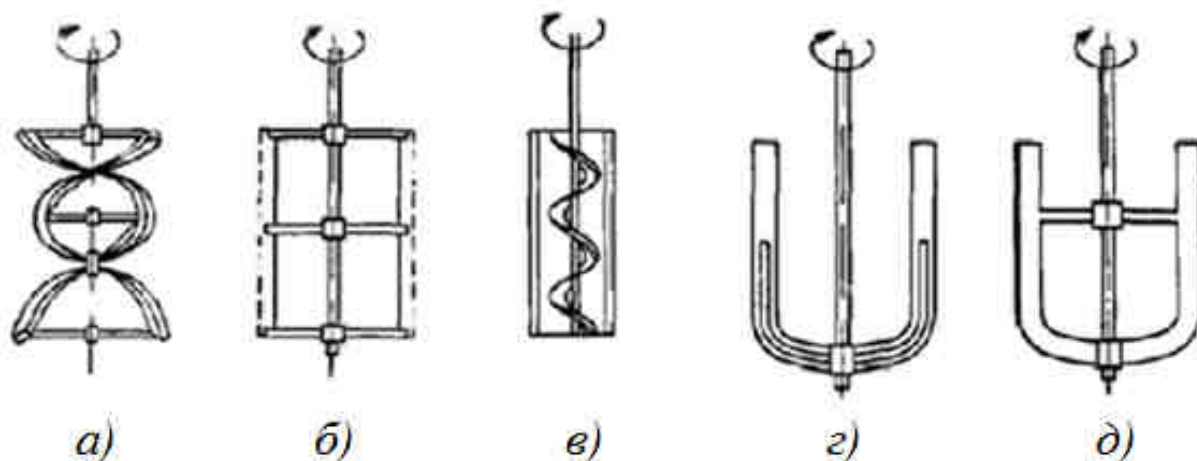


Рисунок 1.4 – Тихоходные мешалки:

a – ленточная; *б* – скребковая; *в* – шнековая с направляющей трубой; *г* – якорная; *д* – рамная

При таком способе перемешивания, когда ось вала совпадает с осью аппарата, жидкость движется симметрично во всем аппарате и на поверхности жидкости образуется воронка, а интенсивное перемешивание происходит лишь в области рабочего органа [11]. Иногда мешалки в цилиндрических сосудах устанавливают так, чтобы ось вала мешалки не совпадала с осью сосуда [116, 120, 126]. Образование воронки в этом случае затрудняется из-за того, что скорость, с которой жидкость ударяется о стенки в разных точках по периметру сосуда, будет различной, так как разными оказываются пути пробега жидкости от оси вращения мешалки до стенки аппарата [82]. Но к сильному увеличению интенсивности перемешивания это не приведет, так как увеличение циркуляции в одной части аппарата будет сопровождаться уменьшением в другой. Поэтому для увеличения интенсивности перемешивания вал мешалки не только смещают с осевой линии аппарата, но и наклоняют на угол $10-20^\circ$ [11]. Несколько примеров рациональной установки рабочих органов приведено на рисунке 1.5.

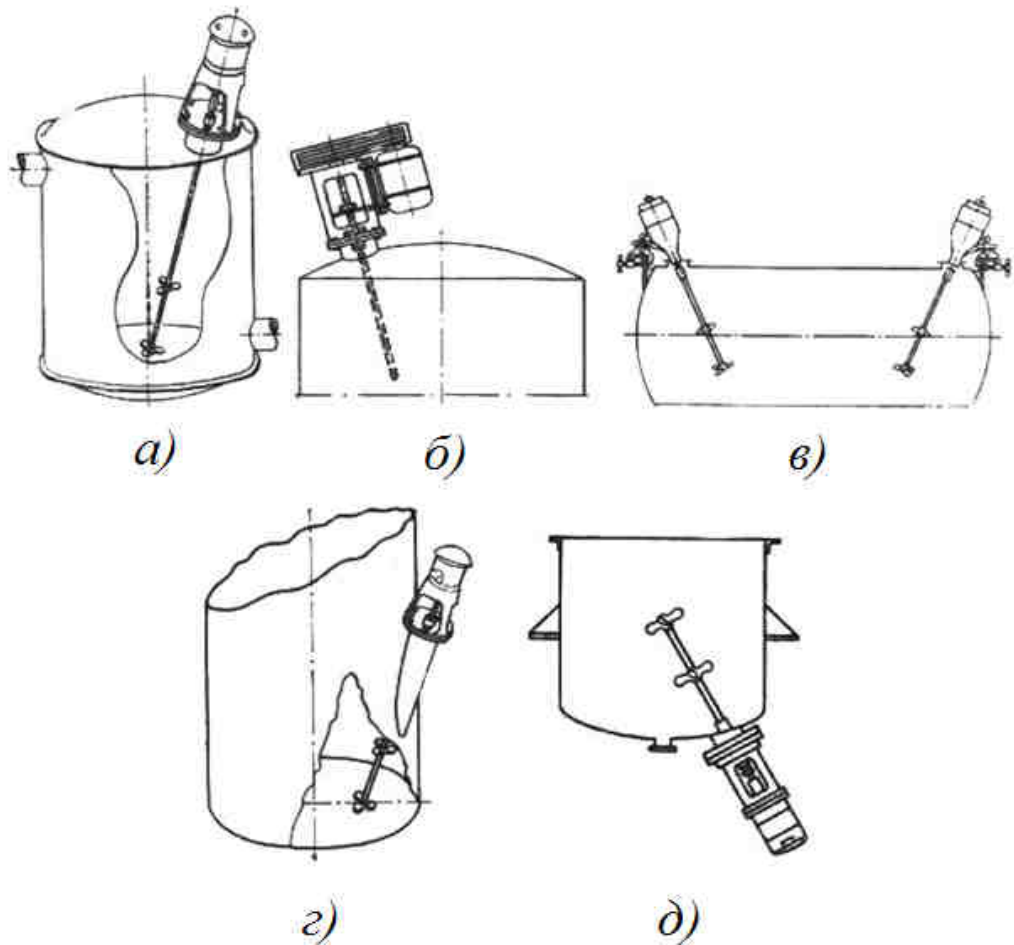


Рисунок 1.5 – Способы установки рабочих органов:

a – наклонная мешалка, установленная на крышке аппарата; *б* – установка с применением клиноременного привода; *в* – установка двух мешалок в горизонтальном аппарате; *г* – установка мешалки на вертикальной стенке аппарата; *д* – установка на днище вертикального аппарата

Рассмотренные классические перемешивающие устройства обладают высокой надежностью, просты в изготовлении и эксплуатации. Однако во время работы таких аппаратов угловая скорость мешалки является постоянной, поэтому с течением времени скорости движения перемешиваемой среды и рабочего органа уравниваются, что приводит к низкой интенсивности перемешивания и образованию застойных зон.

С целью повышения эффективности перемешивания в [106, 136, 137] предложено перемешивающее устройство с внутрицикловым изменением угловой скорости рабочего органа (рис. 1.6).

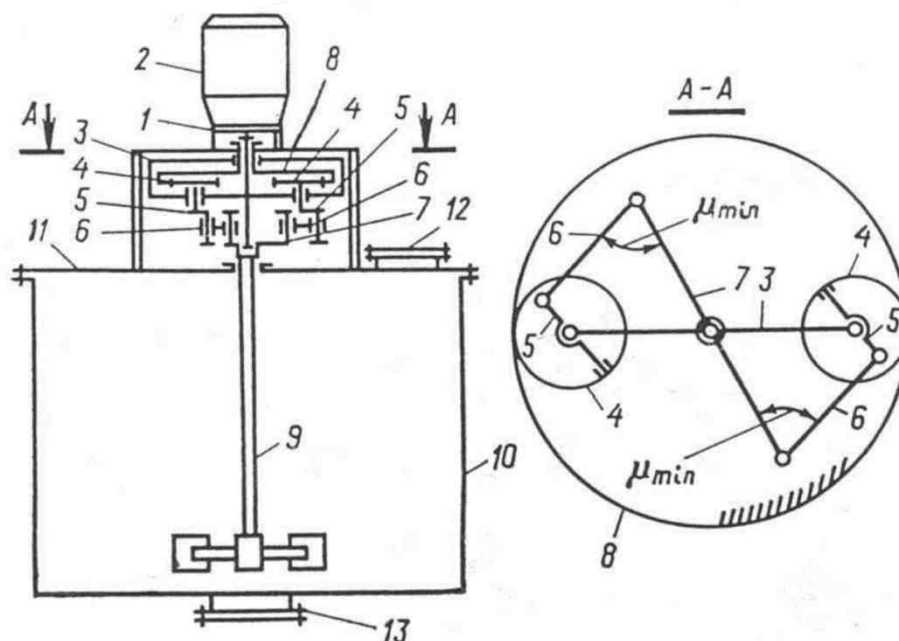


Рисунок 1.6 – Перемешивающее устройство с внутрицикловым изменением угловой скорости:

1 – вал электродвигателя; 2 – электродвигатель; 3 – водило; 4 – сателлиты; 5 – кривошипы; 6 – шатуны; 7 – ведомый вал; 8 – неподвижное колесо; 9 – мешалка; 10 – корпус аппарата; 11 – крышка аппарата; 12 – загрузочный штуцер; 13 – выгрузочный штуцер

Внутрицикловое изменение амплитуды и частоты угловой скорости мешалки осуществляется за счет установки между валом электродвигателя и валом мешалки зубчато-рычажного исполнительного механизма [106]. Принцип работы перемешивающего устройства заключается в следующем. Движение от вала 1 электродвигателя 2 передается водилу 3 и сателлитам 4, которые одновременно вращаются вокруг собственной оси в результате взаимодействия с зубьями неподвижного колеса 8. При этом кривошипы 5, жестко закрепленные на сателлитах 4, описывают гипотрохиду, которая характеризуется неравномерной скоростью движения кривошипов относительно оси колеса 8. Шатуны 6 передают неравномерное движение в одном направлении ведомому валу 7, на котором закреплена мешалка 9. Таким образом, мешалка получает сложный закон движения с переменной частотой вращения внутриодного цикла работы.

Нестационарное движение рабочего органа позволяет существенно повысить эффективность перемешивания по сравнению с классическими аппаратами, однако во время цикла работы исполнительного механизма не

меняется направление вращения мешалки. Данного недостатка лишены устройства со сложным движением рабочих органов [12, 32, 44, 45, 108], а также планетарные перемешивающие устройства [115, 117, 125]. Они эффективны при использовании в емкостных аппаратах, применяемых для перемешивания высоковязких и неньютоновских сред, где необходимо периодически перемешивать жидкость в любой точке аппарата [19].

Рассмотрим одну из схем планетарных перемешивающих устройств (рис. 1.7).

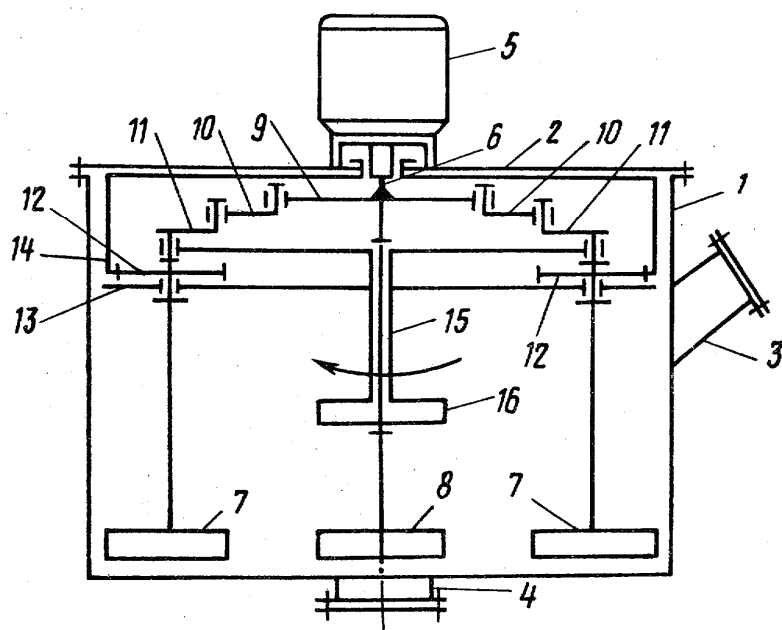


Рисунок 1.7 – Аппарат для перемешивания многофазных сред:

- 1 – корпус, 2 – крышка, 3 – патрубок загрузки, 4 – патрубок выгрузки, 5 – двигатель, 6 – приводной вал, 7 – периферийные мешалки, 8 – вал с центральной нижней мешалкой, 9 – центральное колесо, 10 – поводок первой ступени, 11 – поводок второй ступени; 12 – сателлит; 13 – выходной поводок; 14 – неподвижное зубчатое колесо; 15 – полый вал центральной мешалки; 16 – центральная мешалка

Аппарат работает следующим образом [2]. Движение вала 6 двигателя 5 передается на вал с рабочим органом 8, который вращается с постоянной угловой скоростью, и входному поводку 9, который, вращаясь вокруг собственной оси, передает движение шатунам 10 и через кривошипы 11 кинематически связанным с ним зубчатым сателлитам 12 и выходному поводку 13, в опорах которого находятся валы сателлитов 12. За счет того, что кривошипы 11 эксцентрично

установлены на сателлитах 12, находящихся в зацеплении с неподвижным зубчатым колесом 14, угловая скорость и ускорение зубчатых сателлитов 12 и выходного поводка 13 становятся непостоянными во времени. Движение с внутрицикловым изменением амплитуды и угловой скорости выходного поводка 13 передается валам периферийных мешалок 7 и полуму валу 15 центральной верхней мешалки 16. Две соосные мешалки 8 и 16 вращаются с разными скоростями. Нижняя осевая мешалка пропеллерного типа, вращаясь с большей скоростью, засасывает жидкость со дна и поднимает вверх, где она отбрасывается турбиной верхней мешалки к периферии.

На данный момент исследователями и изобретателями описано множество различных конструктивных схем планетарных перемешивающих устройств [2, 7, 53]. Однако, несмотря на увеличение интенсивности перемешивания, такие устройства не получили широкого распространения в промышленности из-за следующих недостатков. Планетарный редуктор и опорное устройство вала находятся в рабочей зоне реактора и могут контактировать с продуктом перемешивания, что приводит к загрязнению продукта, снижению КПД и увеличению износа привода из-за возможности попадания продукта перемешивания в шестерни, опоры и т.д.

С целью устранения недостатков планетарных аппаратов разработаны различные нетиповые конструкции перемешивающих устройств со сложным движением рабочих органов [3, 8, 43, 51, 52, 54, 55]. Такое движение позволяет устранить застойные зоны, интенсифицировать тепломассообменные процессы, тем самым улучшить качество получаемого продукта.

Рассмотрим схему перемешивающего устройства со сложным вращательным движением рабочего органа (рис. 1.8).

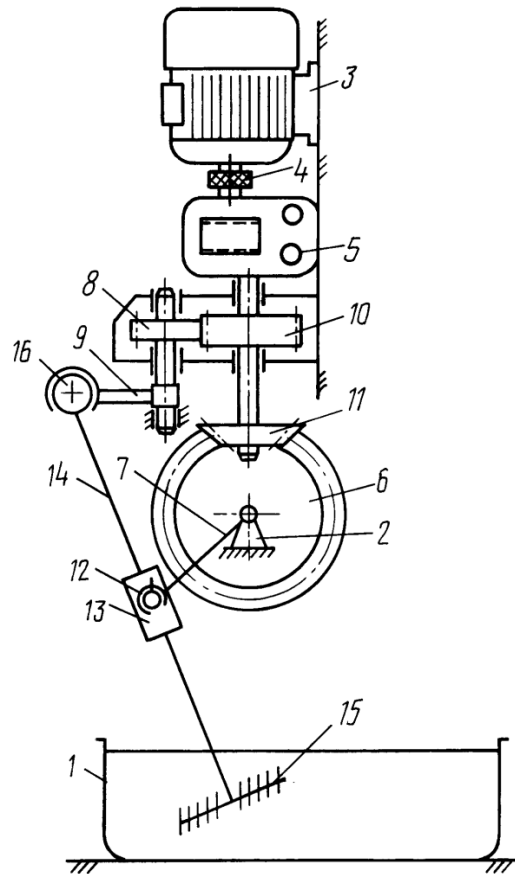


Рисунок 1.8 – Аппарат со сложным вращательным движением рабочего органа:
 1 – дежа (реактор); 2 – рама; 3 – электродвигатель; 4 – муфта; 5 – редуктор; 6 – коническое зубчатое колесо; 7 – кривошип; 8 – цилиндрическая шестерня; 9 – дополнительный кривошип;
 10 – цилиндрическое зубчатое колесо; 11 – коническая шестерня; 12 – сферическая кинематическая пара с пальцем; 13 – камень кулисы; 14 – кулиса; 15 – рабочий орган; 16 – сферическая кинематическая пара

Аппарат работает следующим образом [52]. Вращение от вала двигателя 3, через коническую передачу 11, 6, необходимую для изменения направления движения, передается на кривошип 7, а через цилиндрическую передачу 10, 8, необходимую для свободного оборота дополнительного кривошипа вокруг своей оси, на дополнительный кривошип 9. Камень 13, соединенный с вращающимся кривошипом 7, перемещается по кулисе 14 и закручивает ее вокруг собственной оси. Это вращение обусловлено наличием винтового соединения с ходовой резьбой между ними. Верхний конец кулисы, одновременно с уже описанным движением, совершает вращение в плоскости, отличной от плоскости вращения кривошипа. Это возможно при использовании для связи кулисы с

дополнительным кривошипом сферической кинематической пары 16, позволяющей ей вращаться вокруг своей оси при одновременном плоско-параллельном движении в указанной плоскости. Смена движения камня с подъема на опускание вызывает изменение направления вращения кулисы. Величина угловой скорости вращения рабочего органа зависит от взаимного расположения кривошипа и кулисы. В положении, когда кривошип перпендикулярен кулисе, угловая скорость вращения рабочего органа принимает максимальное значение.

Недостатком данного устройства является сложность его конструкции. Большое число подвижных элементов, а также использование кулисного механизма приводят к потере энергии при передаче движения от электродвигателя к рабочему органу, это снижает КПД перемешивающего устройства.

Рассмотрим схему перемешивающего устройства с вращением и качением лопастей (рис. 1.9).

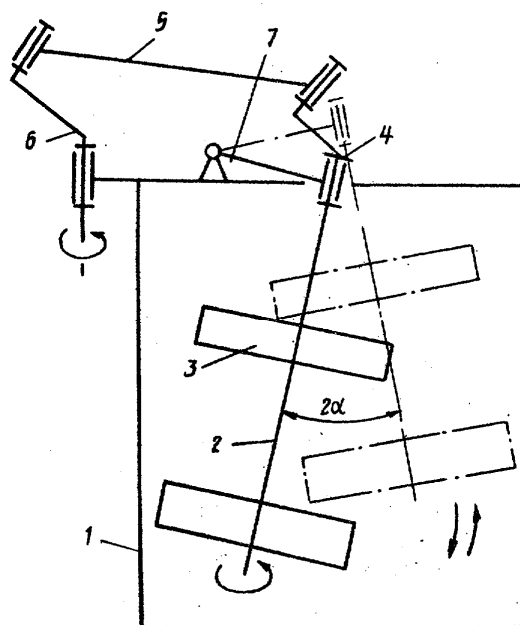


Рисунок 1.9 – Аппарат с вращением и качением лопастей:

1 – емкость (реактор); 2 – вал; 3 – перемешивающие лопасти; 4 – ведомый кривошип; 5 – шатун;
6 – ведущий кривошип; 7 – балансир

Аппарат работает следующим образом [8]. От источника привода вращение передается ведущему кривошипу 6, который передает через шатун 5

вращение ведомому кривошипу 4. За счет того, что кривошипы 4 и 6 имеют угол α скрещивания осей шарниров и взаимосвязаны с шатуном 5, у которого оси шарниров параллельны и с балансиром 7, а у последнего оси шарниров перпендикулярны, ведомый кривошип 4, следовательно, и рабочий вал 2 с лопастями 3 не только вращается, но и совершает возвратно-вращательное движение относительно оси балансира 7 с углом качания, равном удвоенному углу α скрещивания осей шарниров кривошипов, т.е. 2α . Сложное движение перемешивающих лопастей такого устройства обеспечивает интенсификацию перемешивания находящихся в емкости компонентов.

Тем не менее, большинство аппаратов со сложным движением рабочего органа не получили широкого распространения в промышленности. Это обусловлено прежде всего сложностью их конструкции, что приводит к затруднениям как на стадиях расчета и проектирования, так и на стадиях изготовления. Также, большая часть таких устройств имеет однонаправленное движение рабочих органов и соответственно малую степень неравномерности вращения, что приводит к недостаточной интенсивности теплообмена.

Новым этапом развития аппаратов с мешалкой стало появление виброперемешивающих устройств (ВПУ). Вибрационный способ перемешивания в последнее время нашел применение во многих отраслях промышленности как наиболее эффективный, способствующий интенсификации ряда технологических процессов [19, 22, 23, 47, 88, 105, 138].

Например, в работе [88] исследован процесс растворения полиоксиэтилена (ПОЭ), применяющегося в нефтяной и химической промышленности. С целью оценки эффективности работы ВПУ были проведены сравнительные испытания с классическим вращательным перемешивающим устройством (рис. 1.10). Из графика видно, что время растворения ПОЭ до заданной концентрации при применении ВПУ сокращается почти в 5 раз, что свидетельствует о высокой интенсивности перемешивания.

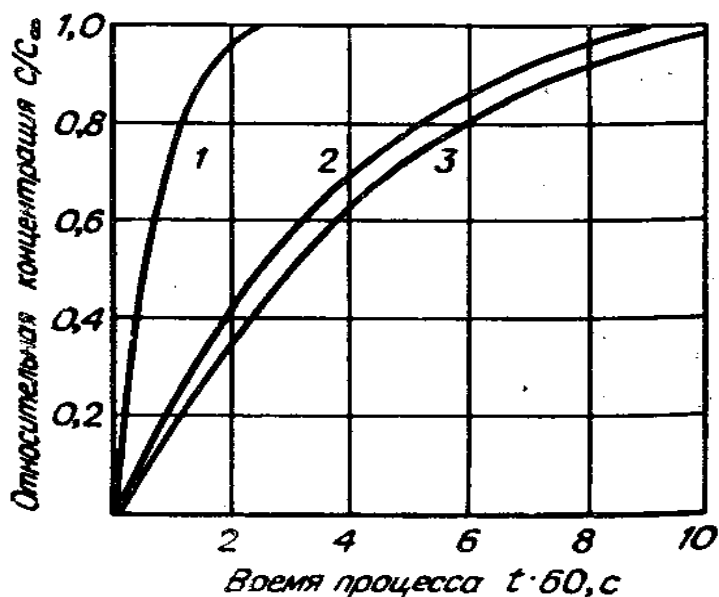


Рисунок 1.10 – Зависимость относительной концентрации ПОЭ от времени протекания процесса при применении различных перемешивающих устройств:

1 – виброперемешивающее устройство ($f = 40 \text{ с}^{-1}$, $A = 2,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}$); 2 – турбинная мешалка ($\omega = 52 \text{ рад/с}$); 3 – турбинная мешалка ($\omega = 42 \text{ рад/с}$)

Также ВПУ нашли применение в пищевой промышленности, а именно при производстве мясной, молочной, винодельческой и кондитерской продукции [19, 32, 66, 103, 104]. Например, вибрационное воздействие на чистую культуру дрожжей при амплитуде $A=5 \text{ мм}$, продолжительности $t=15 \text{ минут}$ и частоте $f=6,6 \text{ Гц}$ оказывает стимулирующее влияние на развитие дрожжевых клеток; при частоте $f=16,6 \text{ Гц}$ ($A=5 \text{ мм}$, $t=15 \text{ мин}$) – ингибирующее, что позволяет регулировать продолжительность процесса брожения и химический состав полученных виноматериалов [105].

В работах [64, 83, 84, 88, 97, 111, 112] разработан ряд виброперемешивающих устройств с электромагнитным приводом. Исследования показали, что такие устройства являются эффективными и надежными, легко регулируются по частоте и амплитуде и могут быть рекомендованы к широкому практическому применению.

Рассмотрим схему ВПУ с электромагнитным приводом, в котором рабочий орган совершает возвратно-поступательное движение (рис. 1.11).

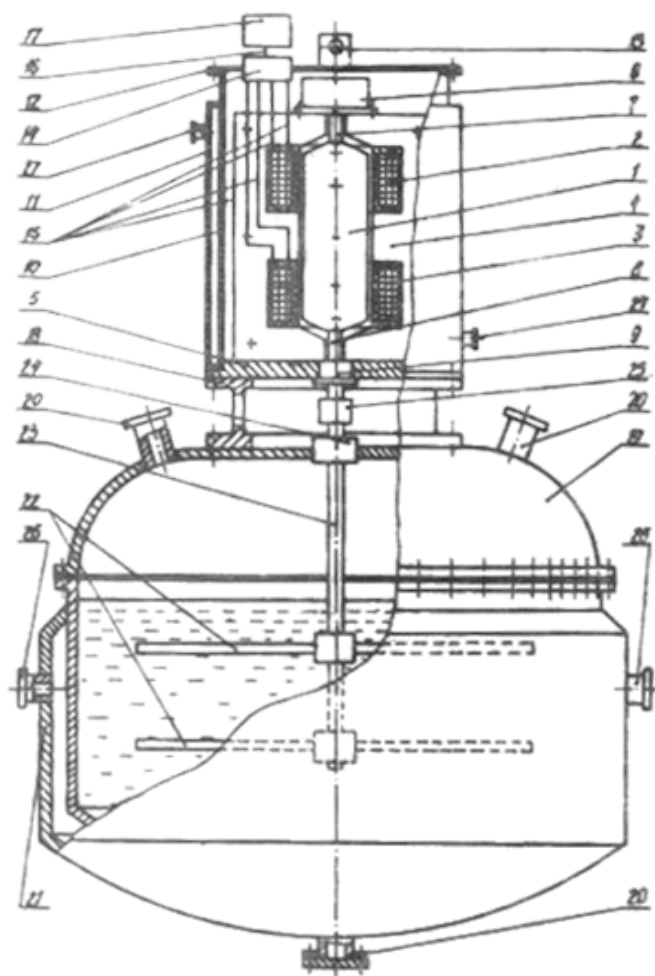


Рисунок 1.11 – Виброперемешивающее устройство с электромагнитным приводом:

1 – якорь; 2, 3 – обмотки; 4 – магнитопровод; 5 – основание; 6 – демпфер; 7 – шток; 8 – выходной шток; 9 – уплотнительный блок; 10 – кожух; 11 – охлаждающая рубашка; 12 – крышка; 13 – маслоуказатель; 14 – распределительная коробка; 15 – выводы обмоток; 16 – электрический кабель; 17 – системы питания и управления; 18 – переходной фланец; 19 – реактор; 20 – штуцеры для загрузки и выгрузки продукта; 21 – рубашка для теплоносителя; 22 – рабочие органы; 23 – штанга; 24 – уплотнение реактора; 25 – клеммовое соединение; 26 – штуцеры теплоносителя

Аппарат работает следующим образом [88]. Система питания и управления, подключенная к промышленной электросети, выдает в зависимости от необходимого режима работы напряжение, например в верхнюю обмотку 2, в результате чего якорь 1 с закрепленными на нем элементами движется вверх. Так как в аппарате находится среда, то находящиеся в ней рабочие органы 23, встречая при движении вверх сопротивление, перемешивают среду. Когда якорь

достигает верхнего положения, через систему питания и управления напряжение выдается на нижнюю обмотку 3 и якорь с рабочими органами движется вниз, перемешивая среду. Затем на верхнюю обмотку поступает новый импульс напряжения, цикл повторяется.

Аналогичное вибрационное воздействие на перемешиваемую среду оказывает ВПУ с возвратно-вращательным движением рабочего органа (рис. 1.12).

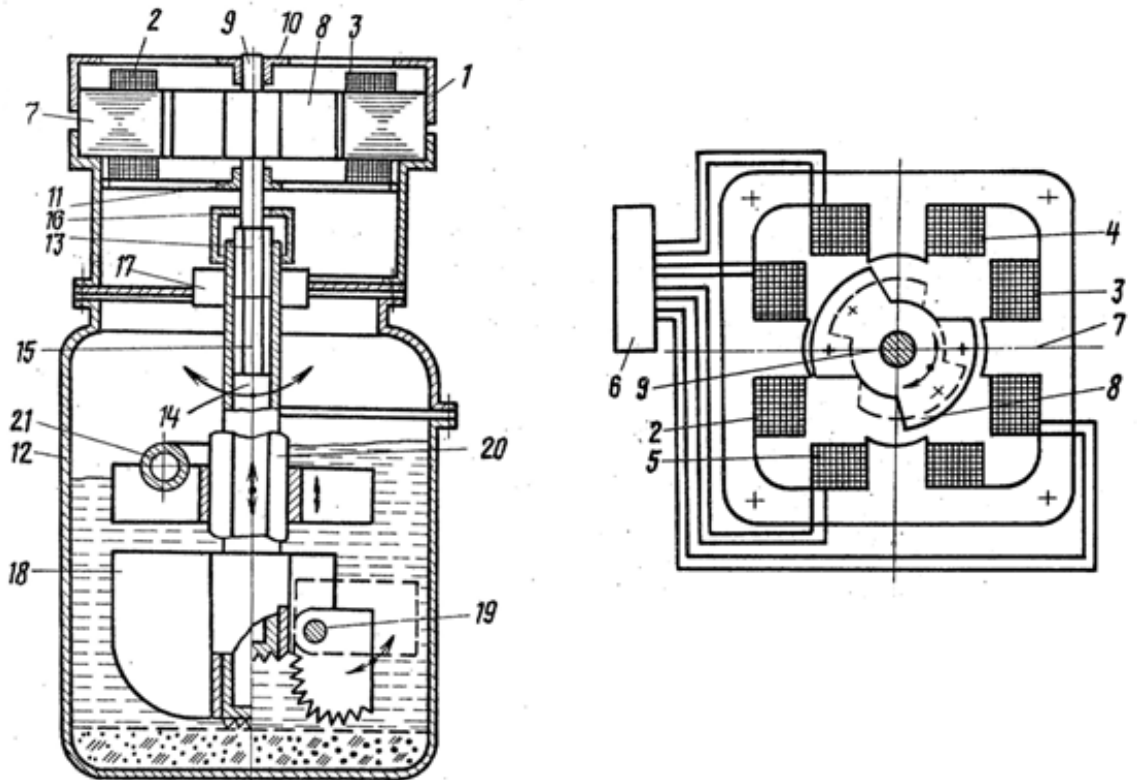


Рисунок 1.12 – ВПУ с возвратно-вращательным движением рабочего органа:

1 – электромагнитный двигатель; 2,3 – одна секция обмоток; 4,5 – вторая секция обмоток; 6 – устройство коммутации; 7 – магнитопровод; 8 – якорь; 9 – вал электромагнитного двигателя; 10, 11 – опоры вала; 12 – реактор; 13 – шестигранник; 14 – полый вал; 15 – подвижное профильное соединение; 16 – ограничитель хода в осевом направлении; 17 – уплотнение; 18 – рабочий орган; 19 – шарнир рабочего органа; 20 – подвижное профильное соединение; 21 – поплавок

Аппарат работает следующим образом [1]. В исходном положении вал 14 с рабочим органом 18 помещен в реактор 12, в котором находится жидкая среда и твердые компоненты. Так как вал 14 имеет подвижное профильное соединение 15 с валом 9 двигателя 1, то под действием веса вал 14 с рабочим органом 18

опускается ко дну реактора до тех пор, пока он не будет остановлен ограничителем хода 16. Если на дне реактора находятся твердые компоненты, вал 14 с рабочим органом ложится на эти твердые компоненты. Ввиду того, что вал 14 выполнен полым, его движение ко дну реактора замедленно, а давление на твердые компоненты относительно небольшое.

Затем на обмотку двигателя, состоящую из секций 2 и 3, через устройство коммутации 6 подается напряжение. В результате в магнитопроводе 7 начинает протекать магнитный поток и якорь 8 стремится занять положение, показанное на разрезе сплошной линией. В результате вал 14 с рабочим органом 18 проворачивается на определенный угол. При этом рабочий орган 18 в зависимости от конфигурации перемешивает жидкую среду, в том числе и находящуюся в непосредственной близости от дна реактора.

Затем напряжение с секций 2 и 3 первой обмотки снимается, а на секции 4 и 5 второй обмотки подается. Якорь в этом случае стремится занять положение, показанное на разрезе пунктирной линией, и вал 14 с рабочим органом 18 начинает вращаться в обратном направлении.

Затем напряжение со второй обмотки снимается и подается на первую и цикл повторяется. Амплитуда и частота колебания подвижной системы устанавливается посредством устройства коммутации 6.

Слабым местом таких ВПУ является электромагнитный привод. Он не получил широкого распространения вследствие сложности разработки системы управления, а также имеет низкий КПД по сравнению со стандартными электроприводами. Также возвратно-вращательные ВПУ с электромагнитным приводом имеют малый угол поворота рабочего органа, что может привести к низкой интенсивности перемешивания и образованию застойных зон.

С целью устранения данных недостатков вибропривод может быть выполнен в виде изогнутой ленты из металла с «памятью» формы с диэлектрическим упругим покрытием (рис. 1.13). Изогнутая лента находится на дне реактора, а концы ленты выведены наружу и соединены проводами, на которые периодически подается напряжение.

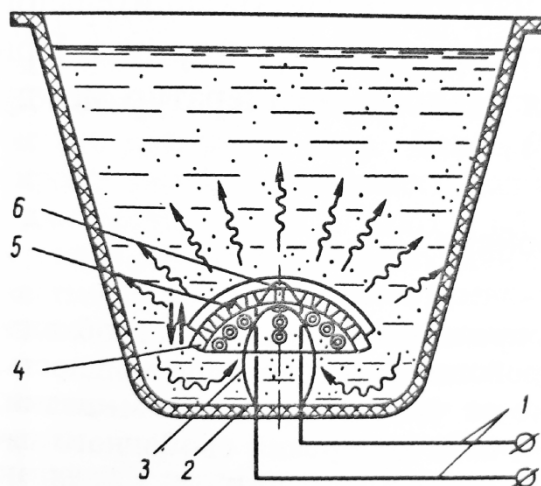


Рисунок 1.13 – Вибрационное перемешивающее устройство:

1 – провода; 2 – емкость (реактор); 3 – лента; 4 – диск перфорированный; 5 – конические отверстия; 6 – заклепка

Такой аппарат работает следующим образом [19]. При прохождении импульса электрического тока через изогнутую ленту она нагревается до определенной температуры и в соответствии с проявлением эффекта памяти формы принимает новое положение, изображенное на рис. 1.13 сплошной толстой линией, перемещая при этом перфорированный диск вниз в направлении к днищу корпуса емкости.

Когда подача электрического тока прекращается, изогнутая лента охлаждается вследствие теплоотдачи к омывающей ленту жидкой среде и в соответствии с проявлением эффекта памяти формы принимает первоначальное положение, изображенное на рис. 1.13 пунктирной линией, перемещая при этом перфорированный диск вверх в направлении от днища емкостного аппарата. При периодическом нагревании и охлаждении изогнутой ленты таким образом обеспечивается вибрация перфорированного диска в направлении вниз-вверх.

Недостатком ВПУ с виброприводом из металла с «памятью» формы является то, что тепловые процессы, благодаря которым происходит движение рабочего органа, очень инерционны. Поэтому такие устройства имеют небольшую амплитуду и частоту колебаний.

Наибольшее распространение получили вибрационные перемешивающие устройства с кривошипно-ползунным исполнительным механизмом [4, 5, 119, 124, 139, 141]. Рассмотрим одну из схем таких устройств (рис. 1.14).

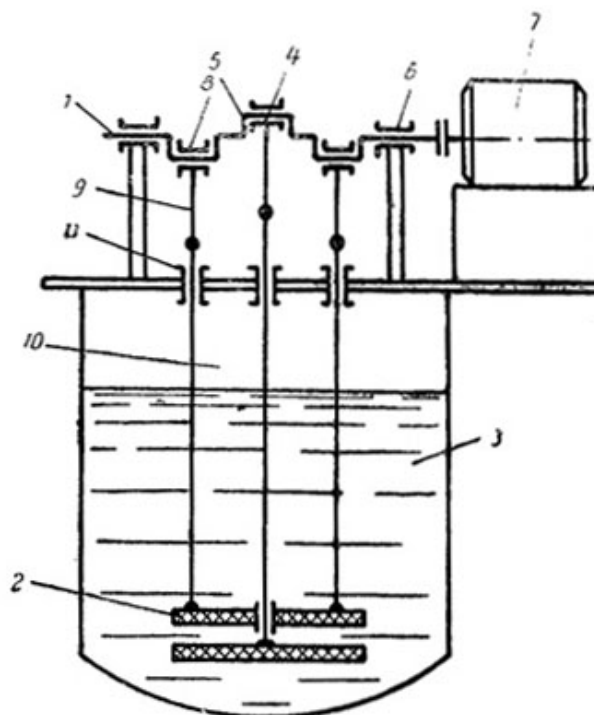


Рисунок 1.14 – ВПУ с кривошипно-ползунным исполнительным механизмом:
1 – вибропривод; 2 – перемешивающее устройство; 3 – реакционный сосуд; 4 – вибратор; 5 – эксцентриковый вал; 6 – подшипники; 7 – электродвигатель; 8 – подшипники; 9 – жесткие шатуны; 10 – штоки; 11 – подшипники

Аппарат [4] работает следующим образом. Движение от электродвигателя 7 передается валу 5. Шейки вала с помощью подшипников 8 передают движение через шатуны 9 штокам 10, которые в подшипниках 11 совершают возвратно-поступательное движение. Далее движение передается на перемешивающее устройство 2, которое выполнено в виде перфорированных дисков, расположенных друг над другом. Таким образом, возвратно-поступательно движущиеся рабочие органы осуществляют процесс перемешивания.

Недостатком ВПУ с кривошипно-ползунным исполнительным механизмом является то, что амплитуда перемещения рабочего органа значительно превышает требуемую амплитуду, обусловленную технологическим процессом.

С целью устранения данного недостатка были разработаны и исследованы виброперемешивающие устройства с кривошипно-коромысловым исполнительным механизмом [81, 82, 92-94, 98].

Рассмотрим схему такого устройства с одним рабочим органом (рис. 1.15).

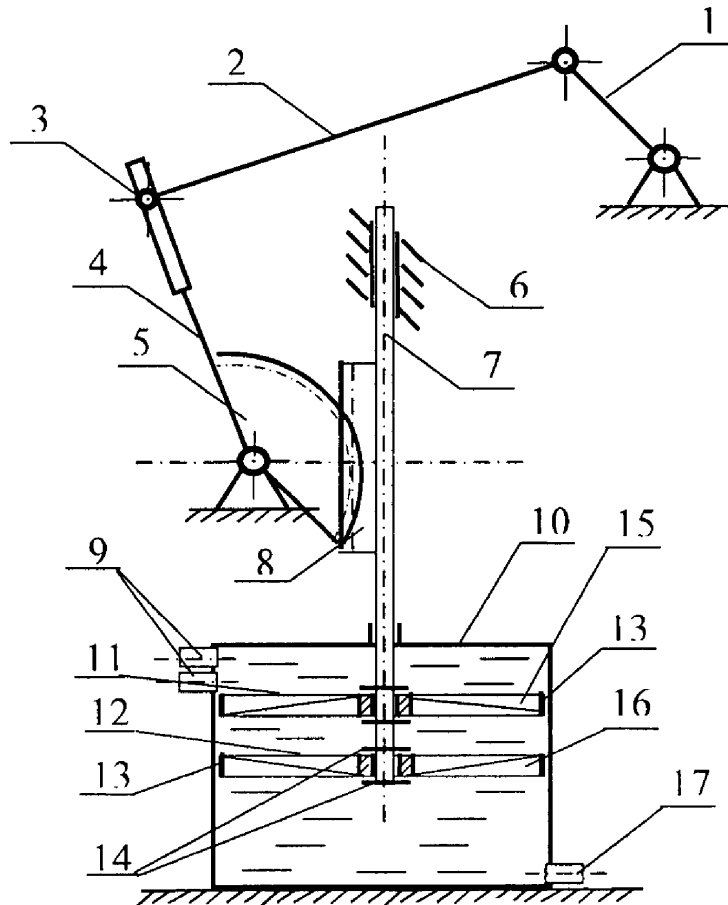


Рисунок 1.15 – ВПУ с кривошипно-коромысловым исполнительным механизмом:

1 – кривошип; 2 – шатун; 3 – шарнир шатуна; 4 – коромысло; 5 – зубчатый сектор; 6 – направляющие; 7 – шток; 8 – зубчатый участок; 9 – загрузочные патрубки; 10 – реактор; 11 – верхнее лопастное колесо; 12 – нижнее лопастное колесо; 13 – внешний обод лопастного колеса; 14 – стопорные шайбы; 15 – лопасть верхнего колеса; 16 – лопасть нижнего колеса; 17 – выгрузочный патрубок

Аппарат работает следующим образом [58]. Компоненты смеси по патрубкам 9 поступают в реактор 10. При вращении кривошипа 1 посредством шатуна 2 и шарнира 3, размещенном в радиальном пазу коромысла 4, коромысло 4 приводится в возвратно-вращательное движение вместе с жестко связанным с

ним зубчатым сектором 5. При этом шток 7, находящийся в зацеплении с зубчатым сектором 5 при помощи зубчатого участка 8, двигаясь в направляющих 6, совершает возвратно-поступательное движение. При движении штока 7 верхнее лопастное колесо 11, удерживаемое на штоке 7 стопорными шайбами 14, за счет прохождения перемешиваемого продукта через его лопасти 15, плоскости которых наклонены под углом к плоскости колеса, начинает вращаться относительно оси штока 7, перемешивая при этом компоненты смеси. Затем, при изменении направления движения штока 7 компоненты смеси, проходящие через лопастные колеса 11 и 12, также меняют направление движения, что приводит вначале к торможению вращающихся в разных направлениях колес 11 и 12, а затем приводит к изменению направления их вращения на противоположное. Полученная смесь выгружается из реактора 10 при помощи выгрузочных патрубков 17.

Изменяя ход штока 7 за счет смещения шарнира 3 вдоль радиального паза коромысла 4, можно уменьшить либо увеличить толщину зоны активного перемешивания компонентов смеси, если это необходимо по условиям технологического процесса.

Наличие внешних ободов 13, на которых жестко закреплены внешние концы лопастей колес 11 и 12, позволяет существенно повысить жесткость лопастных колес и, следовательно, снизить их металлоемкость. При этом неравномерное и периодически изменяющееся по направлению вращение лопастных колес 11, 12 в совокупности с их также изменяющимся по направлению и происходящим с переменной скоростью возвратно-поступательным движением приводит к разрушению ламинарных потоков в перемешиваемой среде без излишней ее турбулизации, что снижает энергоемкость процесса перемешивания и не приводит к нежелательному разрушению частиц перемешиваемого продукта с выделением в раствор вредных компонентов.

Рассмотрим схему ВПУс двумя рабочими органами (рис. 1.16).

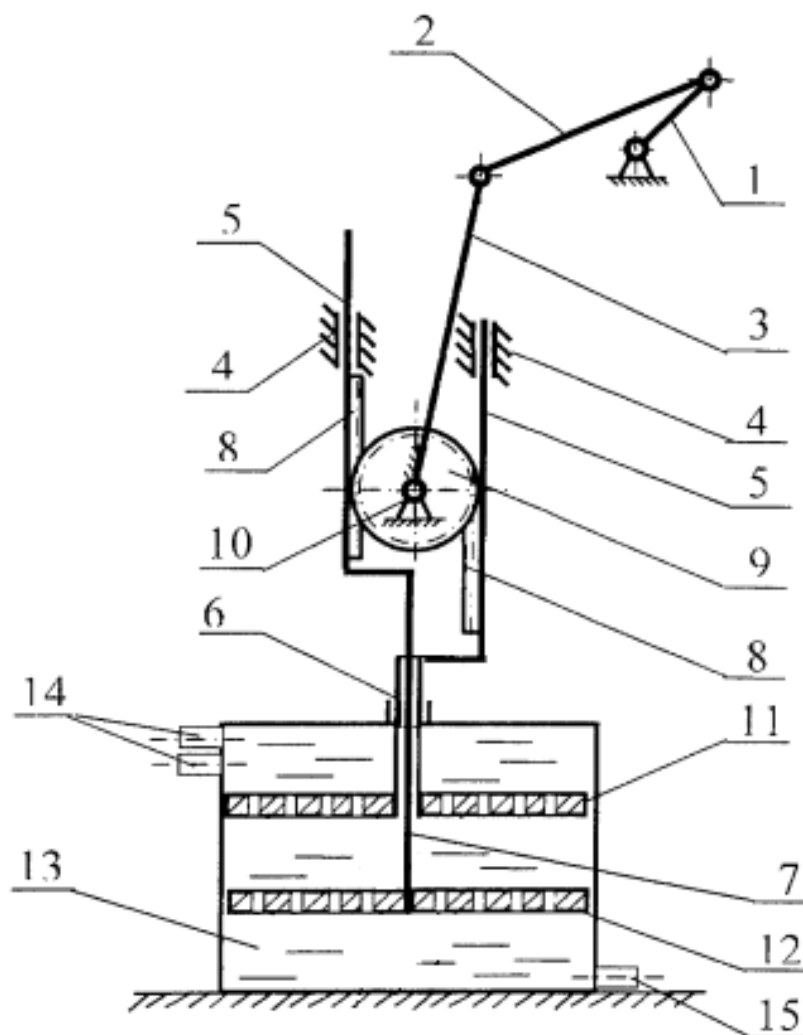


Рисунок 1.16 – ВПУ с кривошипно-коромысловым исполнительным механизмом:

1 – кривошип; 2 – шатун; 3 – коромысло; 4 – направляющие; 5 – верхняя часть штока; 6 – полая часть штока; 7 – нижняя часть штока; 8 – зубчатые рейки; 9 – зубчатое колесо; 10 – ось зубчатого колеса; 11 – верхняя перфорированная пластина; 12 – нижняя перфорированная пластина; 13 – реактор; 14 – загрузочные патрубки; 15 – выгрузочный патрубок

Аппарат работает следующим образом [59]. При вращении кривошипа 1 посредством шатуна 2 коромысло 3 приводится в возвратно-вращательное движение относительно оси 10 зубчатого колеса вместе с жестко связанным с ним зубчатым колесом 9. При этом верхние части штоков 5, находящиеся в зацеплении с зубчатым колесом 9 при помощи зубчатых реек 8, двигаясь в направляющих 4, совершают возвратно-поступательные движения, приводя также

в возвратно-поступательные и взаимно противоположные движения верхнюю 11 и нижнюю 12 перфорированные пластины.

К недостаткам виброперемешивающих устройств с возвратно-поступательным движением рабочих органов следует отнести значительные вертикальные вибрации, которые передаются в окружающую среду и усложняют работу оператора, а также наличие поступательно движущегося штока, который сложно уплотнять, в результате чего такие ВПУ ненадежны и не могут использоваться в реакторах, работающих под давлением.

1.3 Постановка цели и задач исследования

Проведенный анализ научной и патентной литературы, посвященной созданию и исследованию перемешивающих устройств, показал, что данная область интенсивно развивается в различных направлениях.

Самыми распространенными и изученными являются классические вращательные перемешивающие устройства, однако в то же время они не всегда позволяют эффективно достичь требуемого качества получаемого продукта.

Более современные аппараты со сложным пространственным движением рабочих органов, а также планетарные перемешивающие устройства позволяют обеспечить высокую интенсивность тепломассообменных процессов. Однако большое количество подвижных элементов конструкции, а также возможность контакта приводных механизмов с перемешиваемой средой ограничивают область их применения.

В последнее время активно исследуются вибрационные перемешивающие устройства. Возможность регулирования частоты и амплитуды движения рабочих органов позволяет оптимизировать такие аппараты для определенных технологических процессов. С практической точки зрения, устройства с возвратно-вращательным движением рабочих органов являются более надежными и технологичными, так как в них отсутствуют вертикальные вибрации и применяются стандартные уплотнения.

Таким образом, целью настоящей работы является разработка и исследование перемешивающего устройства с исполнительным механизмом возвратно-вращательного движения.

Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие задачи:

1. Провести структурный синтез перемешивающих устройств с возвратно-вращательным движением рабочих органов, провести анализ полученных решений.

2. Исследовать кинематику созданного планетарного исполнительного механизма перемешивающего устройства.

3. Разработать методику уравнивания двухсателлитного планетарного механизма, определить необходимые соотношения масс звеньев механизма.

4. Построить динамическую модель возвратно-вращательного перемешивающего устройства с планетарным исполнительным механизмом и исследовать законы движения машины при различных режимах работы.

5. Исследовать кинетостатику исполнительного механизма, определить реакции в кинематических парах и уравнивающий момент.

6. Провести экспериментальные исследования на спроектированном и изготовленном лабораторном стенде.

ГЛАВА 2. Структурный синтез перемешивающих устройств с возвратно-вращательным движением рабочих органов

2.1 Структурная математическая модель механизмов и машин

Научные основы структурного синтеза механизмов разрабатываются более ста лет [13]. Первые фундаментальные работы в данном направлении были проведены П.Л. Чебышевым и Л.В. Ассуром. Однако анализ научной литературы [10, 27, 38, 101, 127], посвященной вопросам структурного синтеза машин и механизмов, показывает, что синтез механизмов является очень сложной проблемой, которая к настоящему времени недостаточно разработана.

В инженерной практике выбор кинематической схемы проектируемой машины проводят либо интуитивно, опираясь на опыт и квалификацию разработчиков, либо путем наслоения структурных групп (групп Ассура) [10, 38, 101]. Описанные способы обычно позволяют найти приемлемое решение, однако не отражают всех структурных особенностей и являются неинформативными о требуемом выполнении отдельных звеньев [65].

При анализе и синтезе машин традиционно считается, что механизмы существуют только в двух видах пространств: трехмерном трехподвижном («плоские» механизмы) и трехмерном шестиподвижном («пространственные» механизмы). Такой ограниченный выбор пространств приводит к тому, что структурные формулы Чебышева, Сомова-Малышева и других авторов [10, 27, 38, 101] часто дают неверные результаты. В работах [89-91] показано, что механизмы могут существовать в различных как по мерности, так и по подвижности пространствах, и на основе этого разработана следующая формула для определения подвижности простых механизмов:

$$W = \sum_{i=1}^{n-1} ip_i - k\Pi; \quad (2.1)$$

где W – подвижность механизма; p_i – число кинематических пар i -той подвижности; k – число независимых замкнутых контуров; Π – подвижность пространства, в котором существует механизм.

Число независимых замкнутых контуров определится по формуле [90]:

$$k = p - n; \quad (2.2)$$

где $p = \sum_{i=1}^{l-1} p_i$ – общее число кинематических пар в механизме, n – общее число подвижных звеньев.

Для построения структурной математической модели механизмов и машин, в работе [90], как и в [27], введено понятие t -вершинного звена. Количество вершин в звене механизма определяется не числом кинематических пар (у звена их нет), а числом элементов кинематических пар, которыми оно соединяется с другими звеньями и стойкой.

Если звено содержит два элемента кинематических пар ($t = 2$), оно является двухвершинным; три ($t = 3$) – трехвершинным звеном; четыре ($t = 4$) – четырехвершинным и т.д. Кроме того, введено [90] также понятие числа S элементов кинематических пар, с помощью которых кинематические цепи механизма присоединяются к стойкам.

Приняв за базовое звено в анализируемом механизме вершинник (или вершинники) T с наибольшим числом элементов кинематических пар, общее количество кинематических пар p (число элементов кинематических пар равно удвоенному числу кинематических пар) в механизме определится по формуле [90]:

$$p = \frac{1}{2} \left(\sum_{t=T-j}^2 t n_t + S \right); \quad (2.3)$$

где T – количество вершин базового звена; t – число вершин звеньев; n_t – число подвижных звеньев с t вершинами, j – целочисленный индекс.

Независимые замкнутые контуры в механизмах образуются только в том случае, если его кинематические цепи содержат двух или более вершинные звенья ($t \geq 2$). Тогда базовое звено механизма, имеющего k независимых замкнутых контуров, может иметь T вершин:

$$T \leq k + 1. \quad (2.4)$$

Объединив полученные формулы, получим структурную математическую модель механизмов с замкнутыми кинематическими цепями (ЗКЦ) [90]:

$$\left\{ \begin{array}{l} p = \frac{1}{2} \left(\sum_{i=T-j}^2 t n_i + S \right); \\ n = \sum_{i=T-j}^2 n_i; \\ W = \sum_{i=1}^{\Pi-1} i p_i - k \Pi; \\ k = p - n; \\ p = \sum_{i=1}^{\Pi-1} p_i; \\ T \leq k + 1. \end{array} \right. \quad (2.5)$$

Полученная модель позволяет проводить структурный синтез и анализ простых механизмов с ЗКЦ. При объединении простых механизмов, которые могут существовать как в одном, так и в различных пространствах, получаются сложные и комбинированные механизмы. Подвижность сложных механизмов определяется последующей формуле [90]:

$$W_{с.м.} = \sum_{i=1}^n W_i - \sum_{j=1}^m (K_j - 1); \quad (2.6)$$

где $W_{с.м.}$ – число степеней свободы (подвижность) сложного механизма; n – количество простых механизмов, входящих в состав сложного; W_i – число степеней свободы (подвижность) простых механизмов; m – количество звеньев присоединения; K – количество присоединенных к одному звену простых механизмов; j – индекс (порядковый номер) общего звена; i – индекс (порядковый номер) простого механизма.

С целью создания перспективных возвратно-вращательных перемешивающих устройств проведем целенаправленный структурный синтез их исполнительных механизмов с использованием предложенной структурной математической модели.

2.2 Синтез схем преобразователей вращательного движения в возвратно-вращательное

В работах [121, 132-134] исследуется перемешивающее устройство, в котором возвратно-вращательное движение обеспечивается за счет реверсивного движения шагового двигателя (рис. 2.1).

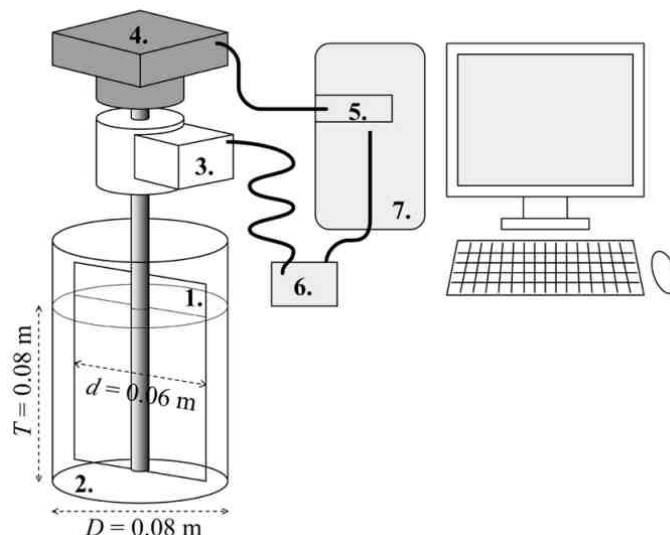


Рисунок 2.1 – Возвратно-вращательное перемешивающее устройство с шаговым двигателем:

1 – рабочий орган; 2 – реактор; 3 – измеритель момента; 4 – шаговый двигатель; 5 – панель управления; 6 – АЦП; 7 – персональный компьютер

Показанная конструктивная схема является наиболее простой и позволяет проводить эксперименты в реакторах небольшого объема, однако применение такого устройства в промышленных масштабах нерационально, так как шаговый двигатель имеет низкую эффективность и не может применяться при большой частоте колебаний рабочего органа. В [134] исследуется работа перемешивающего устройства на частоте 0,25-2 Гц, в то время как рабочие органы механических виброперемешивающих устройств могут достигать частоты колебаний до 50 Гц [88, 97].

Для получения высокоэффективного перемешивающего устройства предлагается соединять двигатель с рабочим органом не напрямую, а посредством преобразователя вращательного движения в возвратно-вращательное. Схема

такого возвратно-вращательного перемешивающего устройства показана на рисунке 2.2.

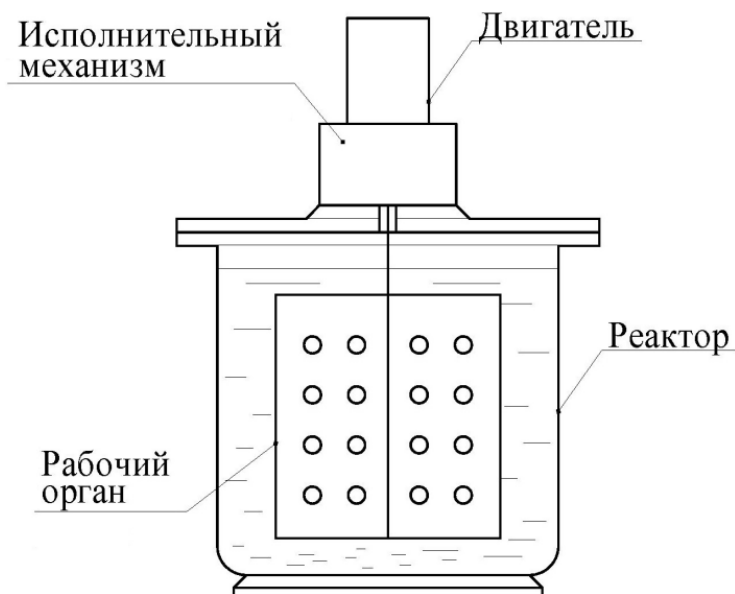


Рисунок 2.2 – Схема привода ВВПУ

При включении двигателя приводится в движение входной вал исполнительного механизма (ИМ). Входной вал ИМ совершает вращательное движение с постоянной угловой скоростью, которое затем преобразуется в возвратно-вращательное движение выходного вала. Выходной вал ИМ жестко связан с рабочим органом, приводящим в движение перемешиваемую среду.

Проведем синтез исполнительного механизма для преобразования вращательного движения двигателя в возвратно-вращательное движение рабочего органа. Чтобы синтезируемое устройство получилось надежным и компактным, ограничимся синтезом одноподвижных ($W=1$) механизмов с одним ($k=1$) и двумя ($k=2$) независимыми замкнутыми контурами.

Синтез механизма с одним независимым замкнутым контуром проведем при следующих условиях. Механизм должен существовать в трехподвижном пространстве ($\Pi=3$), иметь двухвершинное базовое звено ($T=2$) и только одноподвижные кинематические пары ($p=p_1$). Структурная математическая модель (2.5) после подстановки условий синтеза примет вид:

$$\begin{cases} p = \frac{1}{2}(2n_2 + S); \\ n = n_2; \\ 1 = p_1 - 3; \\ 1 = p - n; \\ p = p_1; \\ 2 \leq 2. \end{cases} \quad (2.7)$$

Решение системы (2.7) надо искать при условии, что в синтезируемом механизме число звеньев, кинематических пар и соединений к стойке должно быть целым и положительным. Корнями модели (2.7) являются следующие значения: $p=p_1=4$; $n=3$; $S=2$.

Из найденного решения следует, что синтезируемый механизм должен иметь: четыре одноподвижные кинематические пары ($p_1=4$); три подвижных звена ($n=3$); два присоединения к стойке ($S=2$). Найденному решению и условиям синтеза соответствуют два механизма преобразования вращательного движения в возвратно-вращательное: шарнирный четырехзвенник (рис. 2.3, а) и кулисный механизм (рис. 2.3, б).

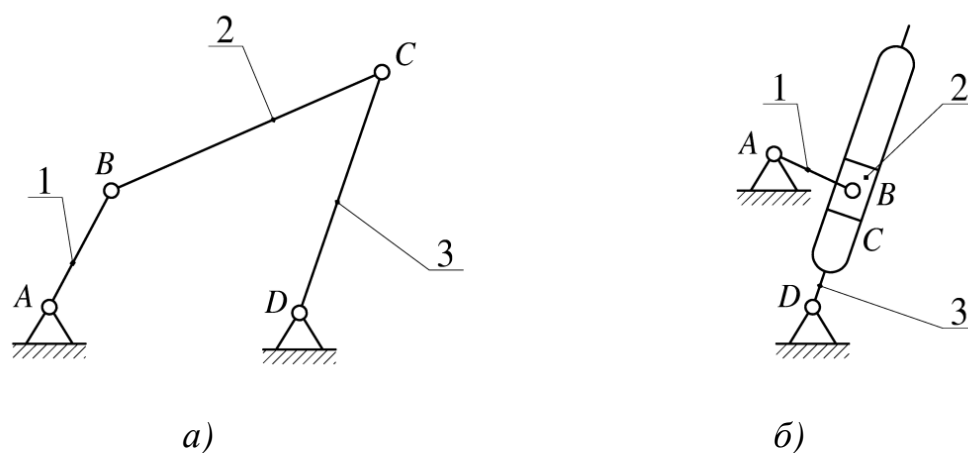


Рисунок 2.3 – Шарнирный четырехзвенник (а) и кулисный механизм (б):

1, 2, 3 – звенья; А, В, С, D – кинематические пары

При соответствующем выборе длин звеньев в синтезированных механизмах преобразуется вращательное движение звена 1 в возвратно-вращательное движение звена 3. Шарнирный четырехзвенник является более простым в изготовлении и эксплуатации, так как содержит только вращательные кинематические пары.

Схема возвратно-вращательного перемешивающего устройства, в качестве исполнительного механизма которого применен шарнирный четырехзвенник [49], показана на рисунке 2.4.

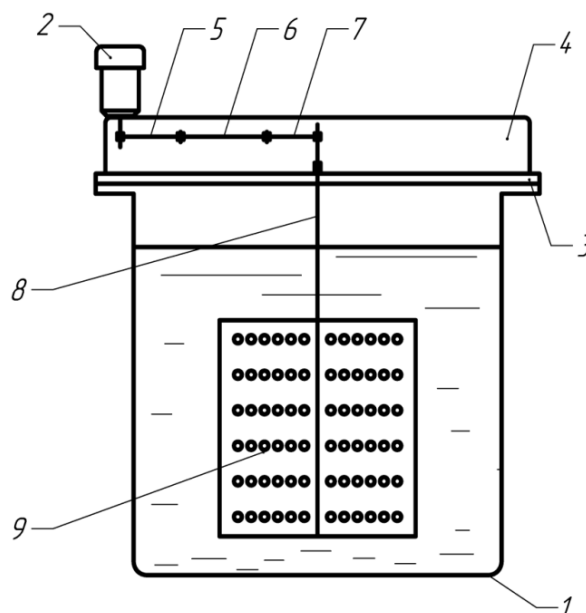


Рисунок 2.4 – Схема возвратно-вращательного перемешивающего устройства с шарнирным четырехзвенником:

1 – реактор; 2 – двигатель; 3 – крышка реактора; 4 – корпус привода; 5 – кривошип; 6 – шатун; 7 – коромысло; 8 – вал рабочего органа; 9 – рабочий орган

Предлагаемое перемешивающее устройство [49] работает следующим образом. Двигатель 2 вращает кривошип 5, который посредством шатуна 6 приводит в возвратно-вращательное движение коромысло 7, жестко соединенное с валом 8. Движение вала 8 передается на рабочий орган 9. Так как коромысло 7 совершает возвратно-вращательное движение, то движение рабочего органа тоже будет возвратно-вращательным, что приводит к перемешиванию обрабатываемой среды.

Синтез механизма с двумя независимыми замкнутыми контурами проведем при следующих условиях. Механизм должен существовать в трехподвижном пространстве ($\Pi=3$), иметь трехвершинное базовое звено ($T=3$), одно- (p_1) и двухподвижные (p_2) кинематические пары. Структурная математическая модель (2.5) после подстановки в нее условий синтеза примет вид:

$$\left\{ \begin{array}{l} p = \frac{1}{2}(3n_3 + 2n_2 + S); \\ n = n_3 + n_2; \\ 1 = 2p_2 + p_1 - 2 \cdot 3; \\ 2 = p - n; \\ p = p_1 + p_2; \\ 3 \leq 3. \end{array} \right. \quad (2.8)$$

Целочисленными корнями модели (2.8) являются следующие значения:

$$p_1=1, p_2=3, p=4, n_3=1, n_2=1, n=2, S=3; \quad (2.9)$$

$$p_1=3, p_2=2, p=5, n_3=1, n_2=2, n=3, S=3; \quad (2.10)$$

$$p_1=5, p_2=1, p=6, n_3=1, n_2=3, n=4, S=3; \quad (2.11)$$

$$p_1=7, p_2=0, p=7, n_3=1, n_2=4, n=5, S=3. \quad (2.12)$$

Предварительный анализ полученных решений показывает, что для синтеза устройства с более простой и надежной конструкцией количество двухподвижных кинематических пар не должно превышать двух ($p_2 \leq 2$), а общее число кинематических пар должно быть не более пяти ($\sum p \leq 5$). Поставленному условию отвечает решение (2.10), которому соответствует двухрядный планетарный механизм с двумя внешними зацеплениями. Так как применение только цилиндрических зубчатых колес в планетарных механизмах не позволяет реализовать возвратно-вращательное движение выходного вала, то необходимо [56, 77] заменить одну пару зубчатых колес эллиптическими (рис. 2.5а, б). Для получения большего значения максимального угла поворота выходного вала можно заменить обе пары цилиндрических колес эллиптическими [61, 135] (рис. 2.5в).

Каждый из синтезированных механизмов имеет (рис. 2.5): три одноподвижные (A, C, E) и две двухподвижные кинематические пары (B, D); одно трехвершинное (звено 2) и два двухвершинных звена (звенья 1, 3); три присоединения к стойке 0 ($S=3$). Таким образом, разработанные схемы полностью соответствует решению (2.10).

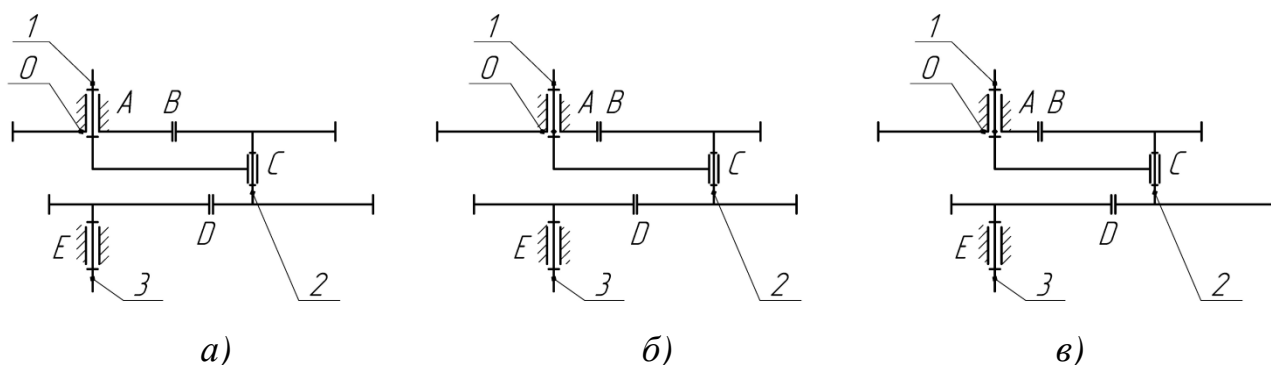


Рисунок 2.5 – Структурные схемы планетарных преобразователей вращательного движения в возвратно-вращательное:

а, б – схемы механизмов с парой цилиндрических и парой эллиптических колес; *в* – схема механизма с двумя парами эллиптических колес

Соединив входной вал исполнительного механизма с двигателем, а на выходном закрепив рабочий орган и поместив в реактор, получим схему возвратно-вращательного перемешивающего устройства. Пример такой схемы с планетарным исполнительным механизмом, имеющим пару цилиндрических и пару эллиптических колес, показан на рисунке 2.6.

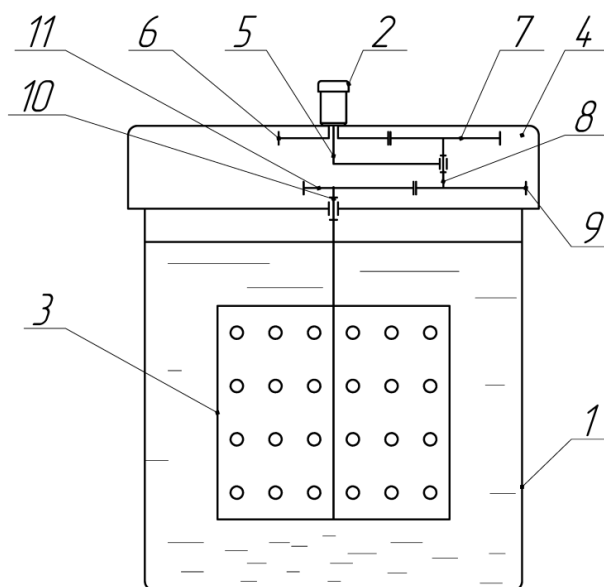


Рисунок 2.6 – Схема возвратно-вращательного перемешивающего устройства с планетарным исполнительным механизмом:

1 – реактор; 2 – двигатель; 3 – рабочий орган; 4 – корпус исполнительного механизма; 5 – входной вал и водило ИМ; 6 – солнечное колесо; 7, 8, 9 – цилиндрическое колесо, вал и эллиптическое колесо сателлита; 10 – выходной вал ИМ; 11 – эллиптическое зубчатое колесо

Данное перемешивающее устройство работает следующим образом. Двигатель 2 приводит в движение входной вал и водило 5. По неподвижному солнечному колесу 6 обкатывается цилиндрическое зубчатое колесо 7, через вал 8 и эллиптическую шестерню 9 движение передается эллиптическому зубчатому колесу 11 и выходному валу 10, а также жестко закрепленному на выходном валу рабочему органу 3. Движение рабочего органа приводит к перемешиванию обрабатываемой среды в реакторе 1.

2.3 Структурный анализ уравновешенного планетарного механизма преобразования вращательного движения в возвратно-вращательное

В синтезированных планетарных механизмах (рис. 2.5) без проведения дополнительных мер будут возникать неуравновешенные силы инерции, что может привести к значительным вибрациям или даже разрушению всего устройства. Так как центры масс эллиптических колес сателлита совершают сложное движение, то наиболее рациональным способом уравновешивания является добавление в схему механизма, показанного на рисунке 2.5а, одного или нескольких сателлитов, которые будут выполнять роль уравновешивающих масс. Одна из таких уравновешенных схем приведена на рисунке 2.7.

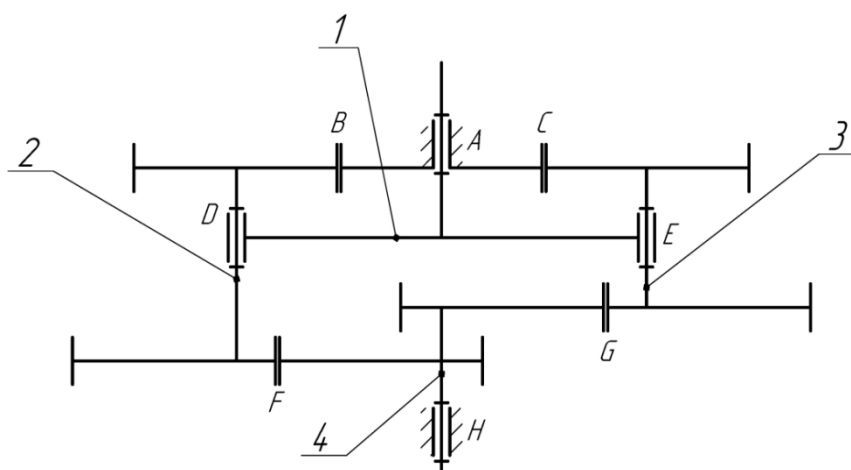


Рисунок 2.7 – Структурная схема двухсателлитного планетарного механизма:

1, 2, 3, 4 – звенья; А, В, С, D, E, F, G, H – кинематические пары

Так как структурные схемы одно- и двухсателлитного механизмов отличаются по составу звеньев и кинематических пар, то необходимо провести структурный анализ приведенного на рисунке 2.7 механизма и определить его подвижность.

Структурная схема механизма включает в себя: четыре низшие одноподвижные кинематические пары A, D, E, H ($p_1=4$), четыре высшие двухподвижные кинематические пары B, C, F, G ($p_2=4$), четыре трехвершинных звена 1-4 ($n_3=4$).

Исследуемый механизм существует в трехподвижном пространстве ($\Pi=3$) и имеет четыре присоединения к стойке ($S=4$).

Подставив значения в структурную математическую модель (2.5), получим:

$$\left\{ \begin{array}{l} 8 = \frac{1}{2}(3 \cdot 4 + 4); \\ n = n_3 = 4; \\ W = 2 \cdot 4 + 1 \cdot 4 - 4 \cdot 3 = 0; \\ k = 8 - 4 = 4; \\ p = p_1 + p_2 = 8; \\ 3 \leq 5 + 1. \end{array} \right. \quad (2.13)$$

В соответствии с системой уравнений (2.13), исследуемый двухсателлитный планетарный механизм имеет нулевую подвижность ($W=0$), то есть является статически определимой неподвижной конструкцией.

Таким образом, при добавлении дополнительных сателлитов на планетарный механизм накладываются избыточные связи, в результате чего он теряет подвижность и перестает быть механизмом. Добавление каждого сателлита уменьшает подвижность на единицу. Следовательно, для получения одноподвижного исполнительного механизма необходимо устранить избыточные связи.

Планетарный механизм с эллиптическими колесами, в котором устранены избыточные связи, показан на рисунке 2.8. Вместо круглого зубчатого колеса на сателлите 3 установлен противовес. Механизм включает в себя: четыре

одноподвижные низшие кинематические пары A, D, C, G ($p_1=4$), три двухподвижные высшие кинематические пары B, E, F ($p_2=3$), одно двухвершинное звено 3 ($n_2=1$) и три трехвершинных звена 1, 2 и 4 ($n_3=3$).

Исследуемый механизм существует в трехподвижном пространстве ($\Pi=3$) и имеет три присоединения к стойке ($S=3$).

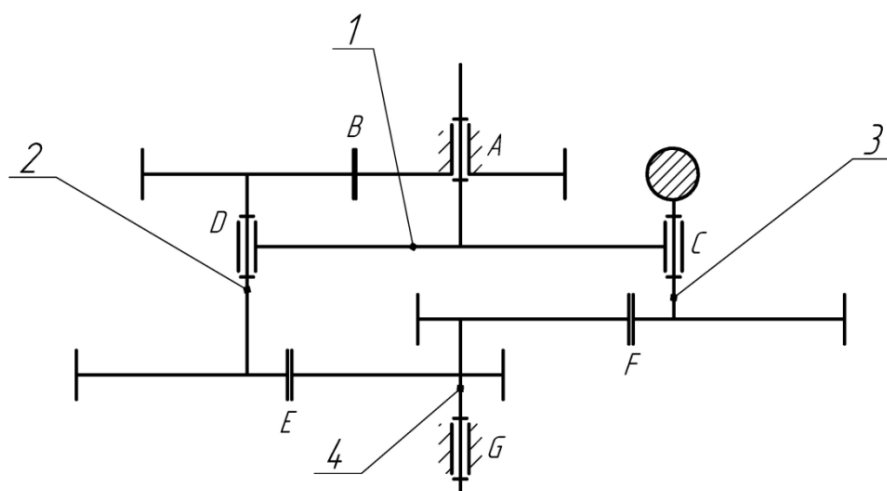


Рисунок 2.8 – Структурная схема двухспутеллитного планетарного механизма без избыточных связей:

1, 2, 3, 4 – звенья; A, B, C, D, E, F, G – кинематические пары

Проанализируем механизм, для чего подставим исходные значения в структурную математическую модель (2.5):

$$\left\{ \begin{array}{l} 7 = \frac{1}{2}(3 \cdot 3 + 2 \cdot 1 + 3); \\ n = n_3 + n_2 = 4; \\ W = 2 \cdot 3 + 1 \cdot 4 - 3 \cdot 3 = 1; \\ k = 7 - 4 = 3; \\ p = p_1 + p_2 = 7; \\ 3 \leq 3 + 1. \end{array} \right. \quad (2.14)$$

Согласно системе уравнений (2.14), полученная схема является одноподвижным механизмом и не содержит избыточных связей. Схема привода ВВПУ с предложенным двухспутеллитным планетарным исполнительным механизмом показана на рисунке 2.9.

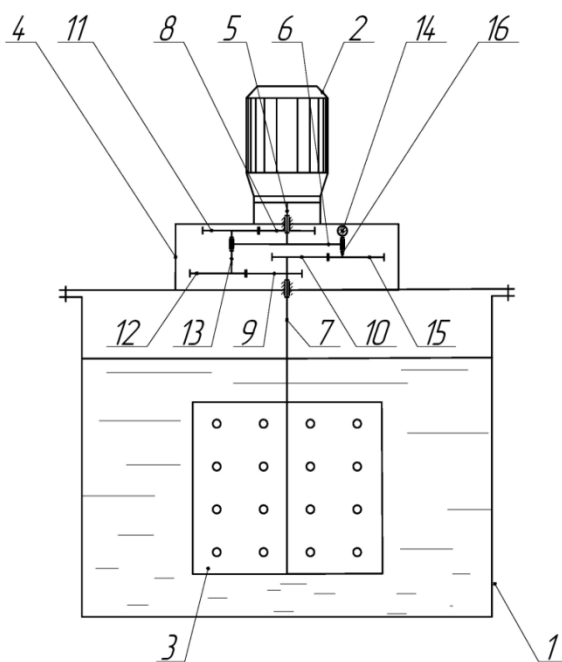


Рисунок 2.9 – Схема возвратно-вращательного перемешивающего устройства с уравновешенным планетарным исполнительным механизмом:

1 – реактор; 2 – двигатель; 3 – рабочий орган; 4 – исполнительный механизм; 5 – входной вал ИМ; 6 – водило; 7 – выходной вал ИМ; 8 – солнечное колесо; 9, 10 – эллиптические зубчатые колеса на выходном валу; 11, 12, 13 – цилиндрическое колесо, эллиптическое колесо и вал первого сателлита; 14, 15, 16 – противовес, эллиптическое колесо и вал второго сателлита.

Проведенный структурный синтез и анализ позволил построить схемы исполнительных механизмов ВВПУ с одним рабочим органом.

2.4 Синтез схем механизмов для передачи движения нескольким рабочим органам

Синтезированные исполнительные механизмы перемешивающих устройств могут эффективно использоваться в реакторах малого объема, однако для использования в больших объемах промышленных реакторов нецелесообразны, так как наличие лишь одного рабочего органа приводит к образованию застойных зон. Поэтому проведем структурный синтез механизмов для передачи возвратно-вращательного движения нескольким рабочим органам.

Синтезируем одноподвижные механизмы ($W=1$) с одним ($k=1$) и двумя ($k=2$) независимыми замкнутыми контурами.

Синтез механизма с одним независимым замкнутым контуром проведем при следующих условиях. Механизм должен существовать в двух-, трех- или четырехподвижном пространстве ($\Pi=2$, $\Pi=3$, $\Pi=4$), иметь двухвершинное базовое звено ($T=2$), одно- (p_1), двух- (p_2) и трехподвижные (p_3) кинематические пары. Структурная математическая модель после подстановки в нее условий синтеза примет вид:

$$\begin{cases} p = \frac{1}{2}(2n_2 + S); \\ n = n_2; \\ 1 = p_1 + 2p_2 + 3p_3 - \Pi; \\ 1 = p - n; \\ p = p_1 + p_2 + p_3; \\ 2 \leq 2. \end{cases} \quad (2.15)$$

Целочисленными корнями модели (2.15) являются следующие значения:

$$\Pi=2, p_1=3, p_2=3, n=2, S=2; \quad (2.16)$$

$$\Pi=3, p_1=2, p_2=1, p_3=3, n=2, S=2; \quad (2.17)$$

$$\Pi=4, p_1=2, p_3=1, p_2=3, n=2, S=2; \quad (2.18)$$

Поставленным условиям синтеза и полученным решениям соответствует три типа зубчатой передачи: с зацеплением Новикова – решение (2.16), прямозубая передача – решение (2.17), косозубая передача – решение (2.18). Структурная схема зубчатой передачи показана на рисунке 2.10.

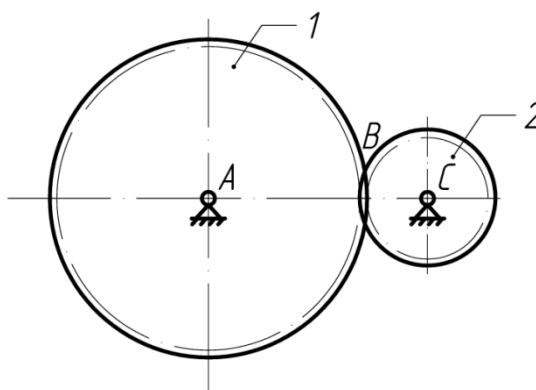


Рисунок 2.10 – Зубчатая передача:

1 – ведущее зубчатое колесо, 2 – ведомое зубчатое колесо;

A, C – вращательные кинематические пары; B – зубчатая кинематическая пара

Передача с зацеплением Новикова существует в двухподвижном пространстве, зубчатая кинематическая пара B является одноподвижной; прямозубая передача существует в трехподвижном пространстве, зубчатая кинематическая пара B является двухподвижной; косозубая передача существует в четырехподвижном пространстве, зубчатая кинематическая пара B является трехподвижной. Таким образом, каждый тип зацепления можно использовать для передачи возвратно-вращательного движения нескольким рабочим органам.

Для синтеза механизма с двумя независимыми контурами примем начальные условия, сформулированные для двухконтурного преобразователя вращательного движения в возвратно-вращательное. Тогда структурная математическая модель для этого случая примет вид (2.8), решением которой являются следующие значения: $p_1=3$, $p_2=2$, $p=5$, $n_3=1$, $n_2=2$, $n=3$, $S=3$. Найденному решению соответствует схема, показанная на рисунке 2.10.

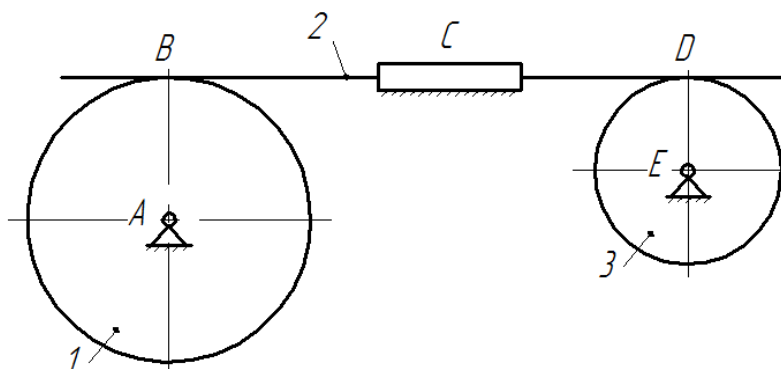


Рисунок 2.11 – Структурная схема реечной зубчатой передачи:

1, 3 – двухвершинные звенья, 2 – трехвершинное звено; A , C , E – одноподвижные кинематические пары, B , D – двухподвижные кинематические пары

Однако синтезированную реечную передачу неудобно использовать в исполнительном механизме перемешивающего устройства, поэтому, в соответствии с [90], заменим ее на гибкую передачу, работающую на принципе зацепления (ременную или цепную). Применение гибкой связи дает возможность передавать возвратно-вращательное движение на значительные расстояния, что позволяет реализовать исполнительный механизм в больших объемах промышленных реакторов.

2.5 Структурный анализ исполнительных механизмов перемешивающих устройств с несколькими рабочими органами

В результате проведенного структурного синтеза получены исполнительные механизмы устройств для передачи возвратно-вращательного движения нескольким рабочим органам, которые представляют собой пару зубчатых колес и гибкую передачу. Однако созданные структурные схемы механизмов позволяют использовать только два рабочих органа, прикрепленных к выходным валам зубчатых колес или звездочек.

Проведем структурный анализ механизма, состоящий из ведущего зубчатого колеса и произвольного числа x ведомых зубчатых колес (рис. 2.12).

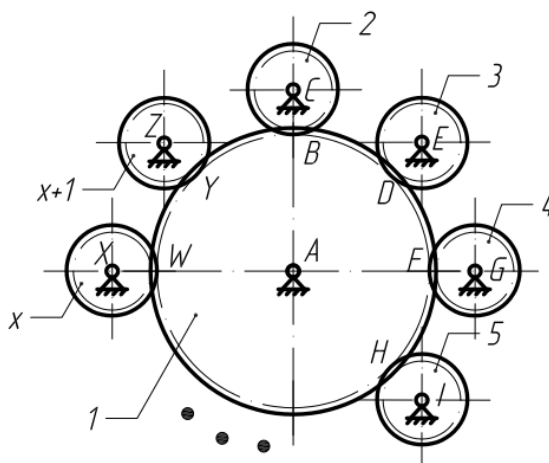


Рисунок 2.12 – Зубчатая передача с x ведомыми зубчатыми колесами:

1 – ведущее зубчатое колесо; 2, 3, ..., x , $x+1$ – ведомые зубчатые колеса;
 A, C, E, G, I, ..., X, Z – вращательные кинематические пары; B, D, F, H, ..., W, Y –
 зубчатые кинематические пары

Представленный на рисунке зубчатый механизм:

- имеет одну подвижность ($W=1$);
- в зависимости от типа зацепления существует в двух-, трех- или четырехподвижном пространстве (зацепление Новикова $\Pi=2$, прямозубая передача $\Pi=3$, косозубая передача $\Pi=4$);
- имеет x двухвершинных звеньев (ведомых зубчатых колес) ($n_2=x$), одно ($x+1$)-вершинное звено (ведущее зубчатое колесо) ($n_{x+1}=1$, $T=x+1$);

– имеет $(x+1)$ одноподвижных вращательных ($p_1=x+1$) кинематических пар, присоединенных к стойкам ($S=x+1$), и x зубчатых кинематических пар, составляющих x независимых замкнутых контуров ($k=x$).

Для зацепления Новикова зубчатые пары будут одноподвижными ($p_1=x$), для прямозубой передачи – двухподвижными ($p_2=x$), для косозубой – трехподвижными ($p_3=x$).

Подставляя полученные значения для зубчатой передачи с различными типами зацепления в структурную математическую модель (2.5), получим:

$$\left\{ \begin{array}{l} 2x+1 = \frac{1}{2}(1 \cdot (x+1) + 2 \cdot x + x+1); \\ x+1 = x+1; \\ 1 = 1 \cdot (2x+1) - x \cdot 2; \\ x = 2x+1 - (x+1); \\ 2x+1 = 2x+1; \\ x+1 \leq x+1. \end{array} \right. \quad (2.19)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} 2x+1 = \frac{1}{2}(1 \cdot (x+1) + 2 \cdot x + x+1); \\ x+1 = x+1; \\ 1 = 1 \cdot (x+1) + 2 \cdot x - x \cdot 3; \\ x = 2x+1 - (x+1); \\ 2x+1 = 2x+1; \\ x+1 \leq x+1. \end{array} \right. \quad (2.20)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} 2x+1 = \frac{1}{2}(1 \cdot (x+1) + 2 \cdot x + x+1); \\ x+1 = x+1; \\ 1 = 1 \cdot (x+1) + 3 \cdot x - x \cdot 4; \\ x = 2x+1 - (x+1); \\ 2x+1 = 2x+1; \\ x+1 \leq x+1. \end{array} \right. \quad (2.21)$$

Так как уравнения моделей (2.19) для зацепления Новикова, (2.20) для прямозубого зацепления и (2.21) для косозубого зацепления превратились в тождества, то полученные зубчатые механизмы, содержащие x ведомых зубчатых колес, имеют правильную структуру.

Проведем структурный анализ гибкой передачи, работающей на принципе зацепления. Для примера рассмотрим цепную передачу, состоящую из ведущей

звездочки, цепи и x ведомых звездочек. Кинематическая схема передачи показана на рисунке 2.13, структурная схема показана на рисунке 2.14.

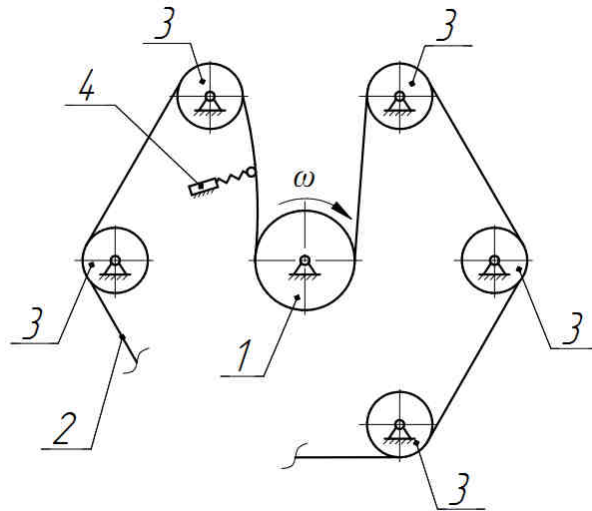


Рисунок 2.13 – Кинематическая схема цепной передачи с несколькими ведомыми звездочками:

1 – ведущая звездочка; 2 – цепь; 3 – ведомые звездочки; 4 – натяжной ролик

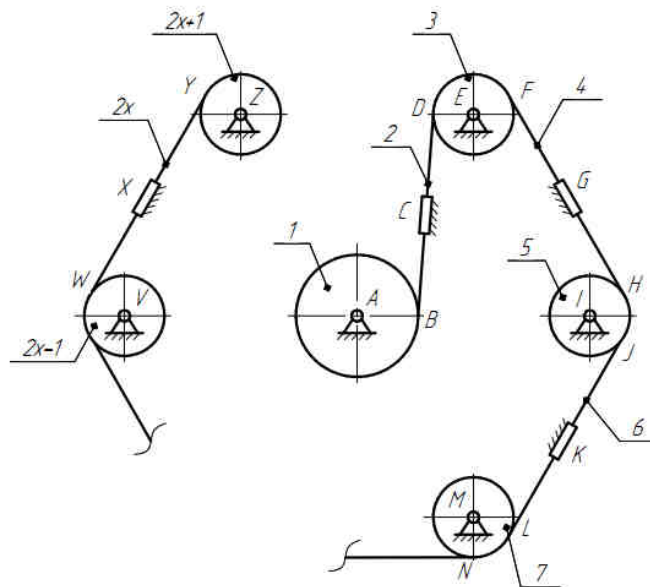


Рисунок 2.14 – Структурная схема цепной передачи с x ведомыми звездочками:

1 – ведущая звездочка; 2, 4, 6, ..., $2x-2$, $2x$ – рейка (гибкое звено);

3, 5, 7, ..., $2x-1$, $2x+1$ – ведомые звездочки

A, E, I, M, \dots, V, Z – вращательные одноподвижные кинематические пары;

C, G, K, \dots, X – поступательные одноподвижные кинематические пары;

B, D, F, H, \dots, W, Y – зубчатые двухподвижные кинематические пары

Согласно [90], в передачах с гибкой связью работает практически только ведущая ветвь, которая в момент работы «отвердевает», тогда в качестве структурной модели такой передачи можно выбрать реечную зубчатую передачу (рис. 2.14). Представленный на рисунке 2.14 механизм существует в трехподвижном пространстве ($\Pi=3$) и имеет:

- одну подвижность ($W=1$);
- 2 двухвершинных звена (ведущее и последнее ведомое колесо) ($n_2=2$), ($x-1$) трехвершинных ведомых зубчатых колес и x трехвершинных реек (гибких звеньев) ($n_3=2x-1$, $T=3$);
- ($x+1$) одноподвижных вращательных кинематических пар и x одноподвижных поступательных кинематических пар ($p_1=2x+1$), присоединенных к стойкам ($S=2x+1$), и $2x$ зубчатых двухподвижных кинематических пар ($p_2=2x$), составляющих $2x$ независимых замкнутых контуров ($k=2x$).

Подставляя полученные значения в структурную математическую модель (2.5), получим:

$$\begin{cases} 4x + 1 = \frac{1}{2}(3 \cdot (2x - 1) + 2 \cdot 2 + 2x + 1); \\ 2x + 1 = 2x + 1; \\ 1 = 1 \cdot (2x + 1) + 2 \cdot 2x - 2x \cdot 3; \\ 2x = 4x + 1 - (2x + 1); \\ 4x + 1 = 2x + 1 + 2x; \\ 3 \leq 2x + 1. \end{cases} \quad (2.22)$$

Так как уравнения модели (2.22) превратились в тождества, то полученная передача с гибкой связью, содержащая x ведомых звездочек, имеет правильную структуру.

Синтезированные механизмы позволяют создавать перемешивающие устройства с рациональным расположением рабочих органов по всему объему реакторов среднего объема [50, 57, 76, 95] (зубчатая передача), а также реакторов больших размеров и нестандартной формы [72] (гибкая передача).

При объединении синтезированных преобразователей вращательного движения в возвратно-вращательное и механизмов для передачи движения

нескольким рабочим органам, получим различные исполнительные механизмы перемешивающих устройств с возвратно-вращательным движением рабочих органов (рис. 2.15).

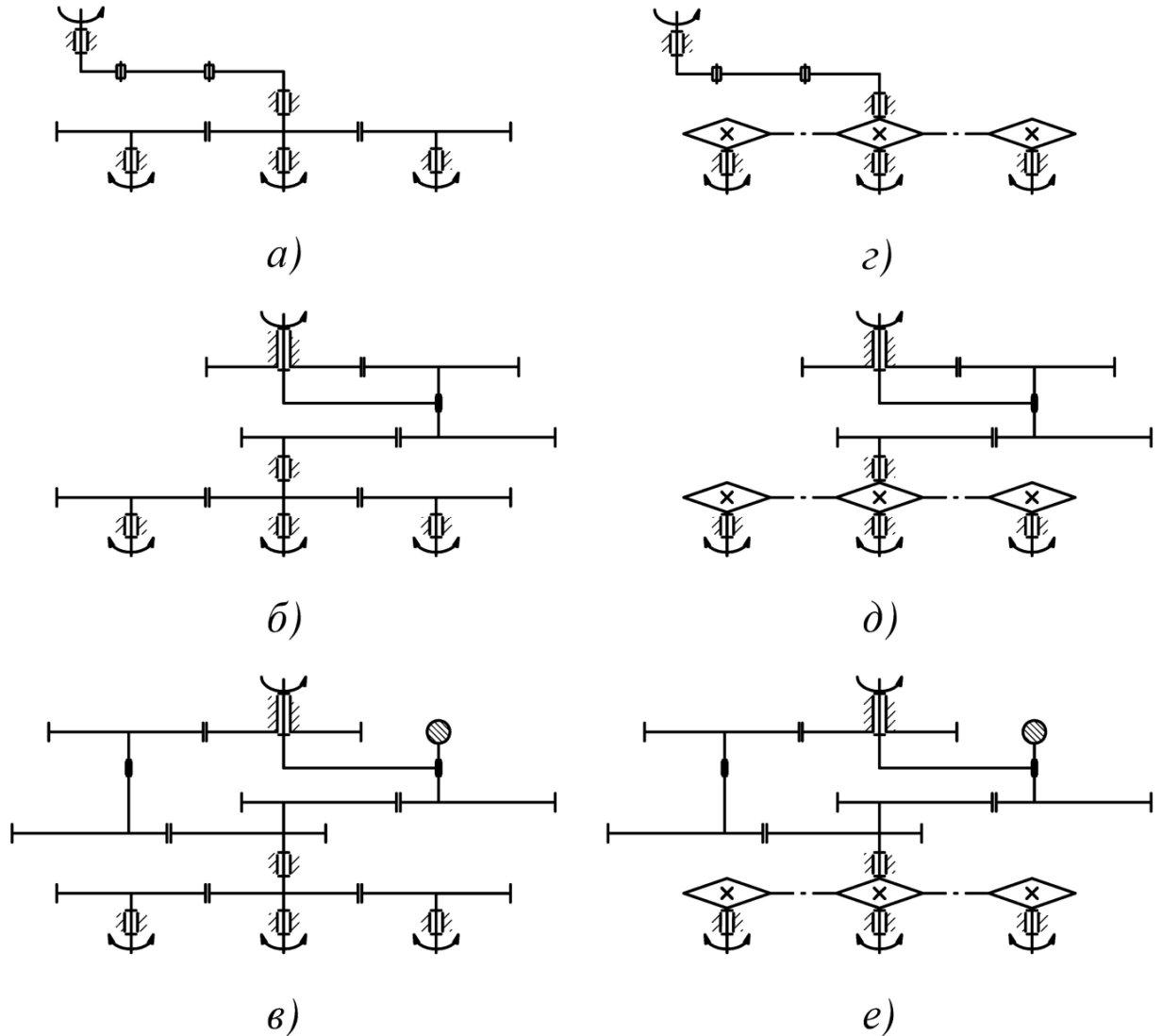


Рисунок 2.15 – Схемы исполнительных механизмов перемешивающих устройств с возвратно-вращательным движением рабочих органов

На рисунке 2.15 показаны варианты схем исполнительных механизмов, полученных при объединении:

- шарнирного четырехзвенника и зубчатой передачи (рис. 2.15, а);
- односателлитного планетарного механизма и зубчатой передачи (рис. 2.15, б);
- двухсателлитного планетарного механизма и зубчатой передачи (рис. 2.15, в);

- шарнирного четырехзвенника и цепной (ременной) передачи (рис. 2.15, *з*);
- односателлитного планетарного механизма и цепной (ременной) передачи (рис. 2.15, *д*);
- двухсателлитного планетарного механизма и цепной (ременной) передачи (рис. 2.15, *е*).

Для определения подвижности полученных сложных исполнительных механизмов воспользуемся структурной формулой (2.6). Каждое из рассмотренных устройств имеет в своем составе два одноподвижных ($W_1 = W_2 = 1$) простых механизма ($K=2$, $n=2$), присоединенных к одному ($m=1$) звену присоединения (валу коромысла для шарнирного четырехзвенника или выходному валу планетарного механизма). Подставляя полученные значения в структурную формулу (2.6), получим:

$$W_{с.м.} = 1 + 1 - (2 - 1) = 1. \quad (2.23)$$

Таким образом, полученные сложные механизмы являются одноподвижными. Соединив входной вал механизма с двигателем, а выходные валы с рабочими органами – получим перемешивающие устройства с возвратно-вращательным движением нескольких рабочих органов [57, 60, 62, 63].

2.6 Анализ полученных структурных схем и выбор механизма для исследований

В результате структурного синтеза получено несколько возможных схем исполнительных механизмов перемешивающих устройств, поэтому проанализируем их с точки зрения перспективности дальнейшего применения на практике.

Шарнирный четырехзвенник является одним из самых известных механизмов для преобразования вращательного движения в возвратно-вращательное, на его основе создано большое количество машин различного назначения. Кинематический анализ данного механизма проведен в [28, 74, 75,

86], а динамика перемешивающих устройств, в основе которых лежит шарнирный четырехзвенник, раскрыта в работах [68, 87, 129].

Так как кривошипно-коромысловый механизм содержит только вращательные кинематические пары, он является простым и надежным. Однако к его недостаткам можно отнести большие размеры по сравнению с зубчатыми механизмами; невозможность динамического уравнивания, что является причиной значительных вибраций корпуса и шума при работе; несоосность входного и выходного валов, что также приводит к увеличению габаритов привода перемешивающего устройства.

Механизмы с некруглыми колесами используются в основном только для обеспечения переменной угловой скорости выходного вала без изменения ее направления. Следует отметить, что синтезированный планетарный механизм для преобразования вращательного движения в возвратно-вращательное был предложен Ф.Л. Литвиным и Х.Ф. Кетовым [6, 39]. Однако, в работе Ф.Л. Литвина [39] приведена только структурная схема для механизма с двумя парами эллиптических колес, имеющих одинаковые эксцентриситеты, а также исследована кинематика такого механизма. В более поздних работах Ф.Л. Литвина, например [123], описание и исследование планетарных передач с некруглыми колесами отсутствует.

Планетарный механизм с эллиптическими колесами является компактным и надежным, легко уравнивается, а соосность входного и выходного валов позволяет упростить модернизацию существующих вращательных перемешивающих устройств.

Так как для проведения экспериментальных исследований необходимо спроектировать и изготовить лабораторный стенд с одним рабочим органом, то далее будем проводить исследования возвратно-вращательного перемешивающего устройства с двухсателлитным планетарным исполнительным механизмом с эллиптическими зубчатыми колесами. Конструкция ИМ показана на рисунке 2.16.

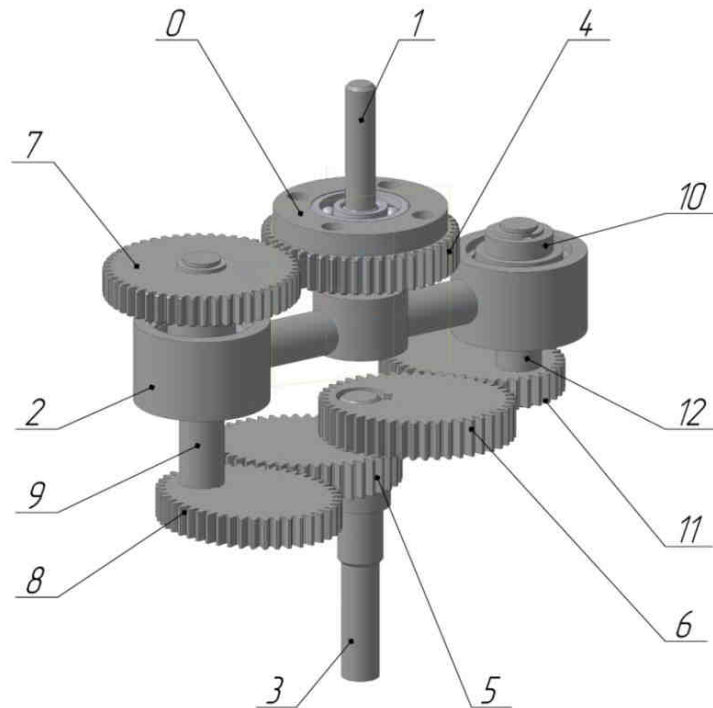


Рисунок 2.16 – Двухсателлитный планетарный механизм с эллиптическими зубчатыми колесами

Предложенная конструкция соответствует структурной схеме на рисунке 2.8. Планетарный механизм состоит из стойки 0, которая крепится к корпусу (на рисунке не показан), входного вала 1, водила 2, выходного вала 3, солнечного колеса 4, эллиптических зубчатых колес 5 и 6 на выходном валу, расположенных под углом 180° , первого сателлита, состоящего из цилиндрического зубчатого колеса 7, эллиптического колеса 8 и вала 9, второго сателлита, состоящего из противовеса 10, эллиптического колеса 11 и вала 12.

2.7 Выводы по второй главе

1. Предложено в качестве метода структурного анализа и синтеза использовать структурные математические модели, которые позволяют создавать как простые механизмы, существующие в различных по подвижности пространствах, так и сложные механизмы, образованные из простых.

2. Исходя из соображений простоты и надежности будущих механизмов были сформулированы начальные условия синтеза: количество независимых замкнутых контуров $k=1,2$; подвижность пространства, в которых существуют механизмы $\Pi = 3$; количество вершин базового звена $T = 2, 3$; использование только одно- (p_1) и двухподвижных (p_2) кинематических пар.

3. Проведен структурный синтез одноконтурного и двухконтурного преобразователей вращательного движения в возвратно-вращательное, в результате которого получены следующие механизмы: шарнирный четырехзвенник, кулисный механизм ($k=1$) и планетарный механизм с эллиптическими зубчатыми колесами ($k=2$).

4. С помощью структурного анализа показано, что при уравнивании планетарного механизма дополнительными сателлитами накладываются избыточные связи, в результате чего он теряет подвижность и перестает быть механизмом. Предложено на каждом из дополнительных сателлитов вместо цилиндрического зубчатого колеса использовать противовес, тем самым устранив избыточные связи.

5. Проведен структурный синтез одно- и двухконтурных механизмов для передачи движения нескольким рабочим органам, в результате которого получены зубчатая передача ($k=1$) и цепная (или ременная) передача ($k=2$). Так как при добавлении дополнительных зубчатых колес (цепных звездочек, шкивов) меняется структура, то проведен структурный анализ исполнительных механизмов для перемешивающих устройств с произвольным числом периферийных рабочих органов.

6. Проведен структурный анализ сложных исполнительных механизмов, полученных при объединении синтезированных преобразователей движения и

устройств для передачи движения периферийным рабочим органам. В результате анализа показано, что полученные исполнительные механизмы также имеют одну степень свободы.

7. В качестве исполнительного механизма ВВПУ для дальнейших исследований был выбран двухсателлитный планетарный механизм с эллиптическими зубчатыми колесами, так как он является более перспективным с точки зрения компактности, надежности, простоты уравнивания.

8. Анализ полученных структурных схем показывает, что создаваемые на их основе машины являются достаточно простыми и технологичными, образованы из высоконадежных и хорошо отработанных устройств. Так как выходные звенья синтезированных механизмов образуют со стойкой вращательные кинематические пары, то такие машины могут применяться во всех тех же случаях, когда применяются классические перемешивающие устройства с постоянной угловой скоростью вращения рабочего органа.

ГЛАВА 3. Кинематика и динамика перемешивающих устройств с возвратно-вращательным движением рабочих органов

Важное место при исследовании машин отводится изучению их кинематики и динамики, что позволяет находить законы движения звеньев машины, производить совместный анализ сил, действующих на рабочие органы, выявлять нерационально функционирующие узлы, исследовать и оптимизировать режимы работы устройства, а также конструкцию в целом [33, 38, 143].

Производить изучение механических процессов, протекающих в машинах, можно экспериментально и с помощью математических моделей, устанавливающих количественные взаимосвязи между параметрами, характеризующими машину в каждый промежуток времени. Построение и анализ этих моделей проводится на этапе проектирования машины и дает возможность избежать слишком больших затрат, необходимых для их непосредственного исследования. Анализ перемешивающего устройства, в соответствии с [38, 96], необходимо провести в несколько этапов:

- исследовать кинематику исполнительного механизма, определить законы движения звеньев и их центров масс;
- провести уравнивание исполнительного механизма;
- определить полезную нагрузку на рабочем органе и рассчитать потребляемую мощность при различных режимах работы ВВПУ;
- построить одномассовую динамическую модель исследуемой машины, определить параметры модели;
- проанализировать полученную модель различными методами;
- исследовать кинестатику перемешивающего устройства.

При анализе динамических характеристик ВВПУ с помощью математических моделей в общем случае необходимо совместное решение системы дифференциальных и алгебраических уравнений, описывающих гидравлическое сопротивление при перемещении рабочего органа и механическое движение звеньев механизма. Решение полученных систем будем проводить с использованием аналитических и численных методов математики.

3.1 Кинематический анализ планетарного исполнительного механизма с некруглыми зубчатыми колесами

Исследования кинематики планетарных механизмов проводятся с использованием аналитических и графических методов [38]. Аналитическое определение передаточного отношения проводится с использованием метода обращения движения, при этом находят соотношение числа зубьев зубчатых колес. Так как в механизмах с эллиптическими зубчатыми колесами передаточное отношение меняется во время цикла работы, используем графический метод Кутцбаха-Смирнова.

Проведем кинематический анализ предложенного планетарного механизма с эллиптическими зубчатыми колесами. Сателлит с противовесом повторяет движение первого сателлита, поэтому для исследования кинематики изобразим схему механизма с одним сателлитом (рис. 3.1).

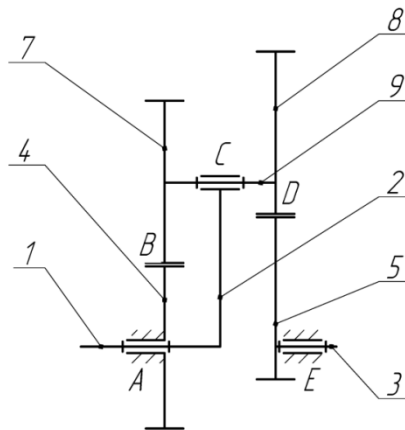


Рисунок 3.1 – Кинематическая схема планетарного механизма с одним сателлитом

В соответствии с выбранным методом [38, 69, 73, 131] построим планы линейных скоростей звеньев в различных положениях (рис. 3.2). Из точки C , лежащей на одном уровне с точкой C на схеме механизма, откладываем вектор CC' , изображающий скорость точки C водила. Соединив точку C' с точкой A , соответствующей неподвижной точке A на оси водила, получаем линию $C'A$, изображающую распределение линейных скоростей водила CA . Для сателлита известны скорости двух точек: точки C , общей для водила и сателлита, и точки B ,

скорость которой равна нулю по условию качения начальной окружности колеса 7 по начальной окружности колеса 4. Точке B соответствует точка B на плане скоростей. Соединив точку B с точкой C' , получим линию распределения линейных скоростей сателлита. На этой линии лежит точка D' – конец вектора DD' , изображающего скорость точки D . Эта точка является общей для пары эллиптических колес 5 и 8. Поэтому, соединив точку D' с точкой A , получим линию распределения линейных скоростей эллиптического колеса 5 и соответственно выходного вала 3.

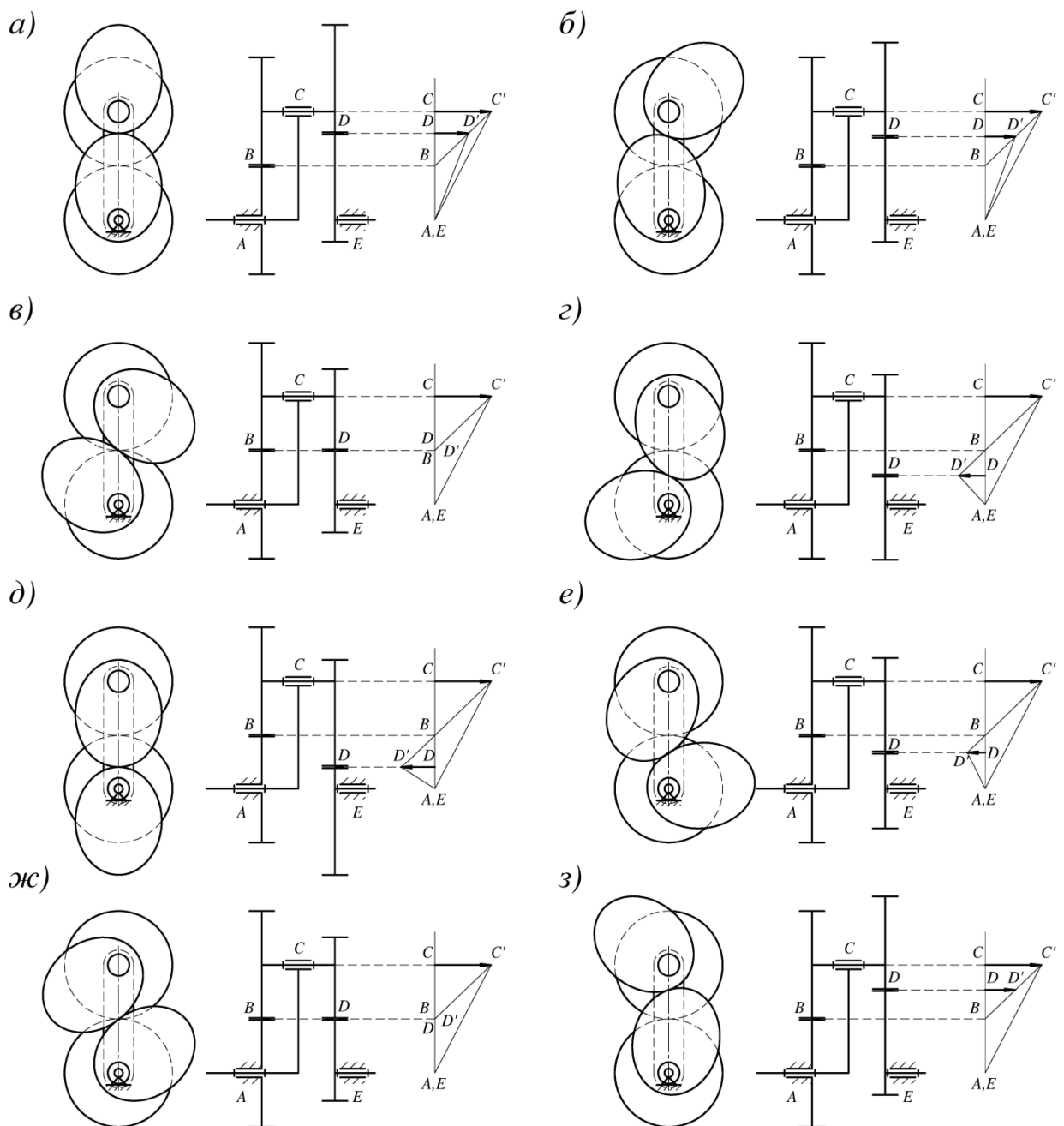


Рисунок 3.2 – Планы скоростей механизма

Как известно [38, 96], аналог угловой скорости выходного звена 3 определится по формуле:

$$\varphi_3' = \frac{d\varphi_3}{d\varphi_1} = \frac{\omega_3}{\omega_1}. \quad (3.1)$$

Преобразуем (3.1) в соответствии с рисунком 3.2:

$$\varphi_3' = \frac{v_C \cdot AC}{v_B \cdot DE} = \frac{BD \cdot AC}{BC \cdot DE}. \quad (3.2)$$

Как видно из рисунка 3.2, точка D меняет свое положение относительно неподвижной точки A , что приводит к изменению величины и направления вектора скорости DD' . Для определения расстояний CD и DE необходимо рассмотреть уравнение эллипса в полярных координатах. Согласно [35, 113], если принять фокус ведущего эллипса за полюс, а большую ось – за полярную ось (рис. 3.3), то уравнение эллипса примет вид [98]:

$$\rho(\varphi_x) = \frac{p}{1 - e \cos \varphi_x}, \quad (3.3)$$

$$p = a(1 - e^2), \quad (3.4)$$

где $\varphi_x = \varphi_1 + \pi$ – угол поворота эллиптического колеса 8; p – фокальный параметр эллипса; e – эксцентриситет эллипса; a – большая полуось эллипса.

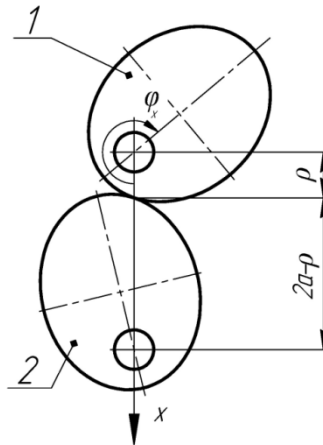


Рисунок 3.3 – Зацепление пары эллиптических колес

Тогда длины отрезков BD и ED определяются:

$$BD = a - \rho; \quad (3.5)$$

$$ED = 2a - \rho. \quad (3.6)$$

Учитывая, что $AC=2a$, $BC=a$, подставим (3.5), (3.6) в (3.2) и получим:

$$\varphi_3' = \frac{(a - \rho) \cdot 2a}{a \cdot (2a - \rho)} = 1 - \frac{\rho}{2a - \rho}. \quad (3.7)$$

Подставим (3.3), (3.4) в (3.7):

$$\varphi_3'(\varphi_1) = 1 - \frac{P}{2a(1 - e \cos(\varphi_1 + \pi)) - p}. \quad (3.8)$$

Для определения аналога углового ускорения $\varphi_3''(\varphi_1)$ продифференцируем (3.8) по обобщенной координате:

$$\varphi_3''(\varphi_1) = \frac{2p \cdot a \cdot e \cdot \sin(\varphi_1 + \pi)}{(2a(1 - e \cos(\varphi_1 + \pi)) - p)^2}. \quad (3.9)$$

Определим закон движения выходного вала $\varphi_3(\varphi_1)$, проинтегрировав (3.8) по обобщенной координате:

$$\varphi_3(\varphi_1) = \varphi_1 - \frac{(1-e^2)}{\sqrt{(1+e^2)^2 - 4e^2}} \cdot \left[\operatorname{arctg} \left(\frac{(1+e^2) \cdot \operatorname{tg}(\varphi_1 + \pi)}{\sqrt{(1+e^2)^2 - 4e^2}} \right) + \operatorname{arctg} \left(\frac{2e \cdot \sin(\varphi_1 + \pi)}{\sqrt{(1+e^2)^2 - 4e^2}} \right) \right]. \quad (3.10)$$

Таким образом, представленный метод позволяет найти аналитические зависимости для исследования кинематики планетарного механизма. Как следует из формул (3.8)–(3.10), угол поворота, аналоги угловой скорости и углового ускорения зависят только от эксцентриситета e эллиптических колес. В качестве примера рассмотрим пять конфигураций планетарного механизма с различными эксцентриситетами эллиптических колес: $e_1=0.3$, $e_2=0.5$, $e_3=0.7$, $e_4=0.8$, $e_5=0.9$. Используя выражения (3.8)–(3.10), построим графики функций $\varphi_3(\varphi_1)$, $\varphi_3'(\varphi_1)$, $\varphi_3''(\varphi_1)$ для этих механизмов (рис. 3.4).

Анализ приведенных на рисунке 3.4 зависимостей позволяет установить, что угол качания выходного звена и асимметрия хода определяются выбором эксцентриситетов эллиптических колес. Данные характеристики часто являются основополагающими при проектировании машин с возвратно-вращательным движением рабочих органов, поэтому рассмотрим подробнее взаимосвязь этих параметров от эксцентриситетов эллиптических колес.

Угол качания α выходного звена определится из выражения:

$$\alpha = \varphi_{3\max} - \varphi_{3\min}; \quad (3.11)$$

где $\varphi_{3\max}$ и $\varphi_{3\min}$ – максимальный и минимальный углы поворота выходного вала.

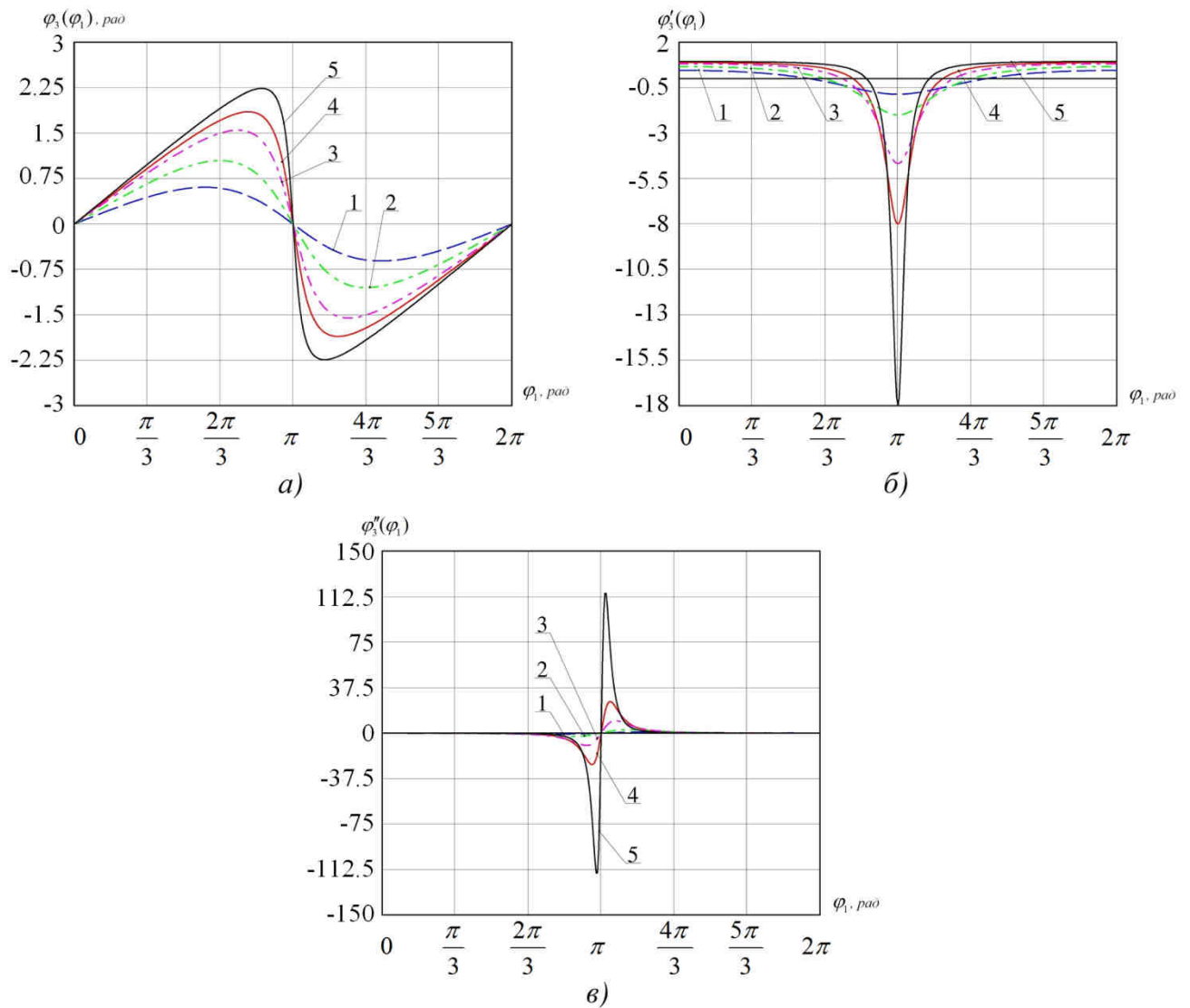


Рисунок 3.4 – Графики функций положения, аналогов скоростей и ускорений для механизмов с различными эксцентриситетами эллиптических колес: 1 – $e_1=0.3$, 2 – $e_2=0.5$, 3 – $e_3=0.7$, 4 – $e_4=0.8$, 5 – $e_5=0.9$

Асимметрию хода будем оценивать с помощью предложенного в [83] коэффициента изменения скорости хода механизма:

$$k = \frac{\varphi_{p.x.}}{\varphi_{x.x.}}, \quad (3.12)$$

где $\varphi_{p.x.}$ и $\varphi_{x.x.}$ – углы поворота входного вала при рабочем и холостом ходах соответственно.

Для нахождения коэффициента k проведем на графике отрезки AB и CD (рис. 3.5), которые проходят через экстремумы функций $\varphi_3(\varphi_1)$ при различных эксцентриситетах и пересекают ось φ_1 в точках $A(\frac{\pi}{2};0)$ и $C(\frac{3\pi}{2};0)$. Выполнив необходимые построения и учитывая, что график функции симметричен относительно оси φ_1 , определим углы поворота входного вала на холостом и рабочем ходах:

$$\varphi_{x.x.} = \pi - 2AB_n \cdot \cos \beta, \quad (3.13)$$

$$\varphi_{p.x.} = 2\pi - \varphi_{x.x.} = \pi + 2AB_n \cdot \cos \beta, \quad (3.14)$$

где n – номер кривой на графике, β – угол между AB и осью φ_1 .

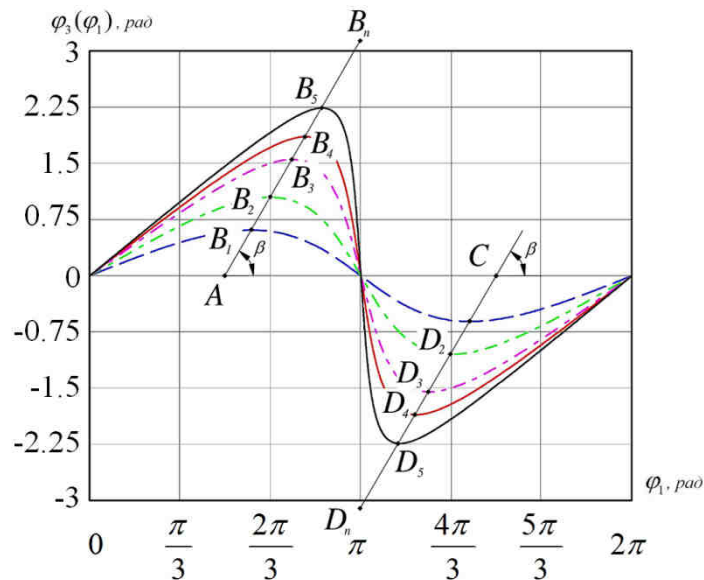


Рисунок 3.5 – Графики функций $\varphi_3(\varphi_1)$ для нахождения k

Учитывая, что $AB_n = \frac{\varphi_{3\max}}{\sin \beta}$, а $\operatorname{ctg} \beta = 0.5$, преобразуем (3.13), (3.14) и

получим:

$$\varphi_{x.x.} = \pi - \varphi_{3\max}, \quad (3.15)$$

$$\varphi_{p.x.} = \pi + \varphi_{3\max}. \quad (3.16)$$

Подставляя (3.15) и (3.16) в (3.12), определим коэффициент изменения скорости хода механизма:

$$k = \frac{\pi + \varphi_{3\max}}{\pi - \varphi_{3\max}}. \quad (3.17)$$

Используя формулы (3.11) и (3.17), построим графики зависимостей угла качания и коэффициента изменения скорости хода механизма от эксцентриситета пары эллиптических колес.

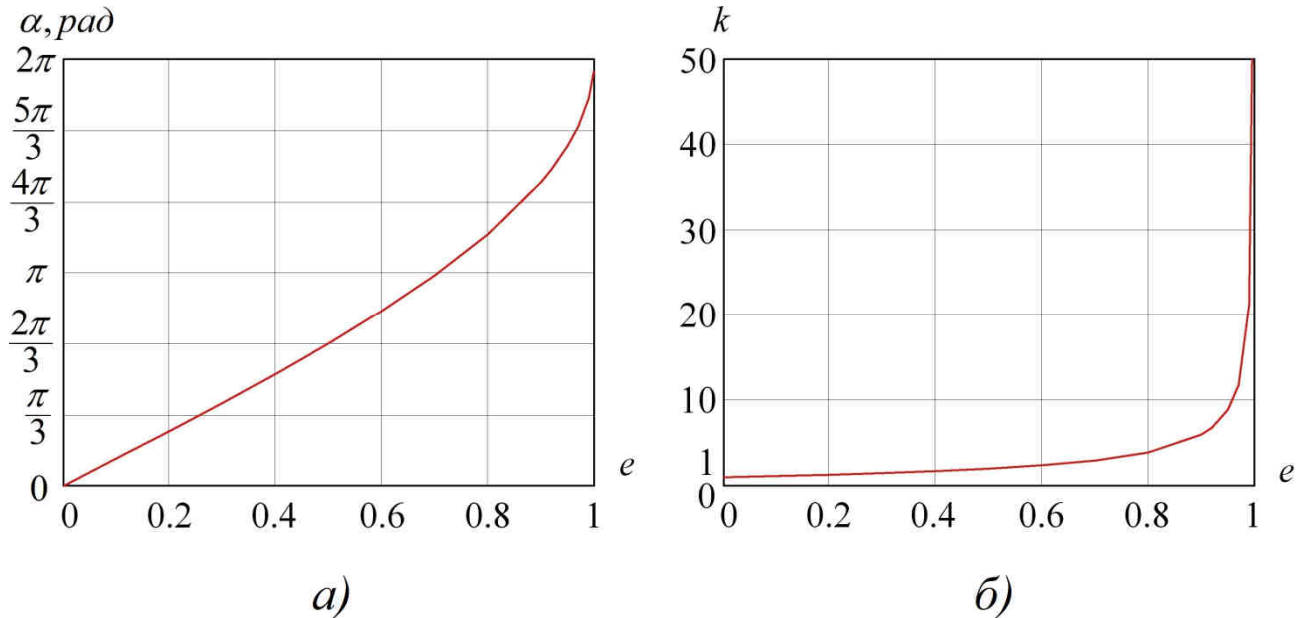


Рисунок 3.6 – Графики зависимостей $\alpha(e)$ (а) и $k(e)$ (б)

Из выражения (3.17) и графиков на рис. 3.5, 3.6 можно сделать следующие выводы. При увеличении эксцентриситета эллиптических зубчатых колес угол качания α выходного вала механизма возрастает и стремится к значению 2π . Так как при этом угол $\varphi_{3\max}$ возрастает от 0 до π , то коэффициент k лежит в диапазоне от 1 до $+\infty$, что позволяет выбирать асимметрию хода создаваемых исполнительных механизмов в широких пределах.

Для проведения дальнейшего динамического анализа перемешивающего устройства с планетарным исполнительным механизмом необходимо кроме найденного аналога угловой скорости выходного вала φ'_3 , также определить кинематические характеристики элементов сателлита:

– аналог угловой скорости сателлита ($\varphi'_c = \frac{\omega_c}{\omega_1}$);

– аналог скорости центра масс цилиндрического колеса 7 и вала 9 сателлита ($S'_7 = S'_9 = \frac{v_9}{\omega_1}$);

– аналог скорости центра масс эллиптического колеса 8 ($S'_8 = \frac{v_8}{\omega_1}$).

Построим расчетную схему для нахождения указанных характеристик (рис. 3.7).

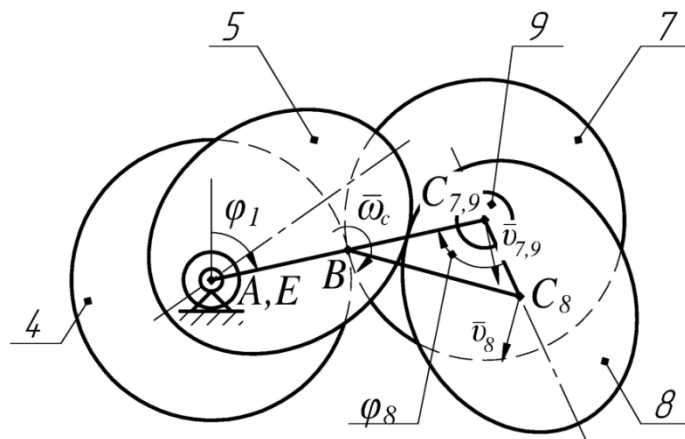


Рисунок 3.7 – Расчетная схема для нахождения кинематических характеристик сателлита

Обозначения звеньев на рисунке 3.7 совпадают с обозначениями на рисунке 3.1. Точка B для сателлита будет МЦС. Как видно из рисунка, скорость v_9 центра масс C_9 вала сателлита и угловая скорость сателлита ω_c определяются:

$$v_9 = \omega_1 \cdot AC_9 = \omega_1 \cdot 2a; \quad (3.18)$$

$$\omega_c = \frac{v_9}{BC_9} = 2\omega_1. \quad (3.19)$$

Тогда формулы для определения аналогов скоростей ϕ'_c и S'_9 с учетом (3.18), (3.19) примут вид:

$$\phi'_c = 2; \quad (3.20)$$

$$S'_9 = 2a. \quad (3.21)$$

Скорость центра масс C_8 эллиптического колеса определится:

$$v_8 = \omega_c \cdot BC_8. \quad (3.22)$$

Расстояние BC_8 определится по теореме косинусов из треугольника BC_9C_8 (рис. 3.7):

$$BC_8 = \sqrt{C_9C_8^2 + BC_9^2 - 2C_9C_8 \cdot BC_9 \cdot \cos \varphi_6}; \quad (3.23)$$

где $C_9C_8 = a \cdot e$ – фокальное расстояние эллиптических колес [84, 86], $BC_9 = R_7 = a$ – радиус цилиндрического колеса 7.

Тогда формула для определения аналога скорости S'_8 с учетом (3.19), (3.22), (3.23) примет вид:

$$S'_8 = 2 \cdot \sqrt{(a \cdot e)^2 + a^2 - 2a^2e \cdot \cos \varphi_6}; \quad (3.24)$$

Таким образом, выражения (3.8), (3.20), (3.21), (3.24) позволяют найти аналоги линейных и угловых скоростей звеньев и центров масс звеньев планетарного механизма с эллиптическими зубчатыми колесами. Полученные характеристики применяются при построении динамической модели ВВПУ для нахождения приведенного момента инерции.

3.2 Уравновешивание планетарного исполнительного механизма ВВПУ

В главе 2, работах [78, 79] показано, что без проведения дополнительных мер в планетарном механизме будут возникать неуравновешенные силы инерции. Это может привести к значительным вибрациям или даже разрушению всего устройства.

Для устранения нежелательных вибраций ранее предложено использовать схему двухсателлитного механизма, в котором на дополнительном сателлите вместо цилиндрического зубчатого колеса располагается противовес (рис. 2.7, 2.15).

После выбора и анализа рациональной, с точки зрения простоты уравновешивания, структурной схемы необходимо найти соотношения масс звеньев, максимально удовлетворяющих условиям статического и/или динамического равновесия.

Для проведения уравнивания изобразим расчетную схему механизма (рис. 3.8).

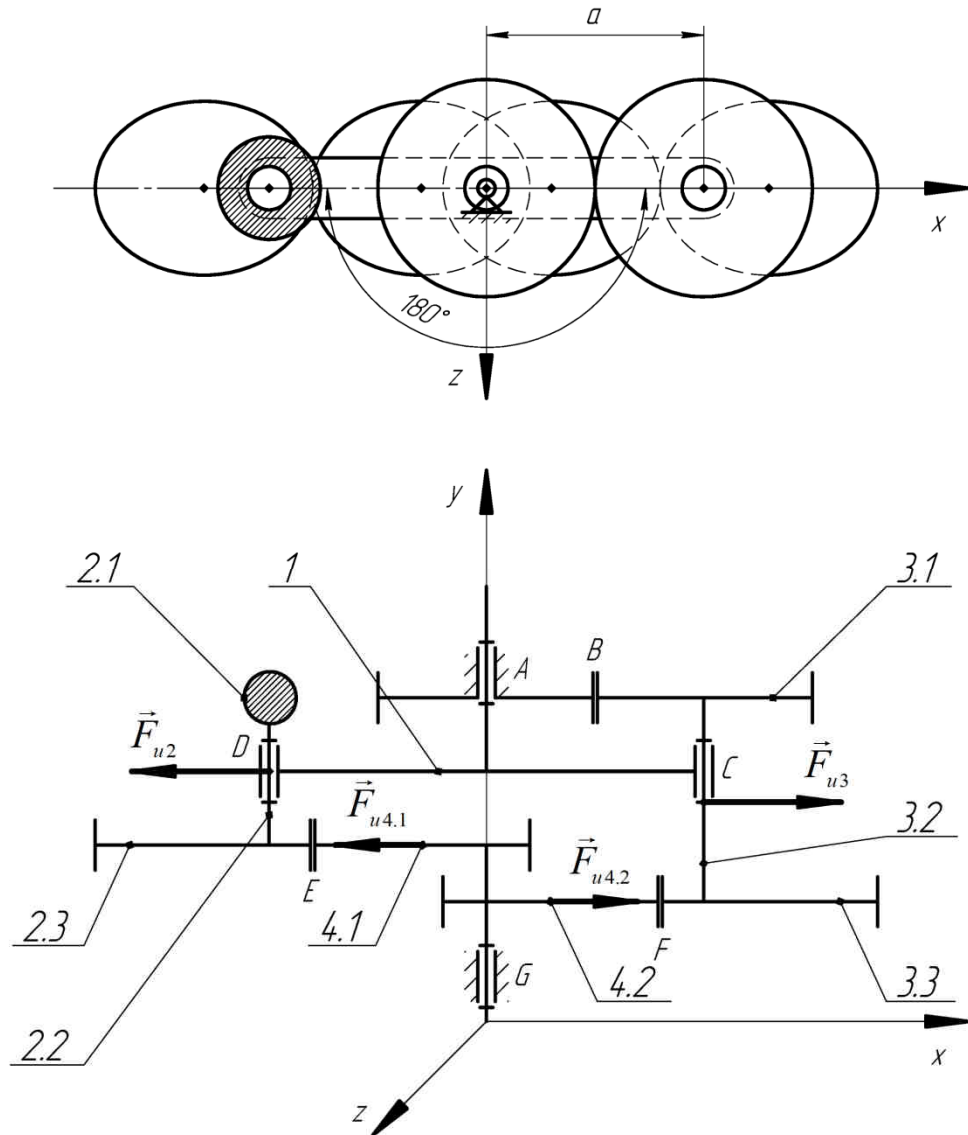


Рисунок 3.8 – Расчетная схема двухсателлитного планетарного механизма

В соответствии с [38], для статического уравнивания необходимо, чтобы главный вектор сил инерции \vec{F}_u был равен нулю:

$$\vec{F}_u = 0, \quad (3.25)$$

что равносильно условию расположения центра масс механизма на оси вращения.

Так как звенья вращаются вокруг оси y , то для соблюдения условия (3.25) запишем уравнения равновесия в проекциях на координатные оси x и z (индексы звеньев показаны на рис. 3.8):

$$\begin{cases} m_1 x_1 + m_{2.1} x_{2.1} + m_{2.2} x_{2.2} + m_{2.3} x_{2.3} + m_{3.1} x_{3.1} + \\ + m_{3.2} x_{3.2} + m_{3.3} x_{3.3} + m_{4.1} x_{4.1} + m_{4.2} x_{4.2} = 0; \\ m_1 z_1 + m_{2.1} z_{2.1} + m_{2.2} z_{2.2} + m_{2.3} z_{2.3} + m_{3.1} z_{3.1} + \\ + m_{3.2} z_{3.2} + m_{3.3} z_{3.3} + m_{4.1} z_{4.1} + m_{4.2} z_{4.2} = 0. \end{cases} \quad (3.26)$$

Из рисунка видно, что $x_1 = 0$, $z_1 = 0$, $x_{2.1} = x_{2.2} = -x_{3.1} = -x_{3.2} = -2a$, где $2a$ – межосевое расстояние, $z_{2.1} = z_{2.2} = z_{3.1} = z_{3.2} = 0$. Координаты $x_{2.3}$, $x_{3.3}$, $x_{4.1}$, $x_{4.2}$ и $z_{2.3}$, $z_{3.3}$, $z_{4.1}$, $z_{4.2}$ изменяются во время движения механизма, однако в любом положении выполняются условия $x_{2.3} = -x_{3.3}$, $x_{4.1} = -x_{4.2}$ и $z_{2.3} = -z_{3.3}$, $z_{4.1} = -z_{4.2}$. Учитывая это, (3.26) примет вид:

$$\begin{cases} x_{2.1}(m_{2.1} + m_{2.2} - m_{3.1} - m_{3.2}) + \\ + x_{2.3}(m_{2.3} - m_{3.3}) + x_{4.1}(m_{4.1} - m_{4.2}) = 0; \\ z_{2.3}(m_{2.3} - m_{3.3}) + z_{4.1}(m_{4.1} - m_{4.2}) = 0. \end{cases} \quad (3.27)$$

Анализ системы уравнений (3.27) показывает, что наиболее простым и конструктивно рациональным решением являются следующие соотношения масс звеньев:

$$m_{2.1} + m_{2.2} = m_{3.1} + m_{3.2}; \quad (3.28)$$

$$m_{2.3} = m_{3.3}; \quad (3.29)$$

$$m_{4.1} = m_{4.2}. \quad (3.30)$$

Таким образом, условия (3.28) – (3.30) позволяют создать статически уравновешенный двухсателлитный планетарный механизм.

Для динамического уравновешивания, в соответствии с [38], необходимо, чтобы главный момент сил инерции \vec{M}_u был равен нулю:

$$\vec{M}_u = 0. \quad (3.31)$$

Пара сил инерции \vec{F}_{u2} и \vec{F}_{u3} создают момент, который будет приводить к перекосу водила и передаваться на входной вал и опору А. Для его устранения необходимо, чтобы координаты у центров масс сателлитов совпадали, то есть соблюдение условия $y_{c2} = y_{c3}$. Согласно рисунку 3.8, получим:

$$\frac{m_{2.1} y_{2.1} + m_{2.2} y_{2.2} + m_{2.3} y_{2.3}}{m_{2.1} + m_{2.2} + m_{2.3}} = \frac{m_{3.1} y_{3.1} + m_{3.2} y_{3.2} + m_{3.3} y_{3.3}}{m_{3.1} + m_{3.2} + m_{3.3}}. \quad (3.32)$$

Учитывая (3.28), (3.29), знаменатели в левой и правой части тождества (3.32) можно сократить.

Выразим из (3.28) $m_{2,2}$:

$$m_{2,2} = m_{3,1} + m_{3,2} - m_{2,1}; \quad (3.33)$$

Подставляя (3.33) в (3.32) и выполнив преобразования, получим:

$$m_{2,1} = \frac{m_{3,1}(y_{3,1} - y_{2,2}) + m_{3,2}(y_{3,2} - y_{2,2}) + m_{3,3}(y_{3,3} - y_{2,3})}{y_{2,1} - y_{2,2}}. \quad (3.34)$$

Условие (3.34) позволяет выбрать массу противовеса так, чтобы устранить момент пары сил \vec{F}_{u2} и \vec{F}_{u3} , и таким образом динамически уравновесить входной вал, водило и сателлиты.

Анализ схемы механизма показывает, что пара сил инерции $\vec{F}_{u4,1}$ и $\vec{F}_{u4,2}$, действующих на эллиптические колеса, будет создавать изгибающий момент на выходном валу (звено 4). На одну линию поместить эти силы инерции нельзя, поэтому выходной вал можно уравновесить только статически. Следовательно, соблюдение условия (3.31) для данной конструкции невозможно, поэтому неуравновешенные силы следует учитывать при проектировании выходного вала исполнительного механизма.

Таким образом, для уравновешивания исполнительного механизма необходимо придерживаться следующей последовательности выбора масс звеньев:

- исходя из конструктивных соображений выбираются массы звеньев сателлита, содержащего круглое и эллиптическое колесо (для устройства на рис. 3.8 $m_{3,1}, m_{3,2}, m_{3,3}$);
- по формуле (3.34) рассчитывается масса противовеса $m_{2,1}$ на дополнительном сателлите;
- применяя формулу (3.33), находится масса вала дополнительного сателлита $m_{2,2}$;
- в соответствии с (3.29), (3.30) рассчитываются неизвестные массы эллиптических колес.

3.3 Определение момента сопротивления среды на рабочем органе и исследование потребляемой мощности в ВВПУ

На рабочий орган перемешивающего устройства действует полезное сопротивление перемешиваемой среды, которое влияет на законы движения звеньев механизма. Для исследования динамики перемешивающего устройства необходимо найти момент сопротивления, который возникает на рабочем органе под воздействием жидкости.

Момент сопротивления M_c зависит от того, какой режим движения жидкости наблюдается в реакторе. Параметром, определяющим ламинарный или турбулентный режим, является число Рейнольдса. В [71, 85] предложена следующая формула для определения числа Рейнольдса при возвратно-вращательном движении рабочего органа:

$$\text{Re} = \sqrt{\frac{4S}{\pi}} \cdot \frac{\alpha \cdot f \cdot h}{\nu}, \quad (3.35)$$

где $S = l_{po} \cdot h_{po} \cdot n$ – площадь рабочего органа, n – количество лопастей на рабочем органе; α – угол возвратно-вращательных колебаний рабочего органа; h – расстояние от исследуемого элемента рабочего органа до оси вращения; f – частота колебаний рабочего органа; ν – кинематическая вязкость жидкости.

При малых числах Рейнольдса ($\text{Re} \leq 100$) сопротивление жидкости прямо пропорционально скорости, а при больших ($\text{Re} > 100$) – квадрату скорости [48]. Так как число Re неодинаково для различных участков рабочего органа, то на него могут одновременно действовать два вида сопротивления – линейное и квадратичное (рис. 3.9). В таком случае существует граница h_x , на которой изменяется закон сопротивления среды. Тогда интенсивность распределенной нагрузки, действующей на лопасти рабочего органа, определится следующим образом:

$$q_{\text{лин}} = B_{\text{лин}} \cdot v, \quad \text{Re} \leq 100; \quad (3.36)$$

$$q_{\text{кв}} = B_{\text{кв}} \cdot v^2, \quad \text{Re} > 100, \quad (3.37)$$

где $B_{лин}$, $B_{кв}$ – коэффициенты линейного и квадратичного сопротивления; v – линейная скорость точки рабочего органа, для которой необходимо определить интенсивность действующей нагрузки.

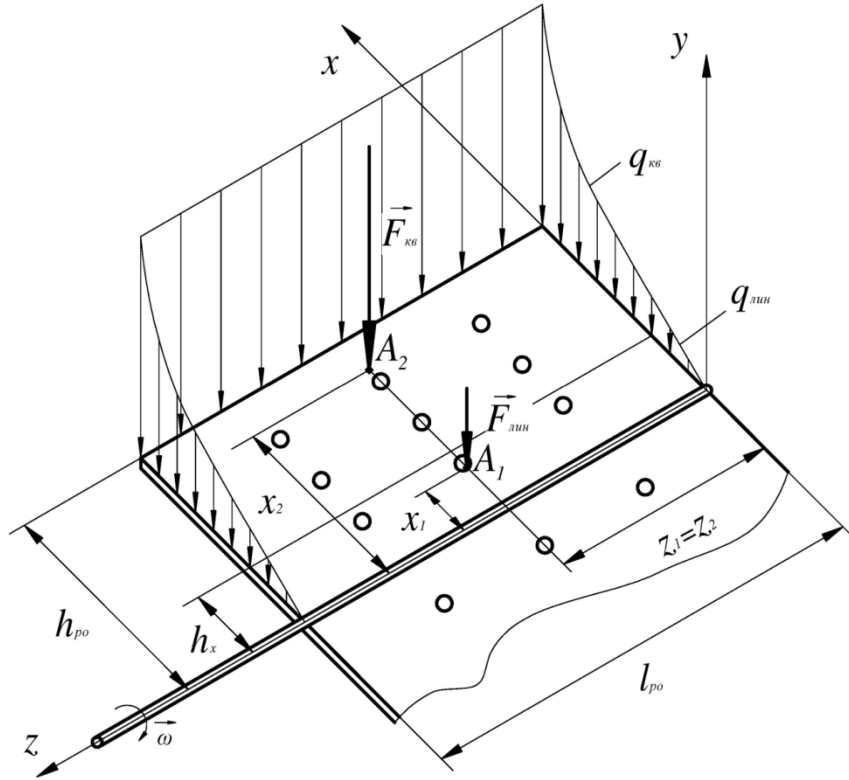


Рисунок 3.9 – Расчетная схема для определения момента сопротивления

Заменим распределенные нагрузки $q_{лин}$ и $q_{кв}$ эквивалентными им сосредоточенными силами. В соответствии с [100] эквивалентная сила для распределенных по площади нагрузок определится по формуле:

$$F = \int q(S) dS . \quad (3.38)$$

Подставляя (3.36), (3.37) в (3.38), получим:

$$F_{лин} = \int_0^{h_x} B_{лин} \cdot v \cdot d(l_{po} \cdot x), \quad 0 \leq x \leq h_x ; \quad (3.39)$$

$$F_{кв} = \int_{h_x}^{h_{po}} B_{кв} \cdot v^2 \cdot d(l_{po} \cdot x), \quad h_x \leq x \leq h_{po} , \quad (3.40)$$

где h_x – граница, на которой изменяется закон сопротивления среды. Эта граница определится из (3.35) при $Re=100$:

$$h_x = \frac{100 \cdot \nu}{\alpha \cdot f} \cdot \sqrt{\frac{\pi}{4S}}. \quad (3.41)$$

Учитывая, что $\nu = \omega_{po} \cdot x$, формулы (3.39), (3.40) в результате интегрирования примут вид:

$$F_{лин} = B_{лин} \cdot \omega_{po} \cdot l_{po} \cdot \frac{h_x^2}{2}; \quad (3.42)$$

$$F_{кв} = B_{кв} \cdot \omega_{po}^2 \cdot l_{po} \cdot \frac{h_{po}^3 - h_x^3}{3}. \quad (3.43)$$

Силы $F_{лин}$ и $F_{кв}$ приложены в центрах тяжести (A_1 и A_2) эпюр распределенных нагрузок $q_{лин}(S)$ и $q_{кв}(S)$ (рис. 3.9). Координаты x_1 , x_2 и z_1 , z_2 центров тяжести определяются по формулам [100]:

$$x_1 = \frac{2}{3} h_x; \quad (3.44)$$

$$x_2 = \frac{3}{4} \cdot \frac{h_{po}^4 - h_x^4}{h_{po}^3 - h_x^3}; \quad (3.45)$$

$$z_1 = z_2 = \frac{l_{po}}{2}. \quad (3.46)$$

Так как рабочий орган может иметь не только одну, но и n лопастей, то момент сопротивления среды определится следующим образом:

$$M_c = n \cdot (F_{лин} \cdot x_1 + F_{кв} \cdot x_2). \quad (3.47)$$

Подставляя (3.42)-(3.45) в (3.47), получим:

$$M_c = \frac{n}{3} B_{лин} \cdot \omega_{po} \cdot l_{po} \cdot h_x^3 + \frac{n}{4} B_{кв} \cdot \omega_{po}^2 \cdot l_{po} (h_{po}^4 - h_x^4). \quad (3.48)$$

Выражение (3.48) позволяет найти момент сопротивления перемешиваемой среды при возвратно-вращательном движении рабочего органа, когда наблюдается одновременно ламинарный и турбулентный режимы движения жидкости. Если граница h_x уходит за пределы рабочего органа (ламинарный режим) или находится слишком близко к оси вращения (турбулентный режим), то в формуле (3.48) одно из слагаемых обнуляется.

Введем обозначения:

$$\lambda_1 = \frac{n}{3} B_{\text{лин}} \cdot l_{po} \cdot h_x^3; \quad (3.49)$$

$$\lambda_2 = \frac{n}{4} B_{\text{кв}} \cdot l_{po} (h_{po}^4 - h_x^4). \quad (3.50)$$

С учетом (3.49), (3.50), формула (3.48) примет вид:

$$M_c = \lambda_1 \cdot \omega_{po} + \lambda_2 \cdot \omega_{po}^2. \quad (3.51)$$

При возвратно-вращательном движении рабочего органа момент сопротивления и угловая скорость зависят от времени, поэтому средняя мощность за цикл определится:

$$P = \frac{A}{T} = \frac{\int_0^T M_c(t) \cdot \omega_{po}(t) dt}{T}; \quad (3.52)$$

где A – работа момента сопротивления за один период T , M_c – момент сопротивления на рабочем органе, ω_{po} – угловая скорость рабочего органа.

Подставляя (3.51) в (3.52), получим:

$$P = \frac{\int_0^T (\lambda_1 \cdot \omega_{po}^2(t) + \lambda_2 \cdot \omega_{po}^3(t)) dt}{T}. \quad (3.53)$$

Как следует из формул (3.35), (3.48), (3.53), критерий Рейнольдса, момент сопротивления и полезная мощность при неизменных геометрических параметрах рабочего органа и реактора, а также кинематической вязкости среды зависит от частоты и угла колебаний рабочего органа.

Исследуем, например, перемешиваемое устройство со следующими параметрами: длина рабочего органа $l_{po} = 0.12$ м; ширина лопасти $h_{po} = 0.045$ м; количество лопастей $n = 2$; перемешиваемая жидкость – вода, $\nu = 1.004 \cdot 10^{-6}$ м²/с.

Частота колебаний рабочего органа определяется скоростью вращения двигателя, который приводит в движение входной вал планетарного исполнительного механизма. Угол колебаний определяется размерами эллиптических колес планетарного механизма и возрастает при увеличении их эксцентриситетов.

Используя вышеприведенные формулы и подставляя полученные результаты в (3.35), (3.53), получим значения числа Рейнольдса и мощности при различных углах α и частотах колебаний f рабочего органа. Найденные значения представлены в виде зависимостей $Re(\alpha, f)$ и $P(\alpha, f)$, графики которых изображены на рисунке 3.10.

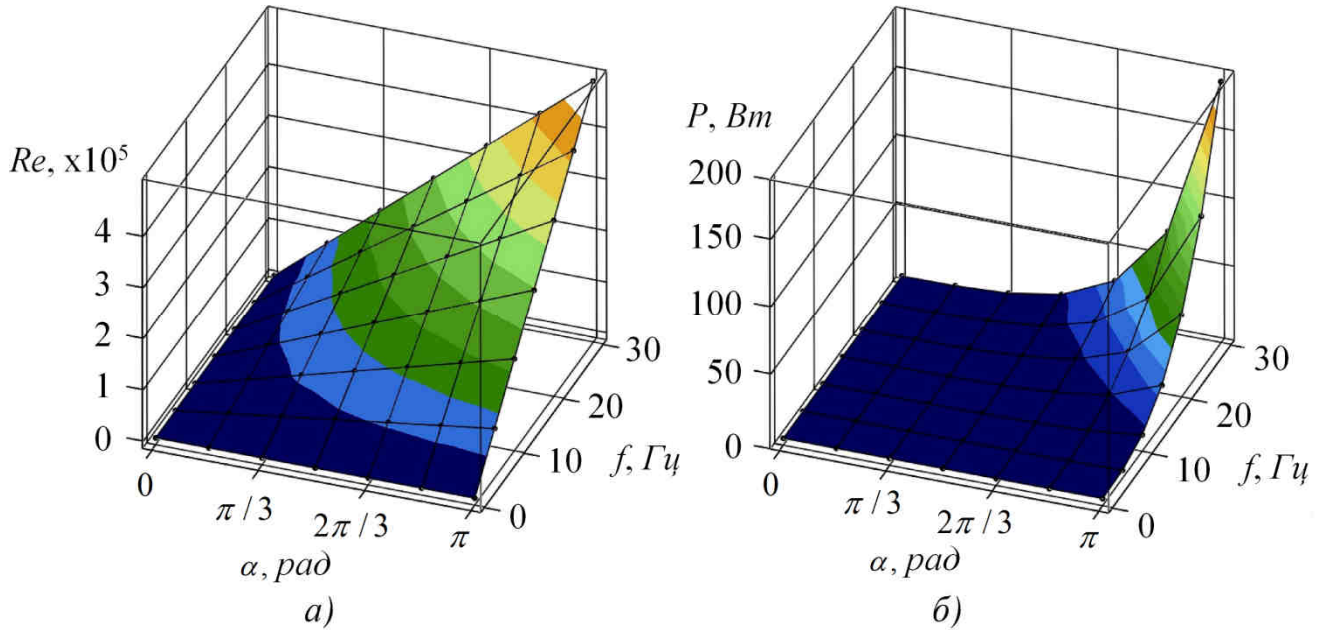


Рисунок 3.10 – Графики зависимостей $Re(\alpha, f)$ (а) и $P(\alpha, f)$ (б)

Приведенные на рисунке 3.10 графики показывают, что одновременное увеличение угла и частоты колебаний приводит к возрастанию числа Рейнольдса и потребляемой мощности. В результате исследований выявлено, что при возвратно-вращательном движении рабочего органа наблюдается преимущественно турбулентный режим перемешивания. Следовательно, такие перемешивающие устройства могут эффективно применяться для процессов, требующих высокой интенсивности теплообмена и большого перепада скоростей перемешиваемой среды.

3.4 Динамический анализ планетарного ВВПУ

3.4.1 Построение одномассовой динамической модели

Исполнительный механизм ВВПУ имеет одну степень свободы и его звенья жестко связаны между собой, поэтому для решения поставленной задачи примем за звено приведения входной вал 1 (рис. 2.15). Тогда одномассовая динамическая модель перемешивающего устройства примет вид (рис. 3.11).

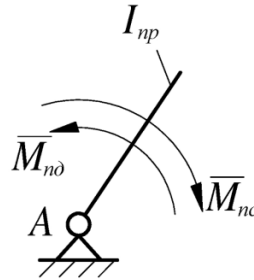


Рисунок 3.11 – Одномассовая динамическая модель ВВПУ

Для того, чтобы найти закон движения звена приведения, определим параметры динамической модели: приведенный момент инерции I_{np} и приведенный момент сил сопротивления M_{np} . Требуемый приведенный момент двигателя M_{nd} рассчитывается при исследовании динамической модели.

Согласно [67, 96, 128, 130], приведенный момент инерции определится по формуле:

$$I_{np} = \sum_{i=1}^n m_i S_i'^2 + \sum_{i=1}^n I_{s_i} \varphi_i'^2, \quad (3.54)$$

где n – число подвижных звеньев, массы и моменты инерции которых известны; m_i – масса i -го звена; I_{s_i} – момент инерции i -го звена относительно оси, проходящей через центр масс; $S_i' = \frac{dS_i}{d\varphi_1}$ – аналог скорости центра масс i -го звена;

$\varphi_i' = \frac{d\varphi_i}{d\varphi_1}$ – аналог угловой скорости i -го звена.

Для исследуемого устройства (рис. 2.15) уравнение (3.54) примет вид:

$$I_{np} = (I_o + I_1 + I_2) \cdot \varphi_1'^2 + m_7 \cdot S_7'^2 + m_8 \cdot S_8'^2 + m_9 \cdot S_9'^2 + m_{10} \cdot S_{10}'^2 + m_{11} \cdot S_{11}'^2 + m_{12} \cdot S_{12}'^2 + (I_7 + I_8 + I_9) \cdot \varphi_9'^2 + (I_{10} + I_{11} + I_{12}) \cdot \varphi_{12}'^2 + (I_3 + I_5 + I_6 + I_{po}) \cdot \varphi_3'^2; \quad (3.55)$$

где I_δ – момент инерции двигателя; I_{po} – момент инерции рабочего органа. Моменты инерции и аналоги скоростей звеньев исполнительного механизма обозначены в соответствии с рисунком 2.15.

Учитывая, что $\varphi'_1 = 1$, $S'_7 = S'_9 = S'_{10} = S'_{12}$, $S'_8 = S'_{11}$ и $\varphi'_9 = \varphi'_{12} = \varphi'_c$, преобразуем (3.55) и получим:

$$I_{np} = I_\delta + I_1 + I_2 + (m_7 + m_9 + m_{10} + m_{12}) \cdot S_9'^2 + (m_8 + m_{11}) \cdot S_8'^2 + (I_7 + I_8 + I_9 + I_{10} + I_{11} + I_{12}) \cdot \varphi_c'^2 + (I_3 + I_5 + I_6 + I_{po}) \cdot \varphi_3'^2. \quad (3.56)$$

Продифференцировав (3.56) по обобщенной координате, и учитывая, что $S_9'' = 0$, $\varphi_c'' = 0$, получим:

$$\frac{dI_{np}}{d\varphi_1} = 2 \cdot [(m_8 + m_{11}) \cdot S_8' \cdot S_8'' + (I_3 + I_5 + I_6 + I_{po}) \cdot \varphi_3' \cdot \varphi_3'']. \quad (3.57)$$

Уравнения (3.56), (3.57) позволяют определить приведенный момент инерции одномассовой динамической модели и его производную. Кинематические характеристики планетарного исполнительного механизма, входящие в формулы (3.56), (3.57), найдены при кинематическом анализе в (3.8), (3.9), (3.20), (3.21), (3.24).

В соответствии с [96], приведенный момент сопротивления в общем случае определяется следующим образом:

$$M_{nc} = \sum_{i=1}^n \left(\sum_{i=1}^m F_i S_i' + \sum_{i=1}^q M_i \varphi_i' \right), \quad (3.58)$$

где n – общее число подвижных звеньев; m – число сил F , действующих на i -е звено; S_i' – аналог скорости точки приложения силы; q – число моментов M , действующих на i -е звено.

Так как в исследуемом устройстве действует только момент сопротивления на рабочем органе, то формула (3.58) для определения приведенного момента сопротивления примет вид:

$$M_{nc} = M_c \cdot \varphi_3'. \quad (3.59)$$

Для учета знака момента воспользуемся функцией $sign$. Тогда формула (3.51) для определения момента сопротивления среды M_c при турбулентном режиме перемешивания примет вид:

$$M_c = \lambda_2 \cdot \omega_{po}^2 \cdot sign(\omega_{po}). \quad (3.60)$$

Учитывая, что $\omega_{po} = \omega_3 = \varphi'_3 \cdot \omega_1$, подставим (3.60) в (3.59) и получим:

$$M_{nc} = \lambda_2 \cdot \varphi'^3_3 \cdot \omega_1^2 \cdot sign(\varphi'_3). \quad (3.61)$$

Зависимость (3.61) позволяет найти момент сил сопротивления, приведенный к входному валу 1.

3.4.2 Исследование динамической модели методом энергомасс

Проведем анализ динамической модели перемешивающего устройства со следующими параметрами (номера звеньев соответствуют рис. 2.15): $I_{08}=100 \text{ г} \cdot \text{см}^2$ (двигатель); $I_1=9.8 \text{ г} \cdot \text{см}^2$; $I_2=1233 \text{ г} \cdot \text{см}^2$; $I_3=30.4 \text{ г} \cdot \text{см}^2$; $I_5=I_6=627 \text{ г} \cdot \text{см}^2$; $I_7=400 \text{ г} \cdot \text{см}^2$, $m_7=0.1 \text{ кг}$; $I_8=I_{11}=564 \text{ г} \cdot \text{см}^2$, $m_8=m_{11}=0.09 \text{ кг}$; $I_9=19.2 \text{ г} \cdot \text{см}^2$, $m_9=0.04 \text{ кг}$; $I_{10}=350 \text{ г} \cdot \text{см}^2$, $m_{10}=0.09 \text{ кг}$; $I_{12}=25 \text{ г} \cdot \text{см}^2$, $m_{12}=0.05 \text{ кг}$; $I_{p0}=15 \text{ г} \cdot \text{см}^2$.

Как было показано ранее, угол качания выходного вала планетарного исполнительного механизма, а соответственно и угол колебаний рабочего органа α , зависит от эксцентриситета эллиптических зубчатых колес. Для получения различных углов колебаний рабочего органа и проведения широких исследований лабораторную установку оснащают набором сменных эллиптических колес с различными эксцентриситетами. Динамический анализ проведем для механизмов со следующими углами α : 30° , 60° , 90° , 120° , 150° , 180° .

Частота колебаний рабочего органа f определяется угловой скоростью вращения двигателя ω_1 :

$$f = \frac{\omega_1}{2\pi}. \quad (3.62)$$

Исследование модели проведем при следующих режимах работы: $f = 5, 10, 15, 20, 25, 30 \text{ Гц}$ ($\omega_1=31.416, 62.832, 94.248, 125.664, 157.08, 188.496 \text{ рад/с}$).

Подставляя исходные данные в (3.56), (3.57), определим приведенный момент инерции и его производную. Графики функций $I_{np}(\varphi_1)$ и $\frac{dI_{np}}{d\varphi_1}$ для перемешивающих устройств с различными углами колебаний α показаны на рисунке 3.12.

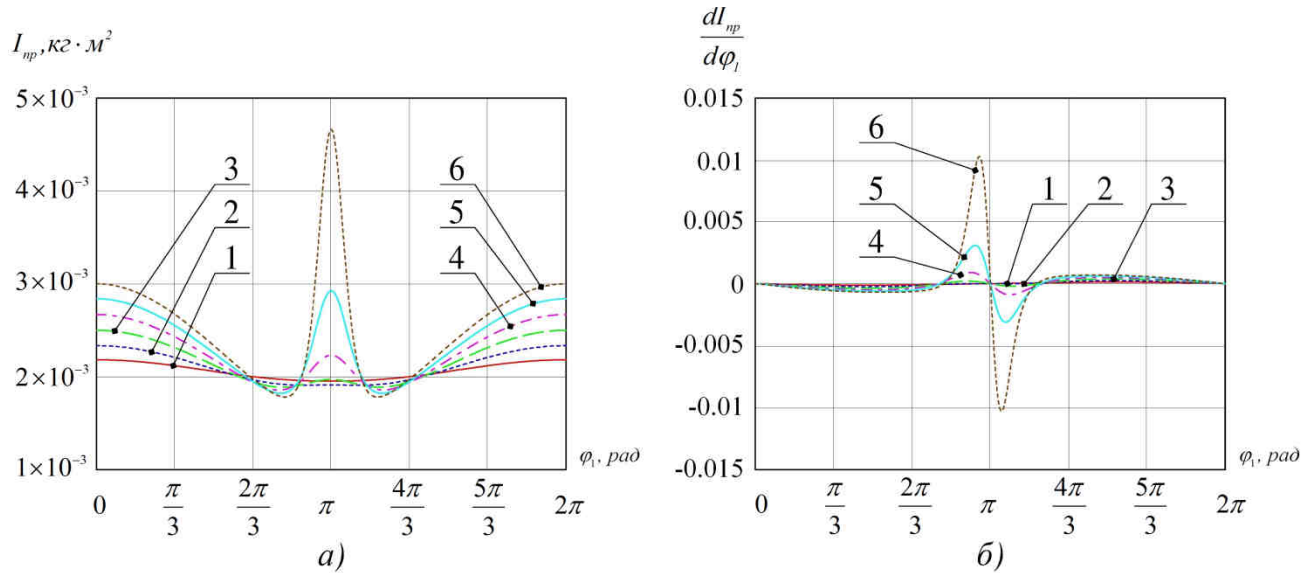


Рисунок 3.12 – Графики функций $I_{np}(\varphi_1)$ (а) и $\frac{dI_{np}}{d\varphi_1}$ (б):

$$1 - \alpha = 30^\circ; 2 - \alpha = 60^\circ; 3 - \alpha = 90^\circ; 4 - \alpha = 120^\circ; 5 - \alpha = 150^\circ; 6 - \alpha = 180^\circ$$

Как видно из рисунка 3.12, при увеличении угла колебаний в ВВПУ, внутрицикловое изменение приведенного момента инерции и его производной увеличивается.

Исследование динамической модели проведем с помощью метода энергомасс [96], который широко применяется при анализе динамики машин. В соответствии с выбранным методом найдем приращение кинетической энергии ΔT :

$$\Delta T = A_d - A_c. \quad (3.63)$$

где A_d – работа движущего момента, A_c – работа момента сопротивления.

Работы в (3.63) определяются:

$$A_d = M_{nd} \cdot \varphi_1, \quad (3.64)$$

$$M_{nd} = \frac{\int_0^{2\pi} M_{nc} d\varphi_1}{2\pi}, \quad (3.65)$$

$$A_c = \int_0^{\varphi_1} M_{nc} d\varphi_1. \quad (3.66)$$

В качестве примера приведены графики изменения A_c , A_δ , ΔT для режимов $f=20$ Гц, $\alpha = 60^\circ$ и $f=20$ Гц, $\alpha = 150^\circ$ (рис. 3.13).

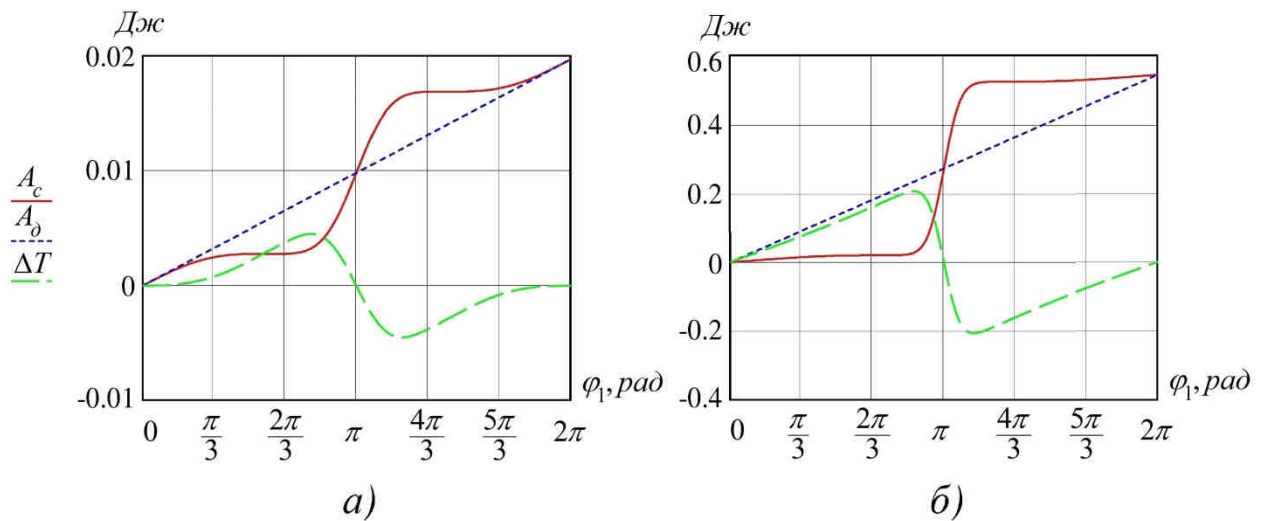


Рисунок 3.13 – Графики изменения A_c , A_δ и ΔT :

$a - f=20$ Гц, $\alpha = 60^\circ$, $b - f=20$ Гц, $\alpha = 150^\circ$

Исследования показали, что при увеличении угла колебаний рабочего органа возрастает значение ΔT , большие значения которой и приводят к неравномерности движения звена привода. Также на рисунке 3.13 видно, что при увеличении угла колебаний наблюдается резкий скачок работы сил сопротивления A_c . Он возникает на обратном (быстром) ходу рабочего органа и объясняется возрастанием коэффициента k асимметрии хода механизма.

Приведенный к начальному звену движущий момент M_{nd} рассчитывается по формуле (3.65). Если двигатель соединен со звеном привода напрямую, то необходимый для работы машины крутящий момент на двигателе $M_\delta = M_{nd}$. Значения момента M_δ при различных режимах работы ВВПУ показаны на графике $M_\delta(\alpha, f)$ (рис. 3.14).

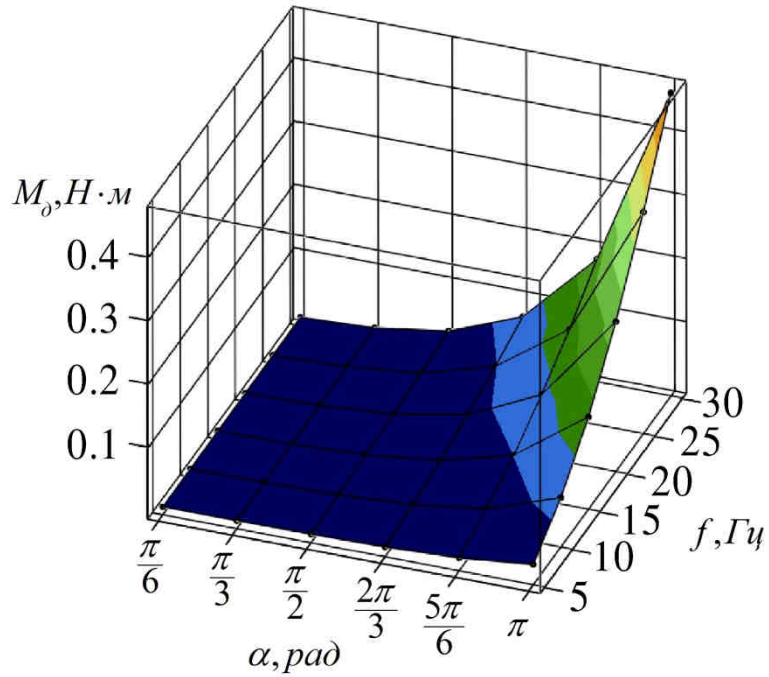


Рисунок 3.14 – График зависимости $M_d(\alpha, f)$

Анализ графика на рисунке 3.14 показывает, что увеличение угла и частоты колебаний приводит к возрастанию требуемого движущего момента.

Угловая скорость звена приведения определится [96]:

$$\omega_1 = \sqrt{\frac{2\Delta T - C_{\max} - C_{\min}}{I_{np}}}, \quad (3.67)$$

где:

$$C_{\max} = \max \left[\Delta T - \frac{1}{2} I_{np} \omega_{cp}^2 (1 + [\delta]) \right], \quad (3.68)$$

$$C_{\min} = \min \left[\Delta T - \frac{1}{2} I_{np} \omega_{cp}^2 (1 - [\delta]) \right]. \quad (3.69)$$

Угловое ускорение звена приведения определим по формуле:

$$\varepsilon_1 = \frac{M_{nd} - M_{nc} - \frac{\omega_1^2}{2} \left(\frac{dI_{np}}{d\varphi_1} \right)}{I_{np}}. \quad (3.70)$$

Используя (3.67)-(3.70) и результаты расчета (рис. 3.12-3.14), построим графики зависимостей $\omega_1(\varphi_1)$ и $\varepsilon_1(\varphi_1)$ для режимов $f=20$ Гц, $\alpha = 60^\circ$ и $f=20$ Гц, $\alpha = 150^\circ$ (рис. 3.15).

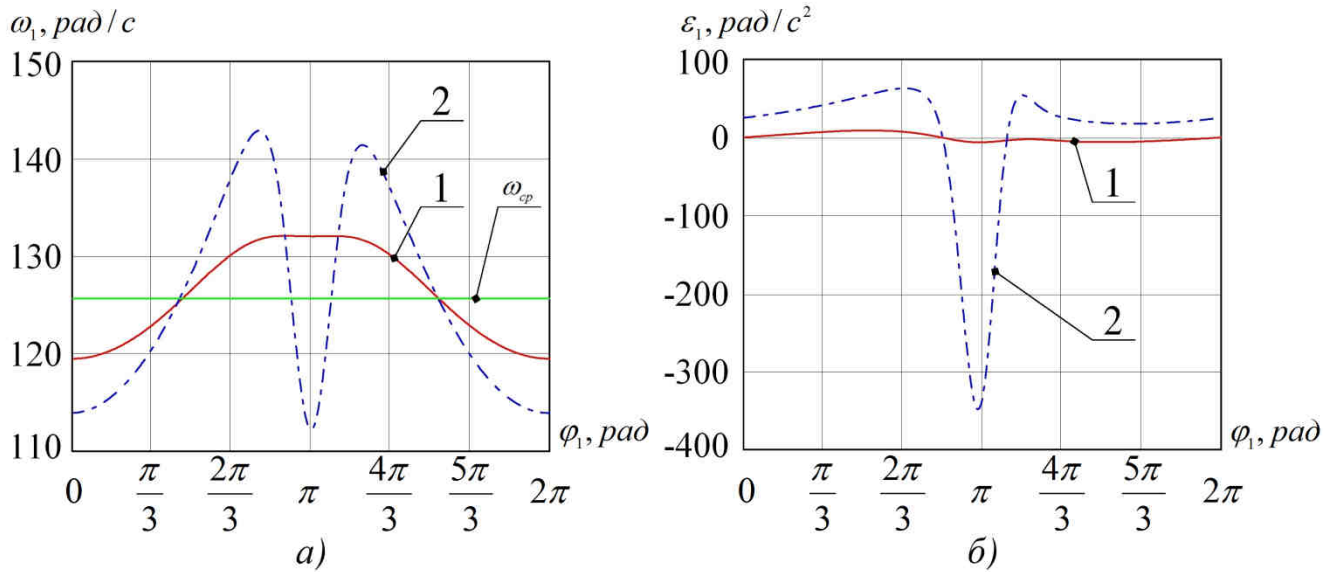


Рисунок 3.15 – Графики зависимостей $\omega_1(\varphi_1)$ (а) и $\varepsilon_1(\varphi_1)$ (б):

$$1 - f=20 \text{ Гц}, \alpha = 60^\circ, 2 - f=20 \text{ Гц}, \alpha = 150^\circ$$

Из графика $\omega_1(\varphi_1)$ видно, что угловая скорость звена приведения не является постоянной величиной и колеблется вокруг среднего значения. Колебания скорости определяются внутрицикловым изменением передаточного отношения механизма с эллиптическими колесами и изменением нагрузки на рабочем органе. Неравномерность движения начального звена характеризуется коэффициентом неравномерности движения δ , который, в соответствии с [96], определится:

$$\delta = \frac{\omega_{1\max} - \omega_{1\min}}{\omega_{cp}}. \quad (3.71)$$

Предварительные расчеты показали, что во всех исследуемых режимах значение коэффициента δ превышает допускаемое значение $[\delta] = 0.05$. Следовательно, в исследуемых ВВПУ требуется установить маховик.

Момент инерции маховика I_{max} определится:

$$I_{max} = \frac{C_{\max} - C_{\min}}{[\delta] \cdot \omega_{cp}^2}. \quad (3.72)$$

Подставляя в (3.72) C_{max} , C_{min} , $[\delta]$ и ω_{cp} , найдем требуемые моменты инерции маховика для различных режимов работы ВВПУ. Исследования

показали, что момент инерции маховика не зависит от частоты колебаний f рабочего органа ВВПУ, а зависит только от угла колебаний α . Зависимость $I_{max.}(\alpha)$ показана на рисунке 3.16.

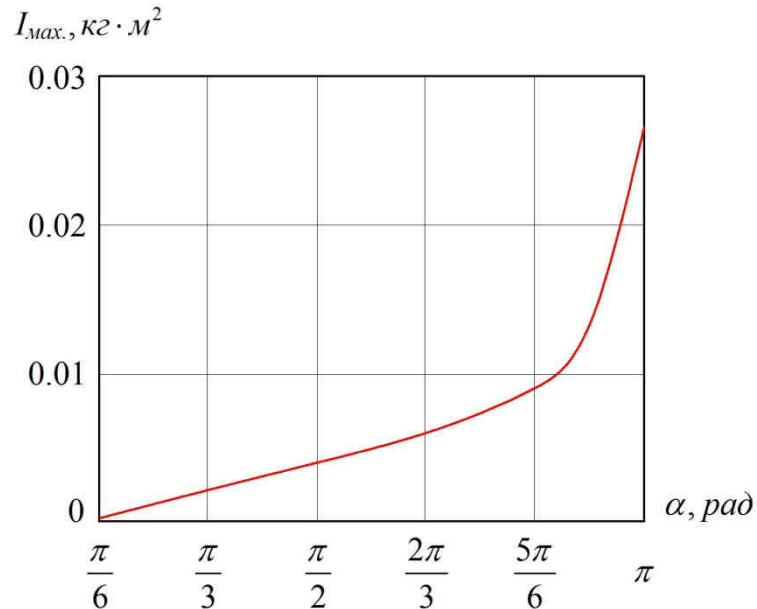


Рисунок 3.16 – График зависимости $I_{max.}(\alpha)$

Анализ графика на рисунке 3.16 показывает, что с увеличением угла колебаний рабочего органа увеличивается момент инерции маховика.

Зная маховик, найдем угловую скорость и угловое ускорение звена привода:

$$\omega_1 = \sqrt{\frac{I_{max.} \cdot \omega_{cp}^2 (1 + [\delta]) - 2(C_{max} - \Delta T)}{I_{max.} + I_{np}}}. \quad (3.72)$$

$$\varepsilon_1 = \frac{M_{нд} - M_{нс} - \frac{\omega_1^2}{2} \left(\frac{dI_{np}}{d\varphi_1} \right)}{I_{np} + I_{max.}}. \quad (3.73)$$

Используя (3.72)-(3.73) и результаты предыдущих расчетов, построим графики зависимостей $\omega_1(\varphi_1)$ и $\varepsilon_1(\varphi_1)$ с учетом маховика для режимов $f=20$ Гц, $\alpha = 60^\circ$ и $f=20$ Гц, $\alpha = 150^\circ$ (рис. 3.17).

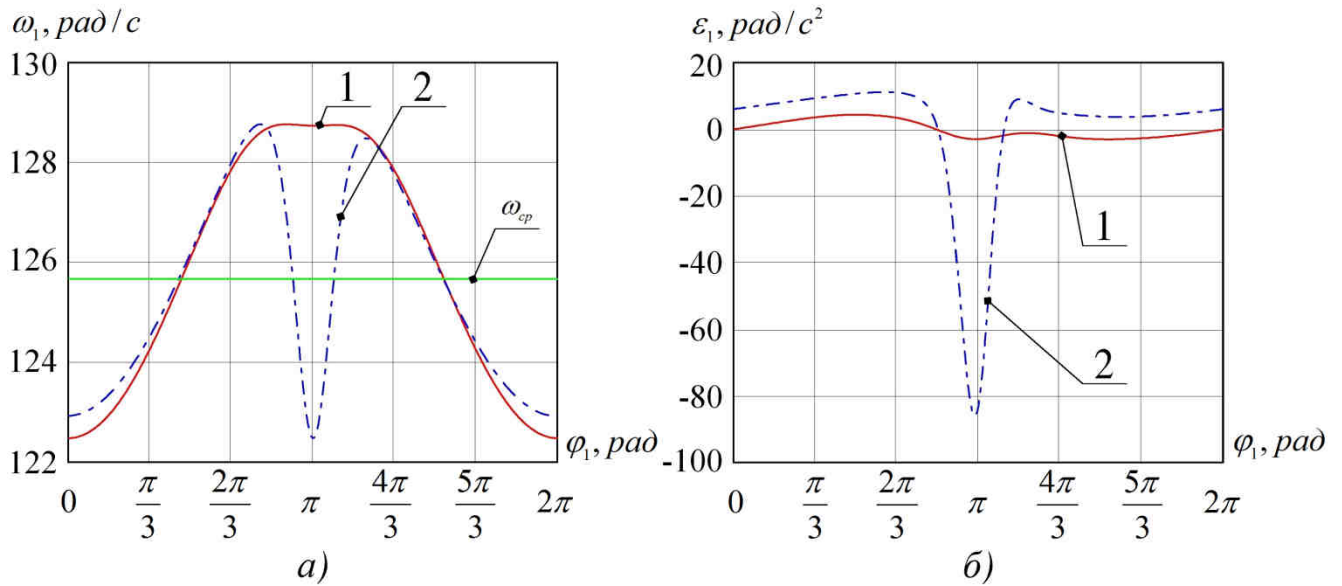


Рисунок 3.17 – Графики зависимостей $\omega_1(\varphi_1)$ (а) и $\varepsilon_1(\varphi_1)$ (б) с учетом маховика:

$$1 - f=20 \text{ Гц}, \alpha = 60^\circ, 2 - f=20 \text{ Гц}, \alpha = 150^\circ$$

Как видно из графиков, установка маховика уменьшила неравномерность движения звена приведения. Коэффициент неравномерности снизился до допустимого значения $[\delta] = 0.05$.

3.4.3 Исследование динамической модели численным методом

Составим дифференциальное уравнение, которое описывает движение звена приведения. Запишем теорему об изменении кинетической энергии в дифференциальной форме:

$$dT = dA, \quad (3.74)$$

где dT – дифференциал кинетической энергии механической системы, dA – дифференциал работы всех внешних сил, действующих на систему.

Для выбранной одномассовой динамической модели dT и dA определяются:

$$dT = d\left(\frac{I_{np} \cdot \omega_1^2}{2}\right), \quad (3.75)$$

$$dA = (M_{н\delta} - M_{н\epsilon})d\varphi_1. \quad (3.76)$$

Подставим (3.75), (3.76) в (3.74) и разделим обе части уравнения на $d\varphi_1$:

$$\frac{d\left(\frac{I_{np} \cdot \omega_1^2}{2}\right)}{d\varphi_1} = M_{nd} - M_{nc}. \quad (3.77)$$

Продифференцируем (3.77), учитывая, что $I_{np} = \text{var}$ и $\omega_1 = \text{var}$, и получим:

$$\frac{\omega_1^2}{2} \cdot \frac{dI_{np}}{d\varphi_1} + \varepsilon_1 \cdot I_{np} = M_{nd} - M_{nc}. \quad (3.78)$$

Уравнение (3.78) является нелинейным дифференциальным уравнением второго порядка. Функции I_{np} , $\frac{dI_{np}}{d\varphi_1}$, M_{nc} описаны формулами (3.56), (3.57), (3.61) соответственно. При решении уравнения воспользуемся следующими начальными условиями: при $t = 0$ $\varphi_{10} = 0$, $\varphi'_{10} = \omega_{10}$. Значение ω_{10} определяется из (3.67) при $\varphi_1 = 0$. Значение M_d определено из (3.65).

В качестве примера исследуем динамическую модель ВВПУ с различными углами колебаний рабочего органа ($\alpha = 30^\circ, 60^\circ, 90^\circ, 120^\circ, 150^\circ, 180^\circ$) при частоте $f=20$ Гц, с установленным маховиком. Графики функций $\omega_1(t)$, полученных аналитически и численно, показаны на рисунке 3.18.

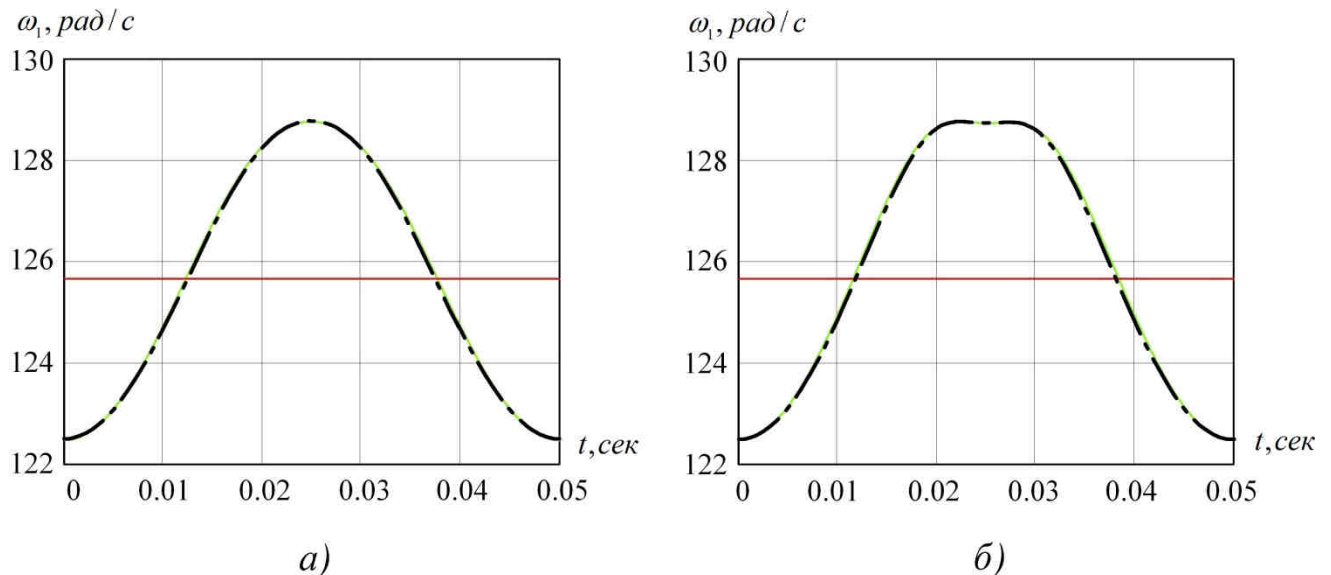


Рисунок 3.18 – Графики функций $\omega_1(t)$ при $f=20$ Гц (начало)

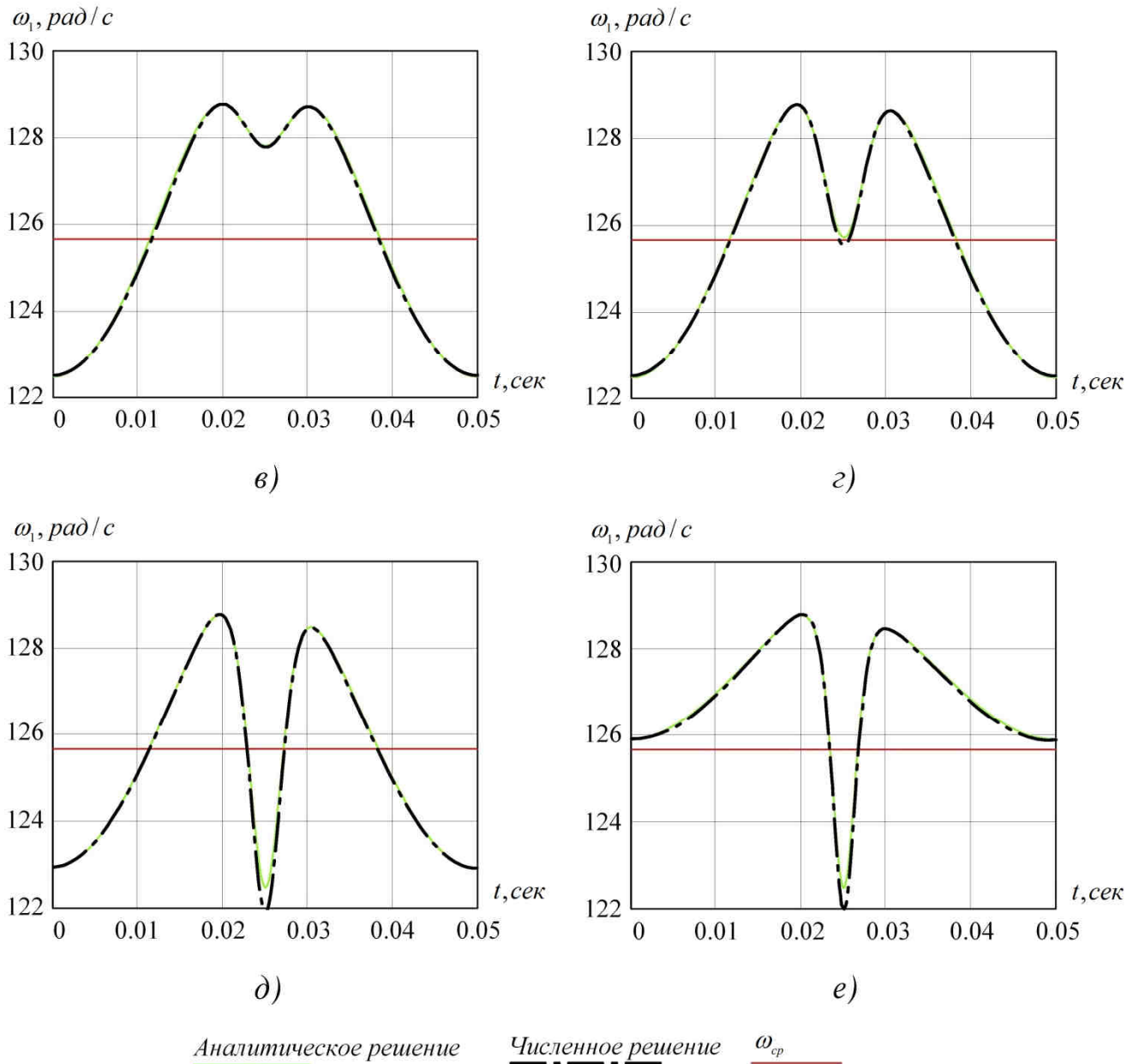


Рисунок 3.18 – Графики функций $\omega_1(t)$ при $f=20$ Гц (окончание):

$$a - \alpha = 30^\circ, b - \alpha = 60^\circ, v - \alpha = 90^\circ, z - \alpha = 120^\circ, d - \alpha = 150^\circ, e - \alpha = 180^\circ$$

Численные решения уравнения (3.78) получены с использованием интерполяционной функции Эрмита третьего порядка. Анализ графиков на рисунке 3.18 позволяет сделать вывод, что численные и аналитические решения являются адекватными, незначительное расхождение наблюдается при больших углах поворота α .

3.5 Силовой анализ планетарного исполнительного механизма ВВПУ

При расчете и проектировании перемешивающего устройства необходимо провести силовой анализ, который позволит определить реакции в кинематических парах и в дальнейшем рассчитать детали будущей машины на прочность [70, 96]. Исследуем кинестатику исполнительного механизма перемешивающего устройства, работающего при $f=10$ Гц, $\alpha = 150^\circ$. Из предыдущих разделов известны: активные силы, моменты сил, массы и моменты инерции звеньев, а также кинематические параметры (положения, скорости и ускорения).

Исследуемый механизм (рис. 3.19) состоит из стойки 0, трехвершинных звеньев 1, 2, 3, двухвершинного звена 4, одноподвижных кинематических пар A, C, D, G и двухподвижных кинематических пар B, E, F .

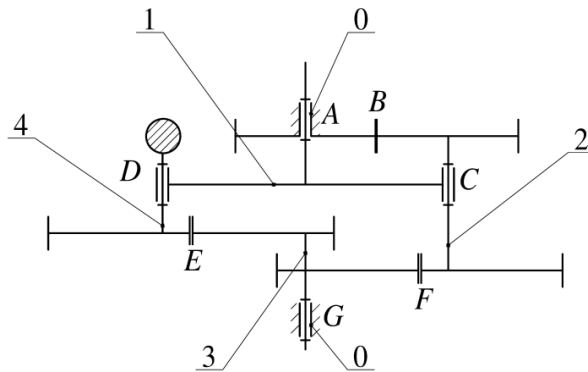


Рисунок 3.19 – Структурная схема планетарного исполнительного механизма

Механизм существует в трехподвижном пространстве (поступательные перемещения вдоль осей x и y и вращение φ_z вокруг оси z), которое традиционно называют «плоским». При исследовании кинестатики примем, что все кинематические пары лежат в одной плоскости. Расчетная схема механизма показана на рисунке 3.20. Обозначим углы поворота водила и выходного вала φ_1 и φ_3 соответственно.

Для определения реакций в кинематических парах необходимо составить и решить уравнения кинестатики. В исследуемом механизме для каждого звена необходимо составить 3 уравнения, всего уравнений 12. Количество неизвестных

реакций тоже 12: по 1 реакции в кинематических парах B , E , F и по 2 составляющих реакции в кинематических парах A , C , D , G , а также уравнивающий момент M_y .

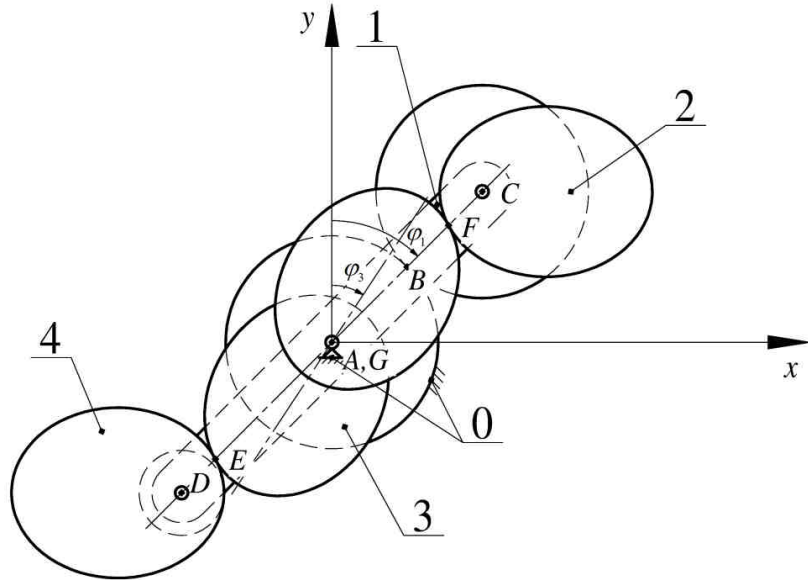


Рисунок 3.20 – Расчетная схема механизма

Силовой анализ проведем последовательно для каждого звена. Начнем проводить силовой анализ с 4 звена, так как при освобождении его от связей образуется наименьшее число неизвестных реакций. В соответствии с принципом Даламбера приложим к звену действующие на него внешние силы и моменты, а также силы и моменты сил инерции (рис. 3.21).

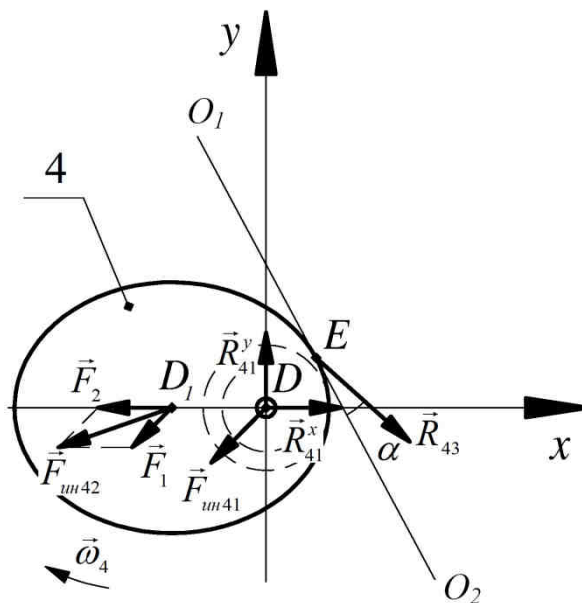


Рисунок 3.21 – Расчетная схема звена 4

Рассмотрим равновесие звена 4. Звено совершает плоскопараллельное движение, мгновенным центром скоростей которого является точка на солнечном колесе, противоположная точке B . Динамический анализ машины показал, что угловая скорость входного звена 1 не является постоянной величиной вследствие изменения нагрузки на рабочем органе. Однако колебания скорости не оказывают большого влияния на силы, действующие на звенья машины. Поэтому для удобства расчетов примем, что $\omega_1 = const$, $\omega_2 = const$ и $\omega_4 = const$.

На звено 4 действуют: реакция \vec{R}_{41} в кинематической паре D , направление которой заранее неизвестно; реакция \vec{R}_{43} в кинематической паре E , которая направлена под углом α к касательной O_1O_2 ; а также силы инерции, которые приложены к центру масс звена. Силы тяжести направлены перпендикулярно плоскости рисунка, поэтому на оси x и y не проецируются.

Линии O_1O_2 , O_3O_4 (рис. 3.21) составляют с осью Ox_2 угол γ . Так как O_3O_4 является касательной к эллипсу в точке F , то для определения угла γ запишем уравнение касательной в плоскости Ox_2y_2 [98]:

$$\frac{x_0 \cdot x}{a^2} + \frac{y_0 \cdot y}{b^2} = 1, \quad (3.79)$$

где $x_0 = FG \cdot \sin(\varphi_1 - \varphi_3)$, $y_0 = FG \cdot \cos(\varphi_1 - \varphi_3) - OG$ – координаты точки F в плоскости Ox_2y_2 , a и b – полуоси эллипса, $OG = c$ – фокальное расстояние эллипса.

Преобразовав (3.79), получим выражение для нахождения γ :

$$\gamma = \arctg \left(-\frac{x_0}{y_0} \cdot \frac{b^2}{a^2} \right). \quad (3.80)$$

Для определения сил инерции рассмотрим звено 4 как сумму двух тел: тело 4.1 (противовес и вал сателлита), сила инерции которого $\vec{F}_{ин41}$ приложена к точке D , и тело 4.2 (эллиптическое колесо), сила инерции которого $\vec{F}_{ин42}$ приложена к точке D_1 .

Найдем ускорения точек D и D_1 . Так как $\varepsilon_1 = 0$, то $a_D = a_D^n = \omega_1^2 \cdot AD$. Приняв точку D за полюс, получим $\vec{a}_{D_1} = \vec{a}_D + \vec{a}_{D_1D}$, где $a_{D_1D} = a_{D_1D}^n = \omega_2^2 \cdot D_1D$ – ускорение точки D_1 относительно полюса D .

Искомые силы инерции $\vec{F}_{ин41}$ и $\vec{F}_{ин42}$ определяются:

$$\vec{F}_{ин41} = m_{41} \cdot \vec{a}_D, \quad (3.81)$$

$$\vec{F}_{ин42} = m_{42} \cdot \vec{a}_{D_1} = m_{42} \cdot \vec{a}_D + m_{42} \cdot \vec{a}_{D_1D}. \quad (3.82)$$

Введем обозначения $\vec{F}_1 = m_{42} \cdot \vec{a}_D$, $\vec{F}_2 = m_{42} \cdot \vec{a}_{D_1D}$ (рис. 3.21) и запишем условие равновесия в виде системы трех уравнений – суммы проекций всех сил на оси x и y , и сумму моментов относительно точки D :

$$\begin{cases} R_{41}^x - (F_{ин41} + F_1) \cdot \sin \varphi_1 - F_2 \cdot \sin(2\varphi_1) + R_{43} \cdot \cos(\gamma + \alpha - \varphi_3) = 0; & (3.83) \\ R_{41}^y - (F_{ин41} + F_1) \cdot \cos \varphi_1 - F_2 \cdot \cos(2\varphi_1) - R_{43} \cdot \sin(\gamma + \alpha - \varphi_3) = 0; & (3.84) \end{cases}$$

$$\begin{cases} F_1 \sin\left(\frac{\pi}{2} - \varphi_1\right) \cdot DD_1 \cdot \cos\left(\frac{\pi}{2} - 2\varphi_1\right) + F_1 \cos\left(\frac{\pi}{2} - \varphi_1\right) \cdot DD_1 \cdot \\ \cdot \sin\left(\frac{\pi}{2} - 2\varphi_1\right) - R_{43}^x \cdot DE \cdot \cos(\pi + \varphi_1) - R_{43}^y \cdot DE \cdot \sin(\pi + \varphi_1) = 0. & (3.85) \end{cases}$$

Учитывая, что $R_{43}^x = R_{43} \cdot \cos(\gamma + \alpha - \varphi_3)$ и $R_{43}^y = R_{43} \cdot \sin(\gamma + \alpha - \varphi_3)$, из (3.85) находим реакцию R_{43} . Затем из (3.83), (3.84) находим реакции R_{41}^x и R_{41}^y .

Графики зависимостей $R_{41}^x(\varphi_1)$, $R_{41}^y(\varphi_1)$ и $R_{43}(\varphi_1)$ показаны на рисунке 3.22.

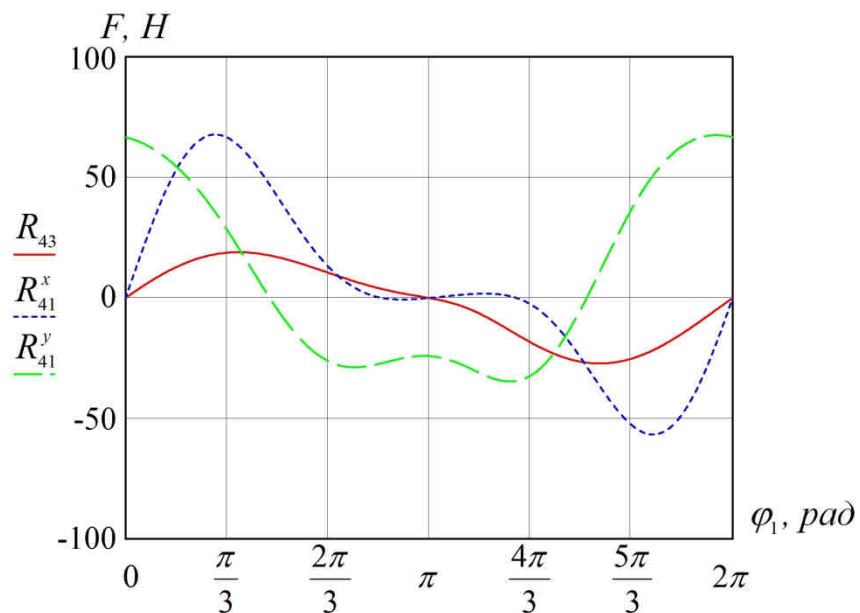


Рисунок 3.22 – Графики зависимостей $R_{41}^x(\varphi_1)$, $R_{41}^y(\varphi_1)$, $R_{43}(\varphi_1)$

Рассмотрим равновесие звена 3 (рис. 3.23). Звено совершает возвратно-вращательное движение и на него действуют: реакция \vec{R}_{30} в кинематической паре G , направление которой заранее неизвестно; реакции \vec{R}_{32} и \vec{R}_{34} в кинематических парах F и E , направленные под углом α к касательным O_3O_4 и O_1O_2 ; нормальные $\vec{F}_{ин3}^n$ и тангенциальные $\vec{F}_{ин3}^r$ силы инерции, приложенные к центрам масс эллиптических зубчатых колес; момент сопротивления среды \vec{M}_c и момент сил инерции $\vec{M}_{ин3}$.

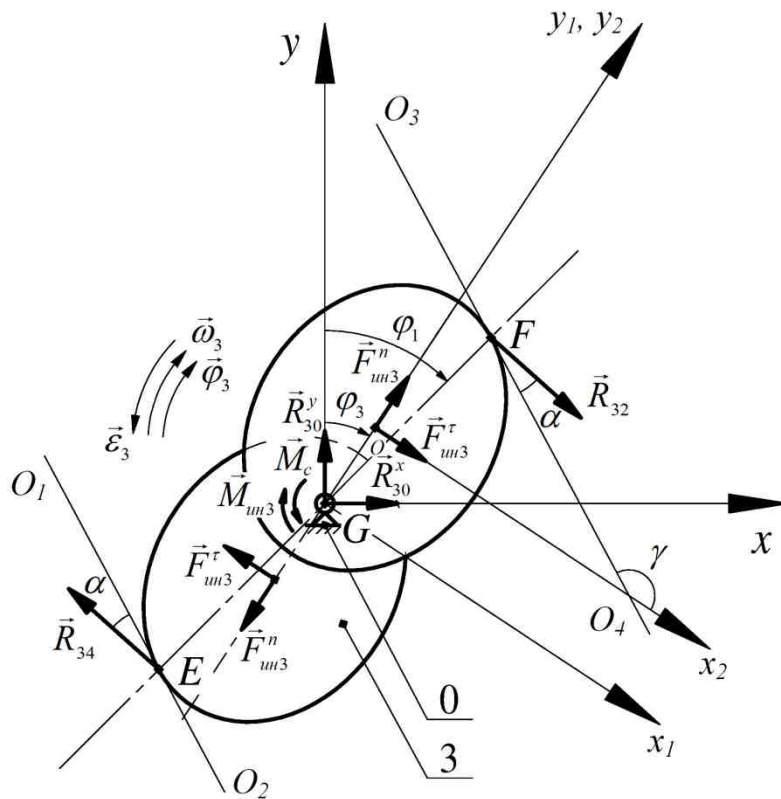


Рисунок 3.23 – Расчетная схема звена 3

Условие кинетостатического равновесия представим как систему из трех уравнений – суммы проекций всех сил на оси x и y , и сумму моментов относительно точки G :

$$\begin{cases} R_{30}^x + R_{32} \cdot \cos(\gamma + \alpha - \varphi_3) - R_{34} \cdot \cos(\gamma + \alpha - \varphi_3) = 0; & (3.86) \end{cases}$$

$$\begin{cases} R_{30}^y - R_{32} \cdot \sin(\gamma + \alpha - \varphi_3) + R_{34} \cdot \sin(\gamma + \alpha - \varphi_3) = 0; & (3.87) \end{cases}$$

$$\begin{cases} M_c - M_{ин3} - 2F_{ин3}^r \cdot c - R_{32}^x \cdot FG \cdot \cos \varphi_1 - R_{32}^y \cdot FG \cdot \sin \varphi_1 - R_{34}^x \cdot EG \cdot \cos \varphi_1 - R_{34}^y \cdot EG \cdot \sin \varphi_1 = 0. & (3.88) \end{cases}$$

Учитывая, что $R_{32}^x = R_{32} \cdot \cos(\gamma + \alpha - \varphi_3)$, $R_{32}^y = R_{32} \cdot \sin(\gamma + \alpha - \varphi_3)$,
 $R_{34}^x = R_{34} \cdot \cos(\gamma + \alpha - \varphi_3)$, $R_{34}^y = R_{34} \cdot \sin(\gamma + \alpha - \varphi_3)$, из (3.88) находим реакцию R_{32} .
 Затем из (3.86), (3.87) находим R_{30}^x и R_{30}^y .

Графики зависимостей $R_{30}^x(\varphi_1)$, $R_{30}^y(\varphi_1)$ и $R_{32}(\varphi_1)$ показаны на рисунке 3.24.

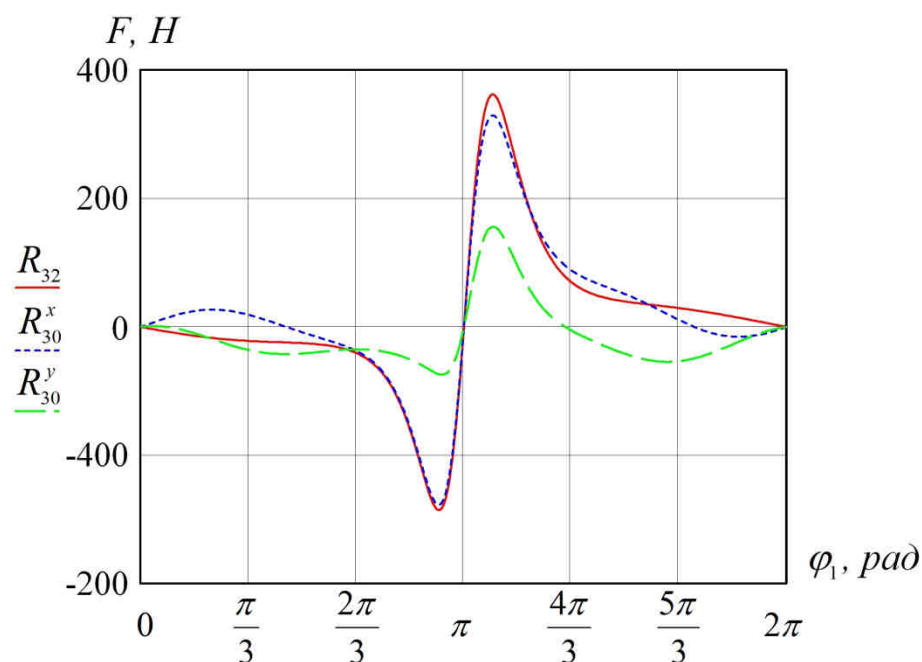


Рисунок 3.24 – Графики зависимостей $R_{30}^x(\varphi_1)$, $R_{30}^y(\varphi_1)$, $R_{32}(\varphi_1)$

Рассмотрим равновесие звена 2 (рис. 3.25), которое совершает плоскопараллельное движение, МЦС является точка B . На звено действуют: реакция \vec{R}_{21} в кинематической паре C , направление которой заранее неизвестно; реакция \vec{R}_{23} в кинематической паре F , которая направлена противоположно найденной реакции \vec{R}_{32} ; реакция \vec{R}_{20} в кинематической паре B , которая направлена под углом α к касательной O_5O_6 ; а также силы инерции, которые приложены к центру масс звена. Для удобства решения поставленной задачи, как и в случае со звеном 4, рассмотрим звено 2 как сумму двух тел: тело 2.1 (цилиндрическое колесо и вал сателлита), сила инерции которого $\vec{F}_{ин21}$ приложена к точке C , и тело 2.2 (эллиптическое колесо), сила инерции которого $\vec{F}_{ин22}$ приложена к точке C_1 .

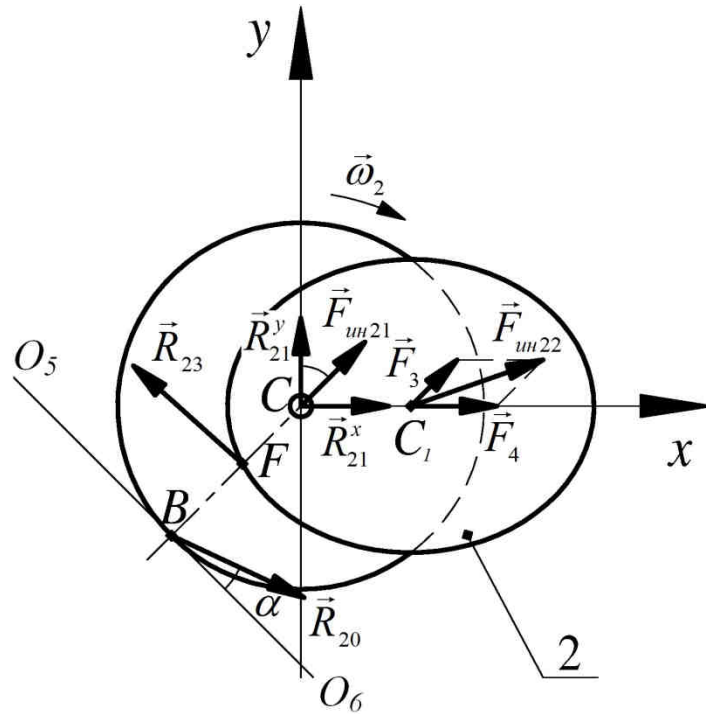


Рисунок 3.25 – Расчетная схема звена 2

Найдем ускорения точек C и C_1 . Так как $\varepsilon_1 = 0$, то $a_C = a_C^n = \omega_1^2 \cdot AC$. Приняв точку C за полюс, получим $\vec{a}_{C_1} = \vec{a}_C + \vec{a}_{C_1C}$, где $a_{C_1C} = a_{C_1C}^n = \omega_2^2 \cdot C_1C$ – ускорение точки C_1 относительно полюса C .

Искомые силы инерции $\vec{F}_{ин21}$ и $\vec{F}_{ин22}$ определяются:

$$\vec{F}_{ин21} = m_{21} \cdot \vec{a}_C, \quad (3.89)$$

$$\vec{F}_{ин22} = m_{22} \cdot \vec{a}_{C_1} = m_{22} \cdot \vec{a}_C + m_{22} \cdot \vec{a}_{C_1C}. \quad (3.90)$$

Введем обозначения $\vec{F}_3 = m_{22} \cdot \vec{a}_C$, $\vec{F}_4 = m_{22} \cdot \vec{a}_{C_1C}$ (рис. 3.25) и запишем условие равновесия в виде системы из трех уравнений – суммы проекций всех сил на оси x и y , и сумму моментов относительно точки C :

$$\begin{cases} R_{21}^x + (F_{ин21} + F_3) \sin \varphi_1 + F_4 \sin(2\varphi_1) - R_{23} \cos(\gamma + \alpha - \varphi_3) + R_{20} \cos(\alpha - \varphi_1) = 0; & (3.91) \\ R_{21}^y + (F_{ин21} + F_3) \cos \varphi_1 + F_4 \cos(2\varphi_1) + R_{23} \sin(\gamma + \alpha - \varphi_3) - R_{20} \sin(\alpha - \varphi_1) = 0; & (3.92) \\ F_3 \sin\left(\frac{\pi}{2} - \varphi_1\right) CC_1 \cos\left(\frac{\pi}{2} - 2\varphi_1\right) + F_3 \cos\left(\frac{\pi}{2} - \varphi_1\right) CC_1 \sin\left(\frac{\pi}{2} - 2\varphi_1\right) - R_{23} CF \cdot \\ \cdot \cos(\pi + \varphi_1) - R_{23}^y CF \sin(\pi + \varphi_1) + R_{20}^x BC \cos(\pi + \varphi_1) + R_{20}^y BC \sin(\pi + \varphi_1) = 0. & (3.93) \end{cases}$$

Учитывая, что $R_{23}^x = R_{23} \cdot \cos(\gamma + \alpha - \varphi_3)$, $R_{23}^y = R_{23} \cdot \sin(\gamma + \alpha - \varphi_3)$, $R_{20}^x = R_{20} \cdot \cos(\alpha - \varphi_1)$, $R_{20}^y = R_{20} \cdot \sin(\alpha - \varphi_1)$, из (3.93) находим реакцию R_{20} . Затем из (3.91), (3.92) находим R_{21}^x и R_{21}^y .

Графики зависимостей $R_{21}^x(\varphi_1)$, $R_{21}^y(\varphi_1)$ и $R_{20}(\varphi_1)$ показаны на рисунке 3.26.

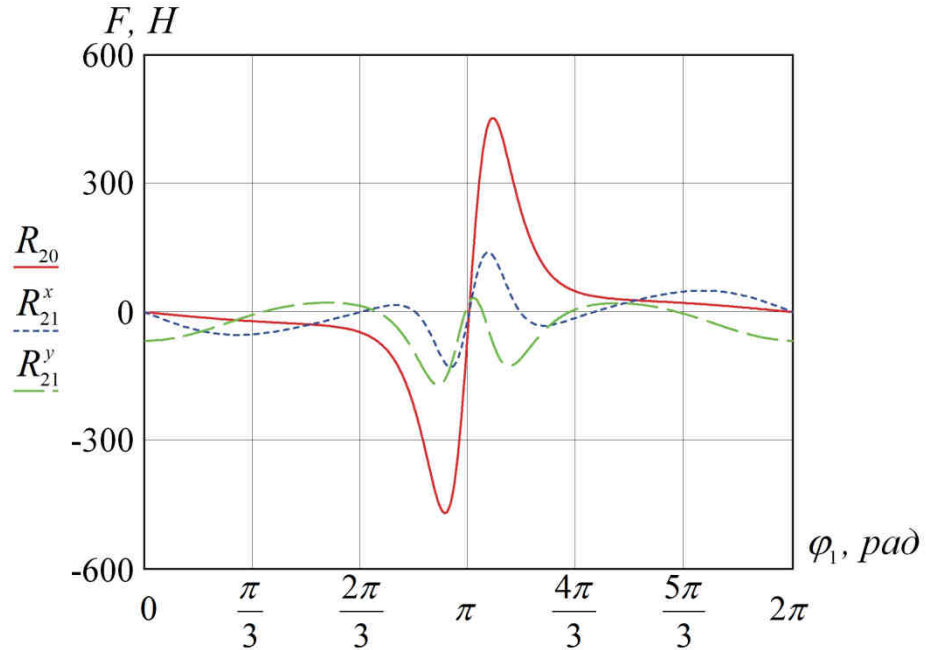


Рисунок 3.26 – Графики зависимостей $R_{21}^x(\varphi_1)$, $R_{21}^y(\varphi_1)$, $R_{20}(\varphi_1)$

Рассмотрим равновесие звена 1 (рис. 3.27), совершающего вращательное движение. На звено действуют: реакция \vec{R}_{10} в кинематической паре A , направление и модуль которой неизвестны; реакция \vec{R}_{12} в кинематической паре C , которая направлена противоположно найденной реакции \vec{R}_{21} ; реакция \vec{R}_{14} в кинематической паре D , которая направлена противоположно найденной реакции \vec{R}_{41} ; уравновешивающий момент \vec{M}_y .

Представим условие равновесия как сумму проекций всех сил на оси x и y , и сумму моментов относительно точки A :

$$\begin{cases} R_{10}^x - R_{12}^x - R_{14}^x = 0; & (3.94) \\ R_{10}^y - R_{12}^y - R_{14}^y = 0; & (3.95) \\ -M_y + R_{12}^x \cdot AC \cdot \cos \varphi_1 - R_{12}^y \cdot AC \cdot \sin \varphi_1 - R_{14}^x \cdot AD \cdot \cos \varphi_1 + R_{14}^y \cdot AD \cdot \sin \varphi_1 = 0. & (3.96) \end{cases}$$

Неизвестные значения \vec{M}_y , \vec{R}_{10}^x , \vec{R}_{10}^y находим из уравнений (3.94)-(3.96).

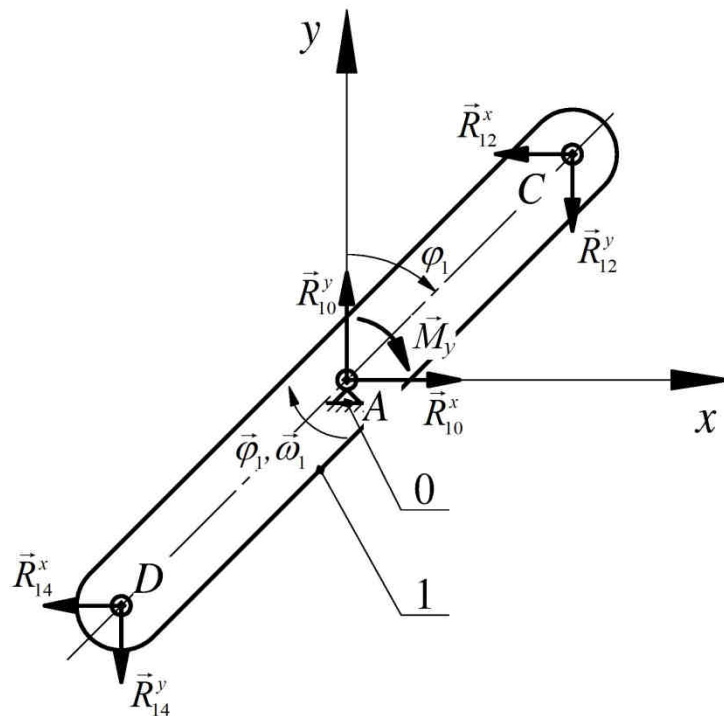
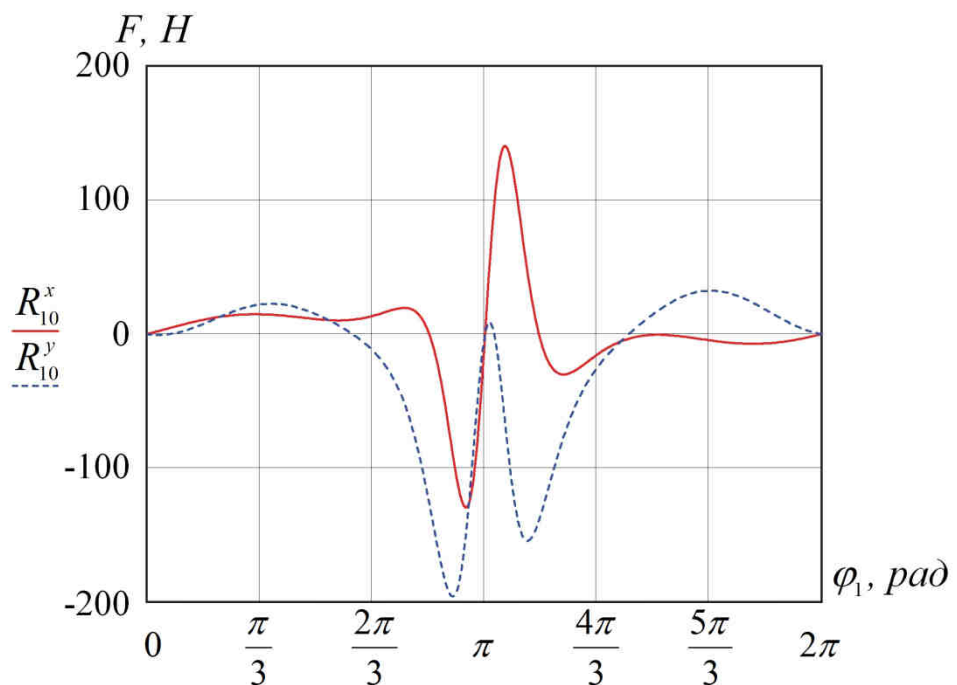


Рисунок 3.27 – Расчетная схема звена 1

На рисунках 3.29, 3.30 представлены графики зависимостей $R_{10}^x(\varphi_1)$, $R_{10}^y(\varphi_1)$ и $M_y(\varphi_1)$.

Рисунок 3.28 – Графики зависимостей $R_{10}^x(\varphi_1)$ и $R_{10}^y(\varphi_1)$

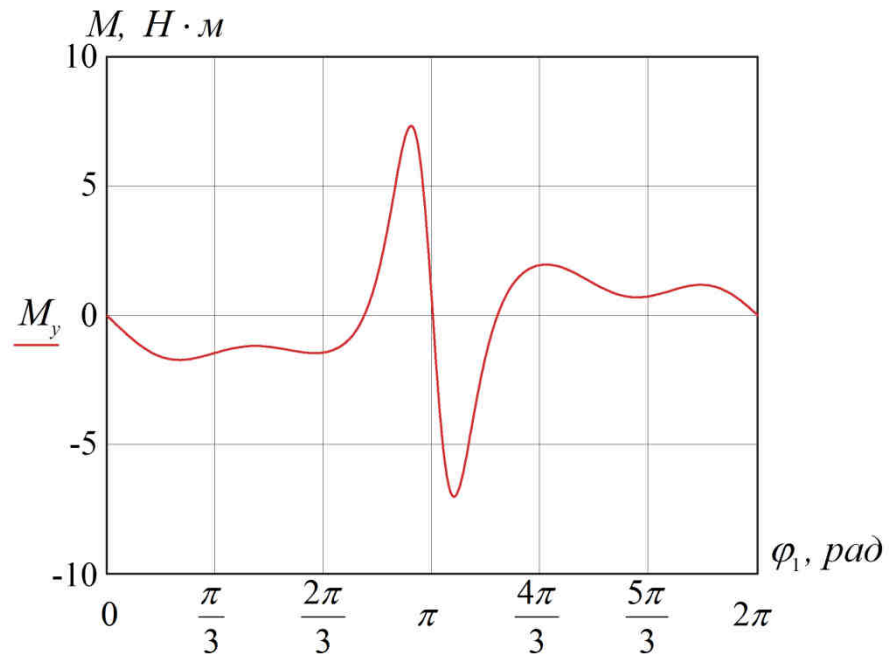


Рисунок 3.29 – График зависимости $M_y(\varphi_1)$

Как видно из графиков на рисунках 3.24, 3.26, 3.28 и 3.29, максимальные значения усилий в кинематических парах и уравновешивающего момента наблюдаются во время изменения направления вращения рабочего органа. При этом в большинстве случаев наблюдается изменение направления вектора силы и момента.

Итак, системы уравнений (3.83)-(3.85), (3.86)-(3.88), (3.91)-(3.93), (3.94)-(3.96) позволяют провести кинетостатический анализ планетарного исполнительного механизма ВВПУ и определить реакции в кинематических парах, а также уравновешивающий момент для всех положений механизма. В качестве примера проведены расчеты и представлены графики усилий в кинематических парах, в зависимости от положения механизма, для режима $f=10$ Гц, $\alpha = 150^\circ$. Предложенная методика силового анализа может быть применена и реализована для других режимов работы исполнительного механизма, что позволяет проводить широкие исследования кинетостатики, выбирать наиболее рациональные режимы работы перемешивающего устройства, а также упростить расчет и проектирование будущей машины.

3.6 Выводы по третьей главе

1. Проведен кинематический анализ планетарного механизма методом Кутцбаха-Смирнова, в результате которого получены аналитические выражения для нахождения аналогов скоростей и ускорений звеньев и центров масс. Выявлено, что кинематика исследуемого механизма определяется эксцентриситетом эллиптических зубчатых колес, и показано влияние данного параметра на угол качания выходного вала и коэффициент асимметрии хода механизма.

2. Проведено уравнивание планетарного механизма, в результате чего найдены выражения для нахождения масс звеньев, при которых не будет возникать нежелательных вибраций.

3. Рассчитан момент сопротивления среды и полезная мощность перемешивающего устройства с возвратно-вращательным движением рабочего органа. Показано, что в зависимости от режима движения жидкости (ламинарного или турбулентного), момент сопротивления может определяться линейной или квадратичной функцией от угловой скорости рабочего органа.

4. Построена одномассовая динамическая модель перемешивающего устройства, проведено ее исследование методом энергомасс. В результате исследований найдены требуемый движущий момент и момент инерции маховика. Получены законы движения начального звена аналитическим и численными методами.

5. Исследована кинетостатика планетарного исполнительного механизма аналитическим методом. В качестве примера проведен расчет ВВПУ и определены реакции в кинематических парах для всех положений планетарного механизма.

ГЛАВА 4. Экспериментальные исследования ВВПУ с планетарным исполнительным механизмом

4.1 Разработка экспериментального стенда с возвратно-вращательным перемешивающим устройством

Представленные ранее (глава 2, 3) теоретические исследования в области анализа и синтеза ВВПУ могут широко применяться при создании новых и модернизации существующих перемешивающих устройств. Однако проектирование и изготовление промышленных образцов без проведения экспериментальных исследований, подтверждающих эффективность новой машины, является экономически нецелесообразным.

С целью проведения натурных испытаний на базе стандартной установки Ika Magic Plant спроектирован и изготовлен лабораторный реактор с ВВПУ (рис. 4.1). Конструкция экспериментальной машины состоит из следующих элементов [72] (рис. 4.1, 4.2): 1 – электродвигатель, 2 – блок управления двигателем, 3 – штатив, на котором закреплен двигатель, 4 – исполнительный механизм (ИМ) перемешивающего устройства, 5 – входной вал ИМ, 6 – выходной вал ИМ, 7 – соединительная муфта, 8 – реактор, 9 – рама, на которой закреплен реактор с ИМ, 10 – крышка реактора, 11 – уплотнительный зажим, 12 – уплотнение рабочего органа, 13 – рабочий орган, 14 – штуцер для загрузки продукта, 15 – выпускной клапан, 16 – штуцеры для подвода теплоносителя.

Перемешивающее устройство работает следующим образом. При включении электродвигателя 1 приводится в движение входной вал 5. Вращательное движение входного вала 5 с помощью исполнительного механизма 4 преобразуется в возвратно-вращательное движение выходного вала 6, которое посредством соединительной муфты 7 передается на рабочий орган 13, что приводит к перемешиванию жидкой среды в реакторе 8.

На основании синтезированной структурной схемы и проведенных исследований спроектирован и изготовлен планетарный исполнительный механизм перемешивающего устройства, общий вид которого показан на рисунке 4.3.

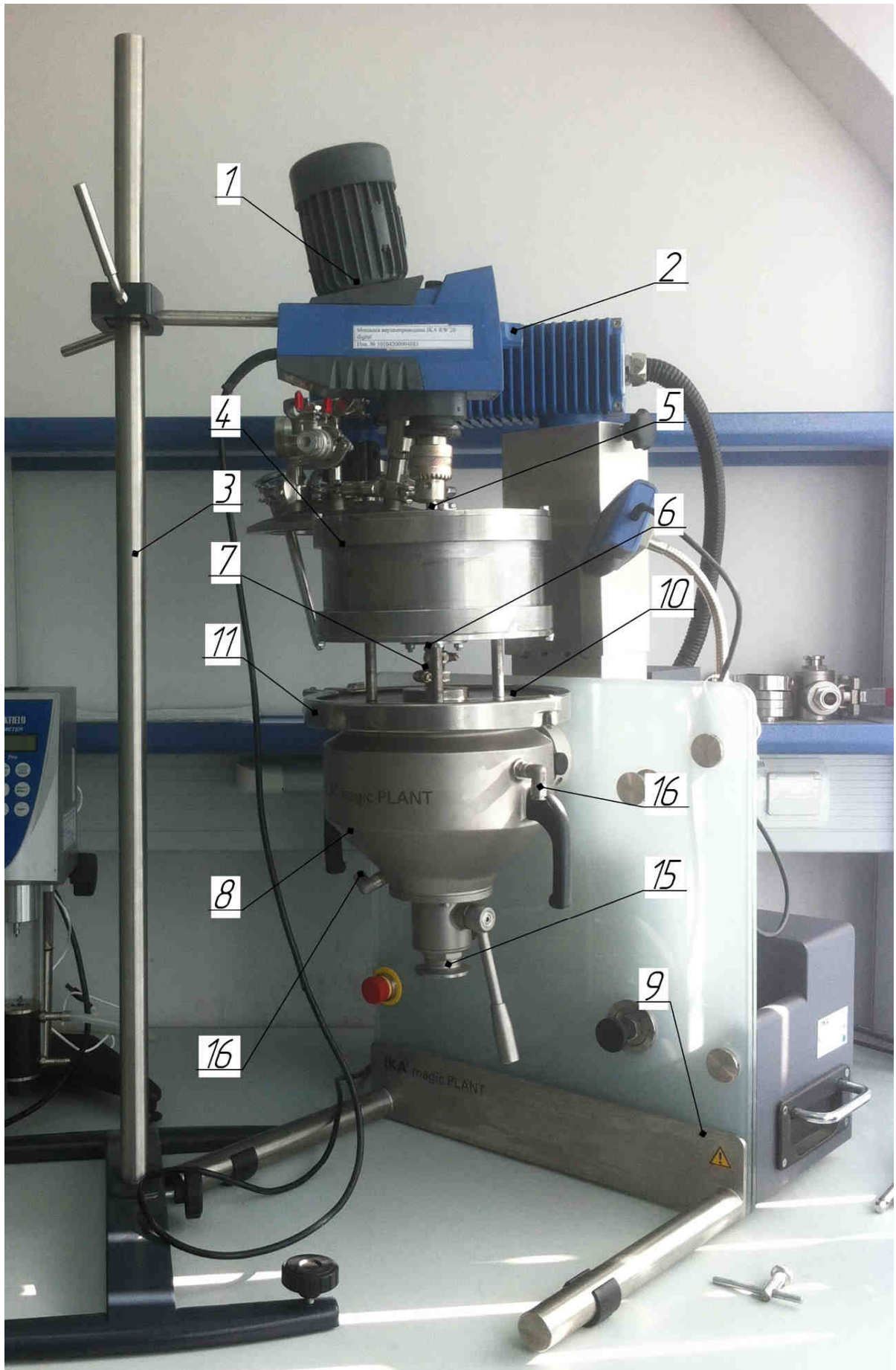


Рисунок 4.1 – Внешний вид экспериментального стенда

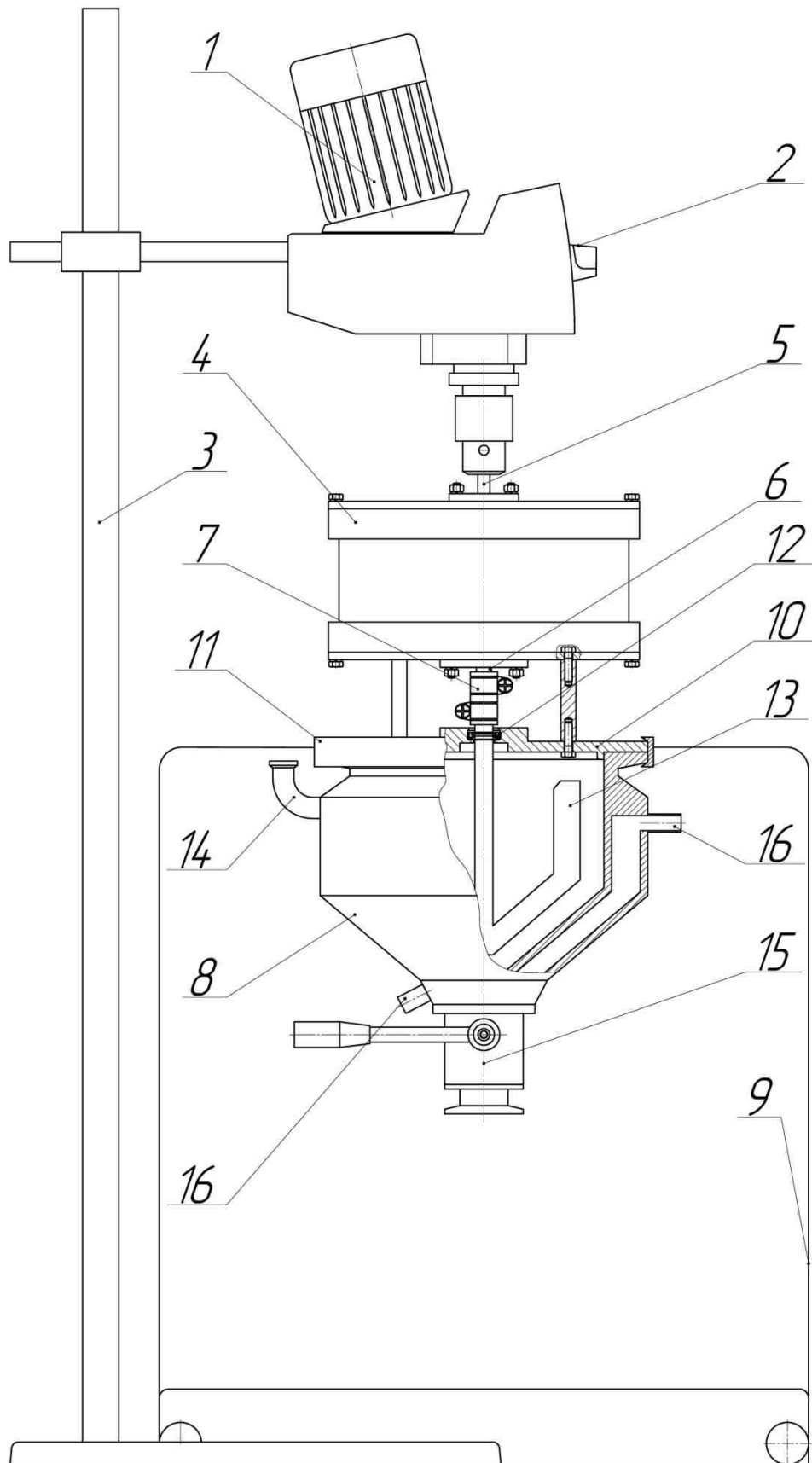


Рисунок 4.2 – Общий вид экспериментального стенда

Планетарный исполнительный механизм (рис. 4.3) состоит из корпуса 1, входного вала 2, водила 3, выходного вала 4, солнечного колеса 5, эллиптических зубчатых колес 6 и 7 на выходном валу, расположенных под углом 180° , первого сателлита, состоящего из цилиндрического зубчатого колеса 8, эллиптического колеса 9 и вала 10, второго сателлита, состоящего из противовеса 11, эллиптического колеса 12 и вала 13.

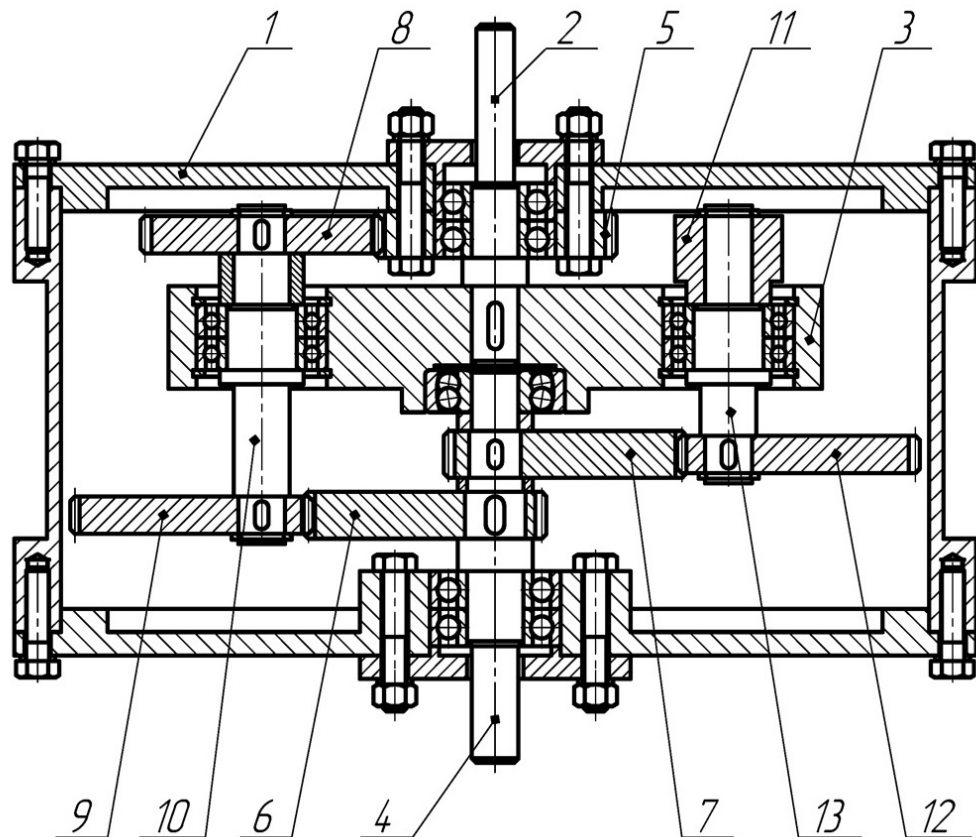


Рисунок 4.3 – Общий вид планетарного исполнительного механизма

Возвратно-вращательное движение в планетарном механизме обеспечивается следующим образом. Вращательное движение входного вала 2 передается водилу 3, благодаря этому цилиндрическое зубчатое колесо 8 обкатывается по солнечному колесу 5. Движение колеса 8 через вал 10 и эллиптическую шестерню 9 передается эллиптическому зубчатому колесу 6 и выходному валу 4, а также жестко закрепленному на выходном валу эллиптическому зубчатому колесу 7. При одинаковых размерах цилиндрических колес 8 и 5 выходной вал 4 через полный оборот входного вала 2 оказывается в том же положении, однако благодаря переменному передаточному отношению

пары эллиптических колес 9 и 6 совершает возвратно-вращательное движение. Второй сателлит является противовесом. Также как и первый, он совершает плоскопараллельное движение, при этом центры масс звеньев 8 и 11, 9 и 12, 10 и 13 всегда лежат на линии, проходящей через ось вращения входного вала, поэтому при правильном подборе масс звеньев в механизме не будут возникать нежелательные вибрации.

Экспериментальный стенд оснащен электродвигателем мощностью 72 Вт, с возможностью регулирования частоты вращения $n=50-500$ об/мин, что обеспечивает диапазон частоты колебаний рабочего органа $f=0.8-8$ Гц. Угол колебаний рабочего органа α определяется эксцентриситетом эллиптических зубчатых колес, который зависит от размеров большой и малой полуосей делительного эллипса. Для проведения исследований с различными углами α изготовлен набор из 5 комплектов сменных эллиптических колес, геометрические параметры которых приведены в таблице 4.1.

Таблица 4.1 – Размеры сменных эллиптических колес

№ компл.	Большая полуось a	Малая полуось b	Фокальное расстояние c	Фокальный параметр p	Эксцентриситет e
1	25	20	15	16	0.6
2	25	21	13.565	17.64	0.543
3	25	22	11.874	19.36	0.475
4	25	23	9.798	21.16	0.392
5	25	24	7	23.04	0.28

Разъемная конструкция установки и исполнительного механизма позволяет провести переналадку экспериментального стенда: изменить угол колебаний рабочего органа или проводить эксперименты в классическом вращательном перемешивающем устройстве. При установке соответствующих комплектов зубчатых колес обеспечиваются следующие углы качания: 1 – $\alpha = 147^\circ$, 2 – $\alpha = 131^\circ$, 3 – $\alpha = 113^\circ$, 4 – $\alpha = 92^\circ$, 5 – $\alpha = 65^\circ$.

При необходимости нагревания или поддержания постоянной температуры продукта в реакторе, установка оснащается циркуляционным термостатом.

4.2 Экспериментальное исследование кинематики планетарного исполнительного механизма

Проведем проверку адекватности разработанной кинематической модели реальному механизму. Так как уравнения (3.8)-(3.10) зависят друг от друга, то достаточно проанализировать одно из них, например, функцию положения (3.10). Для проведения данных исследований изготовлен макет механизма в прозрачном корпусе из оргстекла, на котором нанесена транспортирная шкала. Исследование функций положения проводилось для всех комплектов сменных колес (табл. 1) путем измерения углов поворота $\varphi_{вх}$ и $\varphi_{вых}$ входного и выходного валов с интервалом 10° , в каждом из положений по 3 измерения [80]. Результаты измерений показаны на рисунке 4.4.

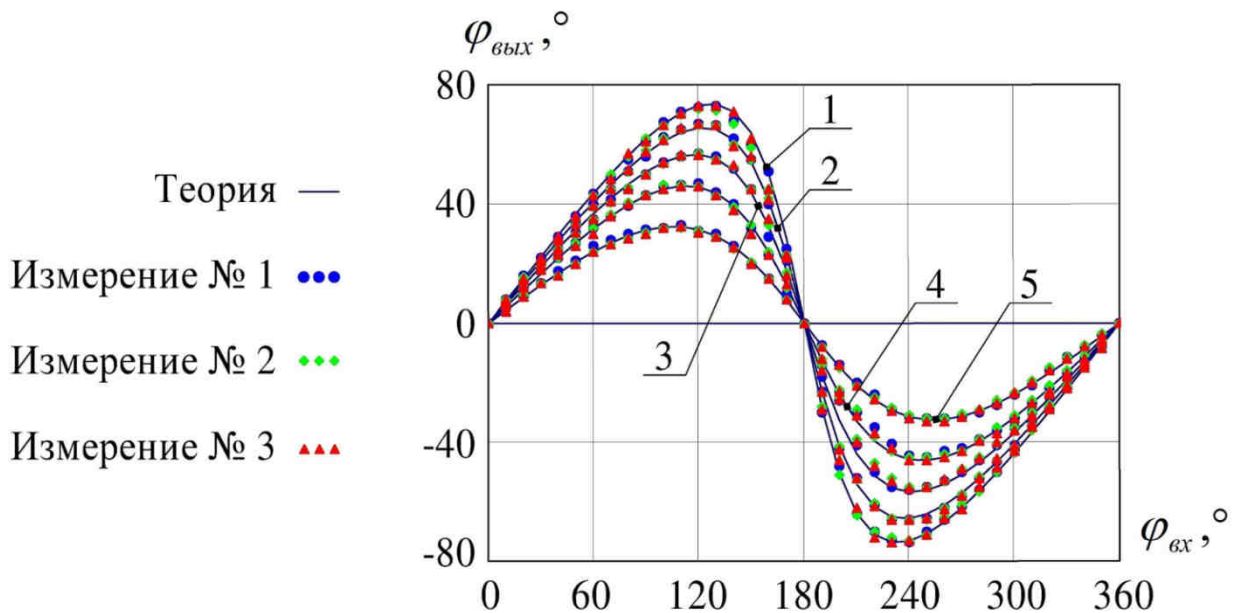


Рисунок 4.4 – Результаты измерения углов функций положения $\varphi_{вых}(\varphi_{вх})$

Как видно из рисунка 4.4, максимальные отклонения результатов эксперимента от расчетных данных не превышают 7%.

Проведем статистический анализ результатов измерений на примере механизма с комплектом эллиптических колес № 2 ($a=25, b=21$). На рисунке 4.5 показаны графики абсолютных ошибок ξ для трех измерений.

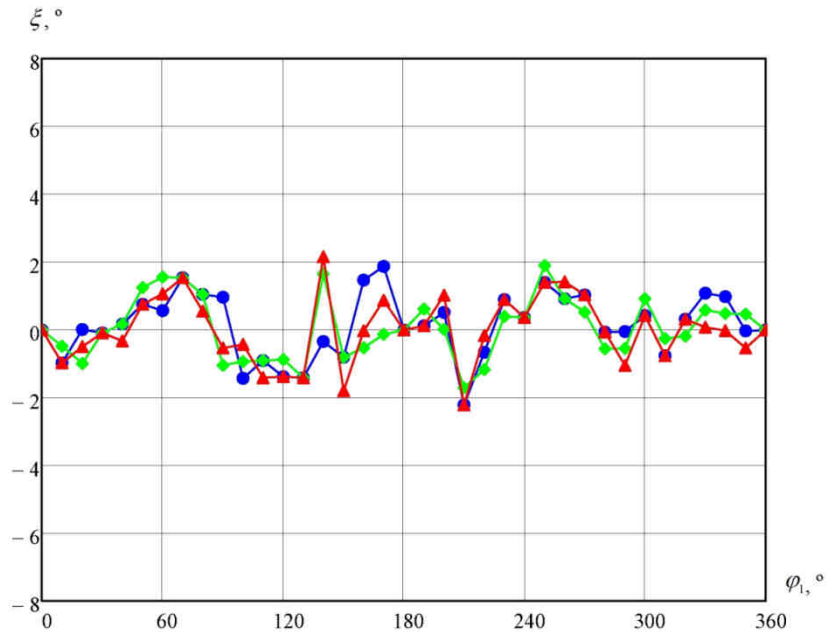


Рисунок 4.5 – Графики абсолютных ошибок

Построим интервальный вариационный ряд полученных экспериментальных данных. Для определения оптимального количества интервалов k воспользуемся формулой Стерджесса [20]:

$$k = 3.32 \lg n + 1, \quad (4.1)$$

где n – численность совокупности ($n=108$).

Разбив выборку на $k=8$ интервалов, построим гистограмму рассеивания результатов измерений (рис. 4.6).

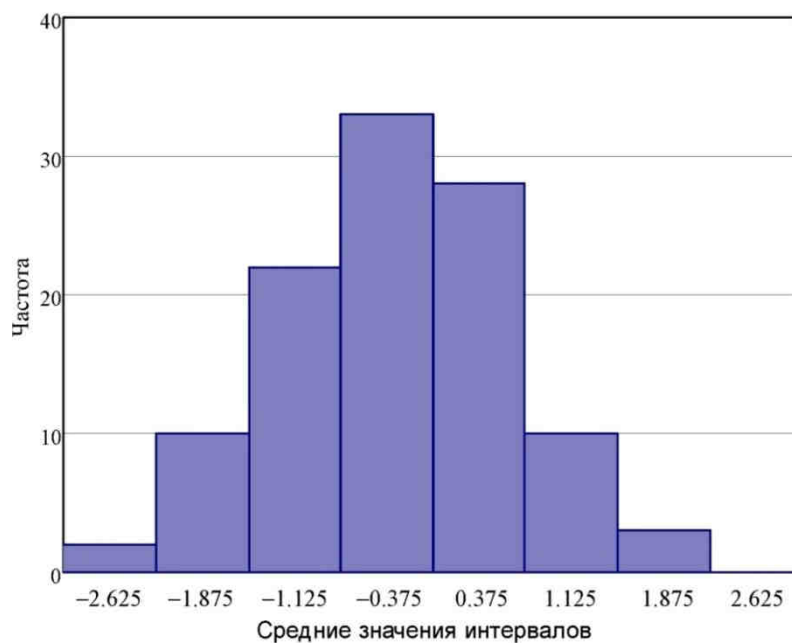


Рисунок 4.6 – Гистограмма рассеиваний результатов измерений

Проверим гипотезу о нормальном распределении исследуемой выборки. Параметры нормального распределения (математическое ожидание и среднеквадратическое отклонение) определим по формуле [24]:

$$M(X) = \sum_{i=1}^n (x_i p_i); \quad (4.2)$$

$$\sigma(X) = \sqrt{(x_i - M(X))^2 \cdot p_i}, \quad (4.3)$$

где x_i – среднее значение интервала, p_i – вероятность попадания величины в интервал.

Для исследуемой выборки $M(X) = -0.313$ и $\sigma(X) = 0.953$. Вычислим теоретические вероятности попадания в интервал через интегральную функцию:

$$P_i^{теор} = F(Z_{i+1}) - F(Z_i), \quad (4.4)$$

где $F(Z)$ – интегральная функция выбранного закона распределения.

Теоретические частоты попадания в интервал определим по формуле:

$$n_i^{теор} = P_i^{теор} \cdot n. \quad (4.5)$$

Построим гистограммы эмпирических и теоретических частот на одном графике и сравним результаты (рис. 4.7).

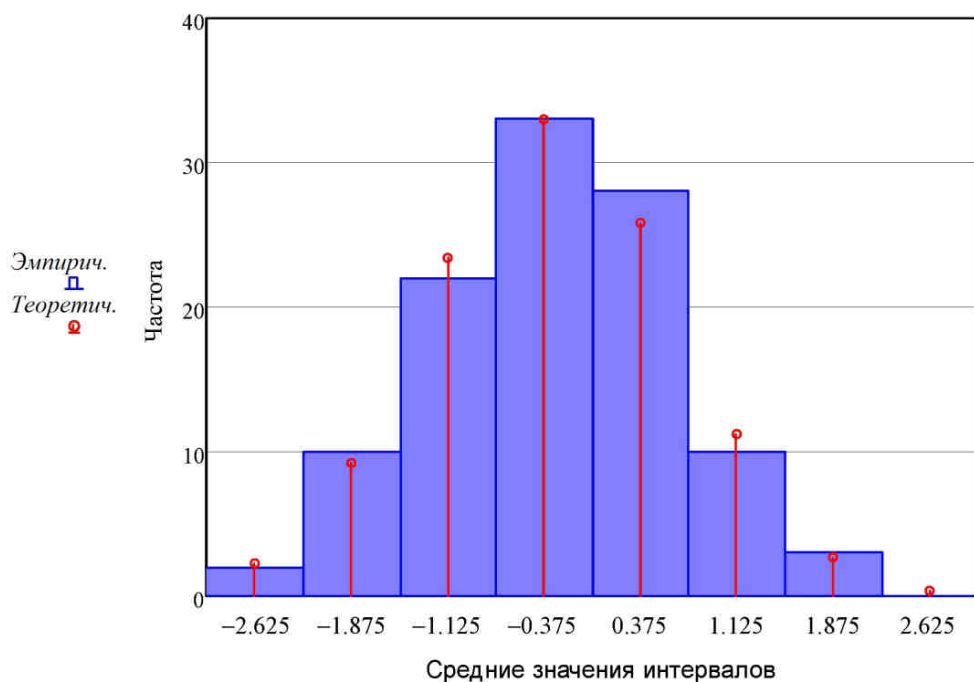


Рисунок 4.7 – Гистограммы эмпирических и теоретических частот

Из рисунка 4.7 видно, что эмпирические и теоретические частоты попадания в интервал совпадают.

Для проверки выдвинутой гипотезы воспользуемся критерием согласия Пирсона [24]:

$$\chi_{набл}^2 = \sum \frac{(n_i - n_i^{теор})^2}{n_i^{теор}}. \quad (4.6)$$

Проверим, удовлетворяет ли полученное значение $\chi_{набл}^2 = 0.918$ выбранной гипотезе по уровню значимости $\alpha = 0.05$ и количеству степеней свободы $k=5$. Так как $\chi_{набл}^2 < \chi_{кр}^2$, то выбранную гипотезу считаем верной.

Оценить процент вероятности принадлежности распределения к нормальному можно по формуле, предложенной в [42]:

$$\alpha = \left[1 - \left(\frac{1}{2^{\frac{k}{2}} \Gamma\left(\frac{k}{2}\right)} \int_0^{\chi_{1-\alpha}^2(k)} e^{-\frac{t}{2}} \cdot t^{\frac{k}{2}-1} dt \right) \right] \cdot 100\%, \quad (4.7)$$

Используя формулу (4.7), получим $\alpha = 96.89$. Таким образом, данное распределение относится к нормальному с вероятностью 96.89%. Используя выражения (4.2)-(4.7), вычислим $\chi_{набл}^2$ и α для других комплектов эллиптических колес (табл. 4.2).

Таблица 4.2 – Значения $\chi_{набл}^2$ и α

№ КОМПЛ.	$\chi_{набл}^2$	α , %
1	71.854	4.2×10^{-12}
2	0.918	96.89
3	50.37	1.16×10^{-7}
4	18.74	0.215
5	4.695	45.422

Как видно из таблицы 4.2, гипотезу о нормальном распределении результатов измерения можно считать верной для экспериментов с комплектами эллиптических колес № 2 и № 5.

Определим погрешность измерений с доверительной вероятностью $P=0.99$. Найдем квантиль распределения m из выражения:

$$\Phi(m) - \Phi(-m) = P, \quad (4.8)$$

где $\Phi(m)$ – функция Лапласа.

Так как функция Лапласа нечетная, следовательно $\Phi(-m) = -\Phi(m)$.

Преобразуем выражение (4.8) и получим:

$$\Phi(m) = \frac{0.99}{2} = 0.495. \quad (4.9)$$

Используя таблицу значений $\Phi(Z)$ [41], находим $m=2.57$. Тогда доверительный интервал с надежностью 0.99 запишется в виде:

$$M(X) - 2.57 \cdot \sigma(X) < M(X) < M(X) + 2.57 \cdot \sigma(X). \quad (4.10)$$

Таким образом, для механизма с комплектами эллиптических колес № 2 и № 5 погрешности измерения с вероятностью 0.99 попадают в интервалы $-0.313 \pm 2.45^\circ$ и $-0.36 \pm 1.64^\circ$ соответственно.

Так как экспериментальные данные для механизма с комплектами эллиптических колес № 1, № 3, № 4 не подчиняются закону нормального распределения, то определение доверительного интервала в данных случаях представляет довольно трудную задачу. Анализ графиков на рисунке 4.4 показывает, что отклонения результатов эксперимента от теоретических расчетов лежат в допустимых пределах.

Проведенные экспериментальные исследования и их статистический анализ подтвердили адекватность математической модели реальным механизмам с различными размерами эллиптических колес. Следовательно, применение построенной кинематической модели при проведении динамического и кинетостатического анализа дает верные результаты.

4.3 Исследование интенсивности перемешивания в аппарате с возвратно-вращательным перемешивающим устройством

Перемешивание интенсифицирует многие процессы, связанные с тепло и массообменом. К этим процессам относятся широко распространенные в химической технологии операции: нагревание или охлаждение, растворение, кристаллизация, экстракция, абсорбция, электролиз и гетерогенные химические реакции, которые в большинстве случаев протекают в жидкой среде [109].

Большое количество научных исследований посвящено изучению процессов, протекающих в аппаратах с мешалками, а также разработано множество методов оценки качества перемешивания [14, 109], например, применение красящих веществ, использование электропроводности, теплоты растворения, разности плотностей, градиента температур и др. Основным критерием оценки является время перемешивания, которое необходимо затратить для получения требуемого качества выходного продукта.

Проведем сравнение интенсивности перемешивания в классическом вращательном перемешивающем устройстве и реакторе с ВВПУ на примере теплообмена между стенками реактора и жидкостью, а также процесса экстракции масла из семян подсолнечника.

4.3.1 Интенсификация теплообмена в реакторе с ВВПУ

Оценка эффективности перемешивания на примере процессов теплообмена является наиболее простым способом, так как не требует специальной вспомогательной и измерительной аппаратуры или постоянного отбора проб для отслеживания концентрации [14]. Измерение температуры производилось постоянно с помощью электронного термометра, с точностью 0.1°C .

Эксперимент проведен следующим образом. В рубашку реактора подавался теплоноситель (дистиллированная вода) температурой $70 \pm 0.1^{\circ}\text{C}$, которая с помощью циркуляционного термостата поддерживалась постоянной в течение эксперимента. Затем через входной штуцер загружали 500 мл дистиллированной воды с температурой $20 \pm 0.1^{\circ}\text{C}$, и производили перемешивание

при частоте 50 об/мин, что увеличивало интенсивность теплообмена между жидкостью и стенками реактора. Так как во время загрузки воды в разогретый реактор ее температура поднималась до 43°C, то измерения проводились от 43°C до достижения равновесного режима (69.5°C). Графики изменения температуры воды от времени для различных режимов перемешивания с использованием классического реактора и реактора с ВВПУ показаны на рис. 4.8.

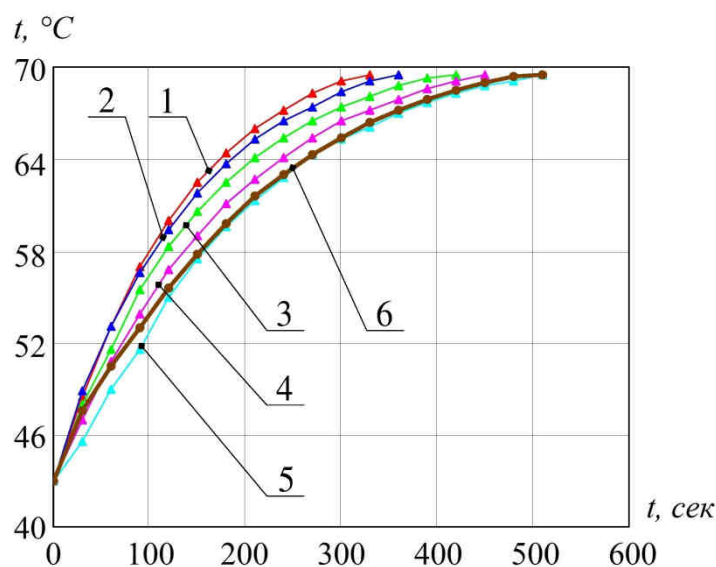


Рисунок 4.8 – Графики изменения температуры воды от времени перемешивания:

1 – $\alpha = 147^\circ$, 2 – $\alpha = 131^\circ$, 3 – $\alpha = 113^\circ$, 4 – $\alpha = 92^\circ$, 5 – $\alpha = 65^\circ$;

6 – вращательное перемешивающее устройство

Анализ графиков показал, что нагрев воды носит экспоненциальный характер с разной интенсивностью подъема температур. Из эксперимента видно, что увеличение угла колебаний рабочего органа приводит к интенсификации теплообмена в реакторе.

Возвратно-вращательное перемешивающее устройство с углом колебаний 65° имеет такую же эффективность, что и традиционное перемешивающее устройство, равновесный режим установился за 8.5 минут. Применение ВВПУ с углом колебаний 147° позволило сократить время перемешивания по сравнению с классическим реактором на 3 минуты, что составляет 35%. Увеличение интенсивности перемешивания возможно за счет высокого градиента скоростей перемешиваемой среды и ликвидации застойных зон.

4.3.2 Исследование процесса экстрагирования масличных материалов в реакторе с ВВПУ

Производство растительных масел – одна из ведущих отраслей пищевой промышленности [18, 37, 102, 110]. На сегодняшний день известны два основных метода получения масла из семян: прессование и экстракция [102, 110]. Прессование является самым экологичным способом получения масла, при этом в жмыхе остается довольно большое количество масла – около 12-15%. Поэтому производители извлекают остатки масла методом экстракции, после чего содержание масла в отходах (шроте) составляет менее 1% [37]. Расширение применения экстракционного способа является основным направлением технического прогресса в области получения растительных масел, цель которого – максимальное извлечение масла при высоком качестве получаемого масла и шрота [118, 110].

Моделирование технологического процесса экстракции масла производится в лабораторных реакторах с перемешивающими устройствами. Сравним результаты исследований, полученные в классическом реакторе с мешалкой, и в разработанной установке с применением возвратно-вращательного перемешивающего устройства.

Для исследования кинетики экстракции использовались следующие материалы. В качестве масличного материала применялся жмых, полученный из семян подсолнечника после прессования. В качестве растворителя использовался петролейный эфир. Экстракцию проводили при соотношении масличного материала к растворителю 1:5.

Алгоритм проведения эксперимента следующий (рис. 4.9):

1. Измельчается масличный материал (жмых) до размеров 1-3 мм, взвешивается заданное количество материала (65 г) и загружается в реактор 1.
2. Добавляется заданное количество растворителя (325 г).
3. Включается двигатель 3 и с помощью исполнительного механизма 2 рабочему органу сообщается возвратно-вращательное движение. Таким образом производится перемешивание для интенсификации процесса экстракции.

4. Температура полученной смеси (мисцеллы) поддерживается постоянной (25°C) с помощью циркуляционного термостата 4.

5. Экстракция проводится в течение 30 минут, при этом производится отбор проб через определенные промежутки времени (1, 4, 8, 12, 16, 20, 25, 30 мин) для отслеживания концентрации масла в мисцелле.

6. После экстракции система разделялась на осадок и жидкую фазу, далее определялось содержание масла в жидкой фазе.

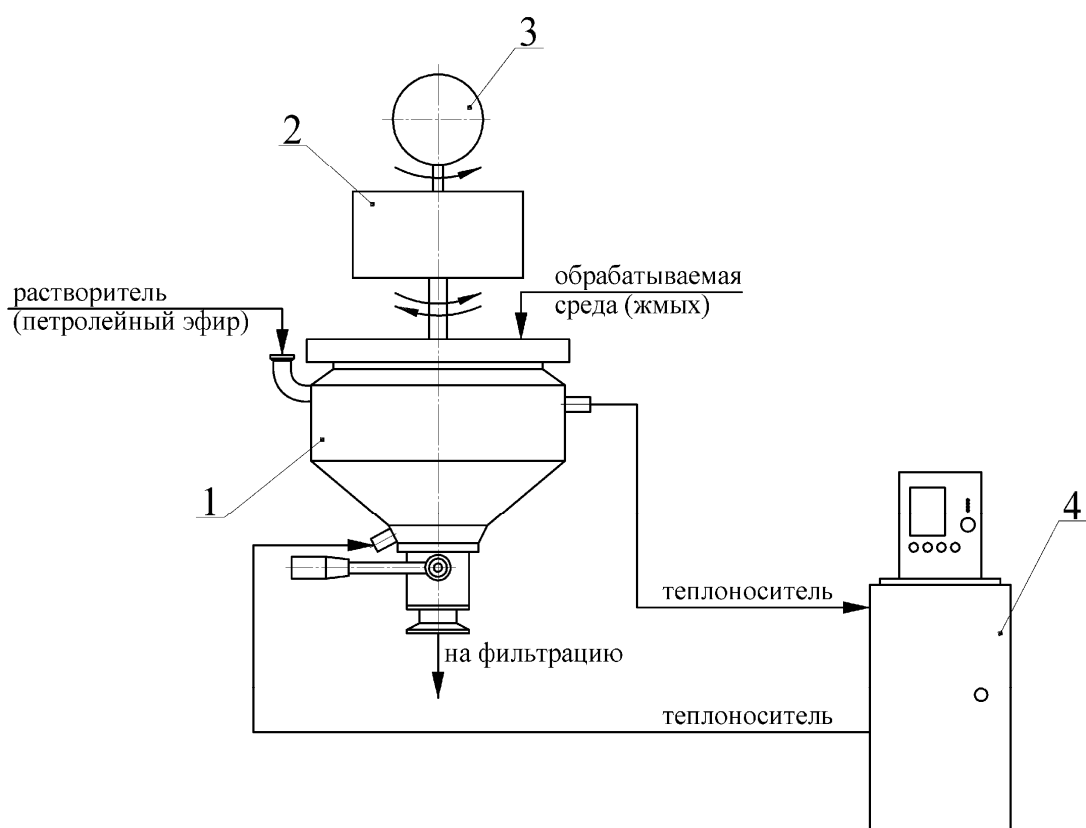


Рисунок 4.9 – Технологическая схема процесса экстракции в лабораторном реакторе:

1 – реактор; 2 – исполнительный механизм; 3 – двигатель; 4 – циркуляционный термостат

Адекватность сравнительных испытаний классического реактора и ВВПУ обусловлена одинаковыми условиями эксперимента (исходные материалы, температура перемешиваемой среды, частота вращения двигателя – 150 об/мин, тип используемого рабочего органа, размеры и конфигурация реактора).

Зависимость концентрации масла в мисцелле (C , %) от времени экстракции (t , мин) для различных режимов перемешивания с использованием классического реактора и реактора с ВВПУ показаны на рис. 4.10.

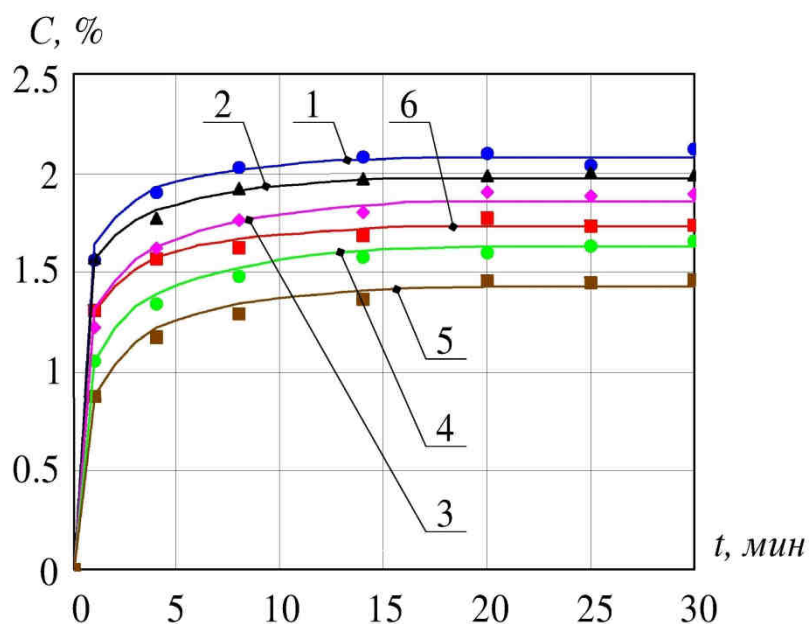


Рисунок 4.10 – Зависимость концентрации масла от времени экстракции:

1 – $\alpha = 147^\circ$, 2 – $\alpha = 131^\circ$, 3 – $\alpha = 113^\circ$, 4 – $\alpha = 92^\circ$, 5 – $\alpha = 65^\circ$;

6 – вращательное перемешивающее устройство

В ходе эксперимента установлено, что увеличение угла колебаний рабочего органа приводит к возрастанию скорости процесса, а также концентрации масла в мисцелле. Исследования показали, что ВВПУ с углами колебаний рабочего органа 113° , 131° и 147° позволили увеличить интенсивность перемешивания и ускорить процесс экстракции. Выход масла в ВВПУ с углами колебаний 113° , 131° и 147° по сравнению с классическим вращательным перемешивающим устройством увеличился на 9.17%, 14.65% и 22.2% соответственно.

4.4 Выводы по четвертой главе

1. На основании проведенных теоретических исследований спроектирован и изготовлен экспериментальный стенд возвратно-вращательного перемешивающего устройства, который состоит из стандартного реактора Ica Magic Plant и планетарного исполнительного механизма. В экспериментальной установке реализована возможность регулирования частоты колебаний рабочего органа 0.8–8 Гц и выбора угла колебаний рабочего органа (65° , 92° , 113° , 131° , 147°).

2. Проведенные натурные исследования кинематики исполнительного механизма и статистический анализ результатов подтвердили адекватность математической модели реальным механизмам с различными размерами эллиптических колес, максимальные отклонения экспериментальных данных от расчетных значений не превышают 7%.

3. На примере теплообмена показано увеличение интенсивности перемешивания в реакторе с ВВПУ, по сравнению с классическим перемешивающим устройством. Применение ВВПУ с углом колебаний 147° позволило сократить время перемешивания по сравнению с классическим реактором на 3 минуты, что составляет 35%.

4. Проведено сравнительное исследование процесса экстракции масла из семян подсолнечника в реакторе с классическим перемешивающим устройством и с применением ВВПУ. Исследования показали, что ВВПУ с углами колебаний рабочего органа 113° , 131° и 147° позволили увеличить интенсивность перемешивания, при этом выход масла по сравнению с классическим аппаратом увеличился на 9.17%, 14.65% и 22.2% соответственно.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

На основании проведенных научных исследований можно выделить следующие основные результаты и выводы:

1. Анализ научной и патентной литературы по тематике диссертационной работы показал актуальность создания и исследования принципиально новых конструкций исполнительных механизмов перемешивающих устройств, обеспечивающих высокий перепад скоростей перемешиваемой среды, интенсификацию физико-химических процессов в реакторе.

2. С помощью структурных математических моделей разработаны и проанализированы схемы возвратно-вращательных перемешивающих устройств. Так как в результате синтеза получены многовариантные решения исполнительных механизмов ВВПУ, то в качестве объекта дальнейших исследований принят планетарный механизм с эллиптическими зубчатыми колесами.

3. В результате исследований кинематики планетарного механизма перемешивающего устройства получены аналитические зависимости для нахождения положений, аналогов скоростей и ускорений всех звеньев механизма и их центров масс; изучено влияние эксцентриситета эллиптических колес на угол качания выходного вала и коэффициент асимметрии хода механизма.

4. Найдены выражения для нахождения масс звеньев, обеспечивающих статическое и частичное динамическое уравнивание планетарного механизма. Предложенная методика уравнивания использована при проектировании экспериментального стенда.

5. Исследована динамика планетарного возвратно-вращательного перемешивающего устройства. Показано, что в зависимости от режима перемешивания (ламинарного или турбулентного) момент сопротивления может определяться линейной или квадратичной функцией от угловой скорости рабочего органа. Получены законы движения входного звена исполнительного механизма для различных режимов работы ВВПУ, проведен расчет маховика для снижения неравномерности движения.

6. Исследована кинестатика планетарной передачи с эллиптическими зубчатыми колесами. В качестве примера проведен расчет ВВПУ и определены реакции в кинематических парах для всех положений механизма.

7. На основании проведенных теоретических исследований спроектирован, изготовлен и испытан исполнительный механизм возвратно-вращательного перемешивающего устройства. В результате экспериментальных исследований доказано увеличение эффективности процессов теплообмена (до 35%) и экстракции (на 10-20%) в реакторе с ВВПУ.

8. Проведенные натурные исследования функции положения планетарного исполнительного механизма и статистический анализ результатов подтвердили адекватность математической модели реальным механизмам с различными размерами эллиптических колес.

Список литературы

1. А.с. 1360787 СССР, МПК В 01 F 11/00. Устройство для виброперемешивания / Смелягин А.И., Поляков Ю.С., Райс В.Р., Мисюк Ю.П., Замятин П.Л. (СССР). – № 4094202/24-26; заявл. 21.05.86; опубл. 23.12.87, Бюл. № 47. – 5 с.
2. А.с. 1459701 СССР, МКИ В 01 F 7/30. Аппарат для перемешивания многофазных сред / Мартынов Ю.В., Торубаров Н.Н., Рудаков А.Н., Рязанцев Ю.С., Чупин Ю.Н., Шевченко В.П. (СССР). № 3579339; заявл. 15.04.83; опубл. 23.02.89, Бюл. № 7. – 3 с.
3. А.с. 1769941 СССР. Аппарат с нестационарным процессом перемешивания / Мудров А.Г., Мудров П.Г., Матяшин А.В (СССР). – Б.И. № 39, 1992.
4. А.с. 233616 СССР, МПК В 011. Вибромешалка / Хан О.А., Гуцин Ю.А., Пиков Н.Х. (СССР). – № 1045259/23-26; заявл. 24.12.65; опубл. 24.12.68, Бюл. № 3. – 2 с.
5. А.с. 582378 СССР, МПК В 01 F 11/02. Вибромешалка / Денисенко В.В., Резниченко И.Н., Чмырев Ю.П., Гуцин Ю.А., Хан О.А. (СССР). – № 2050117/03; заявл. 06.08.74; опубл. 30.11.77, Бюл. № 44. – 2 с.
6. А.с. 83854 СССР, МПК 47h13. Зубчатый планетарный редуктор / Кетов Х.Ф., Литвин Ф.Л. (СССР). – № 398443; заявл. 19.01.49; опубл. 01.01.50. – 3 с.
7. А.с. 854350 СССР, МКИ А 21 С 1/02. Тестомесильная машина / Мудров П.Г., Мудров А.Г (СССР). – № 2837373; заявл. 06.11.79; опубл. 15.08.81, Бюл. № 30. – 2 с.
8. А.с. 863378 СССР, МКИ В 28 С 5/16. Мешалка / Мудров П.Г., Мудров А.Г. (СССР). № 2719745; заявл. 30.11.79; опубл. 15.09.81, Бюл. № 40. – 2 с.
9. Адельсон, С.В. Процессы и аппараты нефтепереработки и нефтехимии / С.В. Адельсон. – М.: Гостоптехиздат, 1963. – 311 с.
10. Артоболевский, И.И. Теория механизмов и машин / И.И. Артоболевский. – М.: Наука, 1968. – 640 с.
11. Бакланов, Н.А. Перемешивание жидкостей / Н.А. Бакланов. – Л.: Химия, 1979. – 64 с.

12. Белякова, С.А. Механизм для обеспечения заданных параметров движения рабочих органов: дис. ... канд. техн. наук: 05.02.02 / Белякова Светлана Анатольевна. – Красноярск, 2004. – 160 с.

13. Боголюбов, А.Н. Теория механизмов и машин в историческом развитии ее идей / А.Н. Боголюбов. – М.: Наука, 1976. – 467 с.

14. Борисов, А.В. Интенсификация перемешивания в аппаратах с использованием решетки крыловых профилей: дис. ... канд. техн. наук: 05.17.08 / Борисов Алексей Викторович. – М., 2003. – 112 с.

15. Брагинский, Л.Н. Перемешивание в жидких средах: Физические основы и инженерные методы расчета / Л.Н. Брагинский, В.И. Бегачев, В.М. Барабаш. – Л.: Химия, 1984. – 336 с.

16. Васильцов, Э.А. Аппараты для перемешивания жидких сред / Э.А. Васильцов, В.Г. Ушаков. – Л.: Машиностроение, 1979. – 272 с.

17. Воробьева, Н.С. Структурно-геометрический синтез манипулятора параллельно-последовательной структуры / Н.С. Воробьева, А.В. Дяшкин, В.В. Дяшкин-Титов, И.А. Несмиянов // В сборнике: Эколого-мелиоративные аспекты рационального природопользования Материалы Международной научно-практической конференции. – 2017. – С. 71-77.

18. Гавриленко, И.В. Маслоэкстракционное производство / И.В. Гавриленко. – М.: Пищепромиздат, 1960. – 247 с.

19. Гаврилова, В.А. Емкостное оборудование молочной промышленности / В.А. Гаврилова. – М.:Агропромиздат, 1987. – 184 с.

20. Гайдышев, И. Анализ и обработка данных: Специальный справочник / И. Гайдышев. – СПб.: Питер, 2001. – 752 с.

21. Галиакбаров, В.Ф. Расчет гидродинамических характеристик процесса перемешивания нефтепродуктов в резервуарах [Электронный ресурс] / В.Ф. Галиакбаров, Ю.Р. Салихова // Электронный научный журнал «Нефтегазовое дело». – 2003. – №1. – Режим доступа:

http://ogbus.ru/authors/Galiakbarov/Galiakbarov_1.pdf

22. Ганиев, Р.Ф. Волновое перемешивание / Р.Ф. Ганиев, Д.Л. Ревизников, Л.Е. Украинский // Нелинейная динамика. – 2008. – Т.4. – № 4. – С. 483-496.
23. Ганиев, Р.Ф. Об эффекте волнового диспергирования газа в жидкости / Р.Ф. Ганиев, А.С. Корнеев, Л.Е. Украинский // Доклады академии наук. – 2007. – Т. 416. – № 3. – С. 329-331.
24. Гмурман, В.Е. Теория вероятностей и математическая статистика / В.Е. Гмурман. – М.: Высшая школа, 1972. – 386 с.
25. ГОСТ 20680-2002. Аппараты с механическими перемешивающими устройствами. Общие технические условия. – М.: Изд-во стандартов, 2002. – 22 с.
26. ГОСТ 22577-77. Устройства перемешивающие для жидких неоднородных сред. Термины и определения. – М.: Изд-во стандартов, 1977. – 14 с.
27. Дворников, Л.Т. Начала теории структуры механизмов / Л.Т. Дворников. – Новокузнецк, 1994. – 102 с.
28. Зиновьев, В.А. Курс теории механизмов и машин / В.А. Зиновьев. – М.: Наука, 1975. – 204 с.
29. Ильин, В.А. Аналитическая геометрия: Учеб. для вузов / В.А. Ильин, Э.Г. Позняк. – М.: Физматлит, 2004. – 224 с.
30. Каталог изготавливаемого оборудования: разработчик и изготовитель ЗАО «Технологическое оборудование и системы». – Дзержинск, 2011. – 78 с.
31. Каталог химической аппаратуры: разработчик и изготовитель ООО «Старорусский завод химического машиностроения». – Старая Русса, 2013. – 146 с.
32. Ковнацкий, А.В. Повышение эффективности планетарных приводов технологических машин введением в их схему упругого звена: дис. ... канд. техн. наук: 05.02.02 / Ковнацкий Андрей Владимирович. – Челябинск, 2005. – 179 с.
33. Кожевников, С.Н. Теория механизмов и машин / С.Н. Кожевников. – М.: Машиностроение, 1974. – 584 с.
34. Кожевников, С.О. Разработка смесителя для перемешивания жидких и гетерогенных сред: дис. ... канд. техн. наук: 05.02.13 / Кожевников Сергей Олегович. – Иваново, 2005. – 140 с.

35. Корн, Г. Справочник по математике для научных работников и инженеров / Г. Корн, Т. Корн. – М.: Наука, 1974. – 832 с.
36. Корнюшко, Л.М. Механическое оборудование предприятий общественного питания: учебник / Л.М. Корнюшко. – СПб: ГИОРД, 2006. – 288 с.
37. Кошевой, Е.П. Технологическое оборудование предприятий производства растительных масел / Е.П. Кошевой. – СПб: ГИОРД, 2001. – 368 с.
38. Левитский, Н.И. Теория механизмов и машин / Н.И. Левитский. – М.: Наука, 1979. – 576 с.
39. Литвин, Ф.Л. Некруглые зубчатые колеса / Ф.Л. Литвин. – М.-Л.: Машгиз, 1956. – 312 с.
40. Лосева, М.В. Интенсификация процесса приготовления технологической жидкости: дис. ... канд. техн. наук: 05.02.13 / Лосева Марина Валентиновна. – Иваново, 2005. – 118 с.
41. Львовский, Е.Н. Статистические методы построения эмпирических формул / Е.Н. Львовский. – М.: Высшая школа, 1982. – 224 с.
42. Мевша, Н.В. Методы исследования и оценки технического состояния цепных передач: дис. ... канд. техн. наук: 05.02.02 / Мевша Николай Витальевич. – Краснодар, 2005. – 213 с.
43. Мудров, А.Г. О новой группе пространственных аппаратов с мешалкой / А.Г. Мудров // Вестник Казанского ГАУ. – 2016. – № 2 (40). – С. 77-82.
44. Мудров, А.Г. О новых классификационных группах пространственных смесителей / А.Г. Мудров // Известия Казанского государственного архитектурно-строительного университета. – 2017. – № 2 (40). – С. 273-280.
45. Мудров, А.Г. Разработка пространственных перемешивающих устройств нового поколения, применяемых в сельском хозяйстве и промышленности (Том 1): дис. ... д-ра техн. наук: 05.20.01, 05.02.18 / Мудров Александр Григорьевич. – Казань, 1999. – 493 с.
46. Мултых, М.Е. Исследование процесса приготовления подсолнечной мезги в чанной жаровне с целью интенсификации ее влажно-тепловой обработки:

автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.175 / Мултых Михаил Евгеньевич. – Краснодар, 1972. – 25 с.

47. Некрутов, В.Г. Совершенствование аппарата с виброремешалкой для получения пищевых эмульсий: дис. ... канд. техн. наук: 05.18.12 / Некрутов Владимир Геннадьевич. – Челябинск, 2014. – 159 с.

48. Осипов, А.В. Расчет амплитуды колебаний виброперемешивающих устройств / А.В.Осипов // Химическое и нефтегазовое машиностроение. – 1979. – № 7. – С. 8-9.

49. Пат. 152110 Российская Федерация, МПК В 01 F 7/16. Перемешивающее устройство / Приходько А.А., Смелягин А.И.; заявитель и патентообладатель Кубанский гос. тех. ун-т. – № 2015103695/05; заявл. 04.02.2015; опубл. 10.05.2015, Бюл. № 13. – 2 с.

50. Пат. 157164 Российская Федерация, МПК⁷ В 01F 7/16. Перемешивающее устройство / Приходько А.А., Смелягин А.И.; заявитель и патентообладатель Кубанский гос. технол. ун-т. – № 2015130919/05; заявл. 24.07.2015; опубл. 20.11.2015, Бюл. № 32. – 2 с.

51. Пат. 2067535 Российская Федерация, МКИ В 28 С 5/16. Устройство для перемешивания / Чусовитин Н.А., Смелягин А.И., Терских А.А.; заявитель и патентообладатель Новосиб. гос. тех. ун-т. – № 94025879/33; заявл. 12.07.1994; опубл. 10.10.1996, Бюл. № 28.

52. Пат. 2113897 Российская Федерация, МКИ В 28 С 5/16. Устройство для перемешивания / Смелягин А.И., Сачков В.Г., Чусовитин Н.А.; заявитель и патентообладатель Новосиб. гос. тех. ун-т. – № 96109653; заявл. 13.05.1996; опубл. 27.10.1998, Бюл. № 18.

53. Пат. 2258558 Российская Федерация, МПК⁷ В 01 F 7/30. Планетарный смеситель вязких материалов / Пожбелко В.И., Ковнацкий А.В.; заявитель и патентообладатель ООО "Ларчик". – № 2004119613/15; заявл. 28.06.2004; опубл. 20.08.2005, Бюл. № 23. – 8 с.

54. Пат. 2369430 Российская Федерация, МПК В 28 С 5/16. Устройство для перемешивания / Гилета В.П., Чусовитин Н.А.; заявитель и патентообладатель

Новосиб. гос. тех. ун-т. – № 2008115171; заявл. 17.04.2008; опубл. 10.10.2009, Бюл. № 28. – 8 с.

55. Пат. 2478473 Российская Федерация, МПК В 28 С 5/16. Устройство для перемешивания / Гилета В.П., Чусовитин Н.А.; заявитель и патентообладатель Новосиб. гос. тех. ун-т. – № 2011133732; заявл. 10.08.2011; опубл. 10.04.2013, Бюл. № 10. – 9 с.

56. Пат. 2528493 Российская Федерация, МПК F 16 Н 19/08. Зубчатый преобразователь вращательного движения в возвратно-вращательное / Смелягин А.И., Юхневич И.В.; заявитель и патентообладатель Кубанский гос. тех. ун-т. – № 2012135364/11; заявл. 16.08.2012; опубл. 20.09.2014, Бюл. № 26. – 8 с.

57. Пат. 2528843 Российская Федерация, МПК⁷ В 01 F 7/18. Перемешивающее устройство / Приходько А.А., Смелягин А.И.; заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВПО КубГТУ. – № 2013121535/05; заявл. 07.05.2013; опубл. 20.09.2014, Бюл. № 26. – 5 с.

58. Пат. 2535698 Российская Федерация, МПК⁷ В 01 F 7/00. Перемешивающее устройство / Смелягин А.И., Кегелес В.Л., Юхневич И.В.; заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВПО КубГТУ. – № 2013130719/05; заявл. 04.07.2013; опубл. 20.12.2014, Бюл. № 35. – 6 с.

59. Пат. 2538868 Российская Федерация, МПК⁷ В 01 F 11/00. Перемешивающее устройство / Смелягин А.И., Кегелес В.Л., Юхневич И.В.; заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВПО КубГТУ. – № 2013132246/05, заявл. 11.07.2013; опубл. 10.01.2015, Бюл. № 1. – 9 с.

60. Пат. 2585637 Российская Федерация, МПК⁷ В01F 7/00. Перемешивающее устройство / Приходько А.А., Смелягин А.И.; заявитель и патентообладатель Кубанский гос. тех. ун-т. – № 2014150126/05; заявл. 10.12.2014; опубл. 27.05.2016, Бюл. № 15. – 5 с.

61. Пат. 2616457 Российская Федерация, МПК⁷ F 16 Н 19/08. Планетарный механизм преобразования вращательного движения в возвратно-вращательное / Приходько А.А., Смелягин А.И.; заявитель и патентообладатель Кубанский гос. тех. ун-т. – № 2016111033; заявл. 24.03.2016; опубл. 17.04.2017, Бюл. № 11. – 10 с.

62. Пат. 2616655 Российская Федерация, МПК7 В01F 7/30. Возвратно-вращательное перемешивающее устройство / Приходько А.А., Смелягин А.И.; заявитель и патентообладатель Кубанский гос. тех. ун-т. – № 2016111032; заявл. 24.03.2016; опубл. 18.04.2017, Бюл. № 11. – 8 с.

63. Пат. 2616656 Российская Федерация, МПК⁷ В 01 F 7/30. Возвратно-вращательное перемешивающее устройство / Приходько А.А., Смелягин А.И.; заявитель и патентообладатель Кубанский гос. тех. ун-т. – № 2016111034; заявл. 24.03.2016; опубл. 18.04.2017, Бюл. № 11. – 8 с.

64. Пат. 28988 Российская Федерация, МПК В 01 F 5/04. Вибрационный смеситель / Ревнов В.Н., Родионов Е.П.; заявитель и патентообладатель Всероссийский научно-исследовательский институт неорганических материалов им. акад. А.А.Бочвара. – № 2002128301/20; заявл. 29.10.2002; опубл. 27.04.2003, Бюл. № 12. – 10с.

65. Пожбелко, В.И. Единая теория структуры, структурный синтез и анализ статически определимых механических систем на основе новой формулы подвижности / В.И. Пожбелко // Теория механизмов и машин. – 2013. – Т. 11. – № 2. – С. 15-37.

66. Поперечный, А.Н. Экстрагирование из шиповника при вибрационном воздействии / А.Н.Поперечный, С.А.Боровков, В.Г.Корнийчук, Н.А.Миронова // Повышение эффективности процессов и аппаратов в химической и смежных отраслях промышленности: сборник научных трудов Международной научно-технической конференции, посвящённой 105-летию со дня рождения А. Н. Плановского / М.: Изд-во ФГБОУ ВО «Московский государственный университет дизайна и технологии», 2016. – С. 380-384.

67. Приходько, А.А. Динамика возвратно-вращательного перемешивающего устройства с планетарным исполнительным механизмом / А.А.Приходько, А.И.Смелягин // Динамика систем, механизмов и машин. – 2016. – № 1. – С. 77-80.

68. Приходько, А.А. Исследование динамики возвратно-вращательного перемешивающего устройства с рычажным исполнительным механизмом / А.А. Приходько, А.И.Смелягин // III Международная школа-конференция «Нелинейная

динамика машин» – School-NDM 2016 / Под ред. В.К. Асташева, В.Л. Крупенина, Г.Я. Пановко, К.Б. Саламандра / М.: Изд-во ИМАШ РАН, 2016. – С. 252-260.

69. Приходько, А.А. Кинематический анализ планетарного зубчатого механизма преобразования вращательного движения в возвратно-вращательное / А.А. Приходько, А.И. Смелягин // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. – 2016. – № 12. – С. 21-27.

70. Приходько, А.А. Кинетостатика планетарного возвратно-вращательного перемешивающего устройства / А.А. Приходько, А.И. Смелягин // XXVIII Международная инновационно-ориентированная конференция молодых ученых и студентов (МИКМУС-2016): Труды конференции / М.: Изд-во ИМАШ РАН, 2017. – С. 271-274.

71. Приходько, А.А. Определение момента сопротивления среды на рабочем органе возвратно-вращательного перемешивающего устройства / А.А. Приходько, А.И. Смелягин // Инновации в машиностроении: Сборник трудов VII Международной научно-практической конференции. – Кемерово: Изд-во КузГТУ, 2015. – С. 516-519.

72. Приходько, А.А. Перемешивающее устройство с возвратно-вращательным движением рабочего органа / А.А. Приходько, А.И. Смелягин, Е.О. Герасименко, С.А. Сонин // Известия высших учебных заведений. Пищевая технология. – 2017. – № 4. – С. 84-87.

73. Приходько, А.А. Планетарные передачи с эллиптическими колесами / А.А. Приходько, А.Д. Цыбин, Р.А. Приходько // Девятая Всероссийская конференция молодых ученых и специалистов «Будущее машиностроения России»: сборник докладов. – М.: Изд-во МГТУ им. Баумана, 2016. – С. 744-747.

74. Приходько, А.А. Синтез и исследование приводного механизма возвратно-вращательного перемешивающего устройства / А.А. Приходько, А.И. Смелягин // Восьмая Всероссийская конференция молодых ученых и специалистов «Будущее машиностроения России»: Сборник докладов. – М.: Изд-во МГТУ им. Баумана, 2015. – С. 1002-1006.

75. Приходько, А.А. Структурный синтез и кинематический анализ возвратно-вращательного перемешивающего устройства / А.А. Приходько, А.И. Смелягин // Юбилейная XXV Международная инновационно-ориентированная конференция молодых ученых и студентов: Труды конференции. – М.: Изд-во ИМАШ РАН, 2013. – С. 272-275.

76. Приходько, А.А. Структурный синтез исполнительного механизма возвратно-вращательного перемешивающего устройства / А.А. Приходько // Наука и инновации в технических университетах: материалы Восьмого Всероссийского форума студентов, аспирантов и молодых ученых. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2014. – С. 27-29.

77. Приходько, А.А. Структурный синтез перемешивающих устройств с возвратно-вращательным движением рабочих органов / А.А. Приходько, А.И. Смелягин // Вестник Донского государственного технического университета. – 2015. – № 4. – С. 69-75.

78. Приходько, А.А. Уравновешивание планетарного исполнительного механизма возвратно-вращательного перемешивающего устройства / А.А. Приходько, А.И. Смелягин // Проблемы машиностроения и автоматизации. – 2016. – № 4. – С. 62-67.

79. Приходько, А.А. Уравновешивание планетарного механизма преобразования вращательного движения в возвратно-вращательное / А.А. Приходько, А.И. Смелягин // XXVII Международная инновационно-ориентированная конференция молодых ученых и студентов (МИКМУС - 2015): Труды конференции / М.: Изд-во ИМАШ РАН, 2015. – С. 345-348.

80. Приходько, А.А. Экспериментальное исследование кинематики планетарного возвратно-вращательного перемешивающего устройства / А.А. Приходько, А.И. Смелягин, Н.В. Мевша // Известия высших учебных заведений. Поволжский регион. Технические науки. – 2017. – № 3 (43). – С. 121-133.

81. Разработка и исследование регулируемых по частоте и амплитуде виброперемешивающих устройств (ВПУ) с жесткой кинематической цепью: отчет о НИР: заключительный / рук. Смелягин А.И.; исполн.: Кегелес В.Л. [и др.]. –

Краснодар: Кубанский государственный технологический университет, 2014. – 68 с.

82. Разработка и исследование регулируемых по частоте и амплитуде виброперемешивающих устройств (ВПУ) с жесткой кинематической цепью: отчет о НИР: промежуточный / рук. Смелягин А.И.; исполн.: Кегелес В.Л. [и др.]. – Краснодар: Кубанский государственный технологический университет, 2013. – 70 с.

83. Сафаров, Д.И. Динамика перемешивающего устройства с электромагнитным вибропроводом / Д.И. Сафаров, К.В. Мякушев, С.Ф. Яцун // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. – 2005. – № 8. – С. 7-14.

84. Сафаров, Д.И. Перемешивающее устройство с электромагнитным виброприводом / Д.И. Сафаров, К.В. Мякушев, С.Ф. Яцун // Сб. научных трудов «Вибрационные машины и технологии». – Курск. – 2001. – С. 71-75.

85. Смелягин, А.И. Динамический анализ исполнительных механизмов возвратно-вращательных перемешивающих устройств / А.И. Смелягин, И.В. Юхневич // Проблемы механики современных машин: Материалы V международной конференции. – Улан-Удэ: Изд-во ВСГУТУ, 2012. – Т. 1. – С. 155-159.

86. Смелягин, А.И. Кинематический анализ сложного исполнительного механизма возвратно-вращательного перемешивающего устройства / А.И. Смелягин, А.А. Приходько // Наука. Техника. Технологии (политехнический вестник). – 2014. – № 4. – С. 79-86.

87. Смелягин, А.И. Построение динамической модели перемешивающего устройства с возвратно-вращательным движением рабочего органа / А.И. Смелягин, А.А. Приходько // Проблемы механики современных машин. Т.2. – Улан-Удэ: Изд-во ВСГУТУ, 2015. – С. 101-105.

88. Смелягин, А.И. Синтез и исследование машин и механизмов с электромагнитным приводом / А.И. Смелягин. – Новосибирск: Изд-во Новосиб. ун-та, 1991. – 248 с.

89. Смелягин, А.И. Структура механизмов и машин / А.И. Смелягин. – Новосибирск: Изд-во НГТУ, 2003. – 308 с.
90. Смелягин, А.И. Структура механизмов и машин: Учеб.пособие / А.И. Смелягин. – М.: Высш. шк., 2006. – 304 с.
91. Смелягин, А.И. Структура, структурный анализ и синтез механизмов / А.И. Смелягин. – Новосибирск: Изд-во НГТУ, 1997. – 108 с.
92. Смелягин, А.И. Структурный и параметрический синтез исполнительных механизмов виброперемешивающих устройств / А.И. Смелягин, И.В. Юхневич // Известия высших учебных заведений. Пищевая технология. – 2013. – № 2-3. – С. 93-96.
93. Смелягин, А.И. Структурный и параметрический синтез рычажно-винтового исполнительного механизма виброперемешивающего устройства / А.И. Смелягин, И.В. Юхневич // Известия Самарского научного центра Российской академии наук. – 2013. – Т. 15. – № 4-2. – С. 542-546.
94. Смелягин, А.И. Структурный синтез и кинематический анализ простых исполнительных механизмов виброперемешивающих устройств / А.И. Смелягин, И.В. Юхневич // Омский научный вестник. – 2012. – № 3 (113). – С. 72-75.
95. Смелягин, А.И. Структурный синтез сложного исполнительного механизма возвратно-вращательного перемешивающего устройства / А.И. Смелягин, А.А. Приходько // Известия высших учебных заведений. Пищевая технология. – 2014. – № 5-6. – С. 85-88.
96. Смелягин, А.И. Теория механизмов и машин / А.И. Смелягин. – М.: Инфра-М; Новосибирск: Изд-во НГТУ, 2014. – 263 с.
97. Смелягин, А.И. Теория, синтез и исследование механизмов и машин с электромагнитным приводом: дис. ... д-ра техн. наук: 01.02.06 / Смелягин Анатолий Игоревич. – Новосибирск, 1986. – 324 с.
98. Смелягин, А.И. Уравновешивание исполнительного механизма виброперемешивающего устройства / А.И. Смелягин, И.В. Юхневич // Известия высших учебных заведений. Пищевая технология. – 2013. – № 5-6. – С. 83-86.

99. Стренк, Ф. Перемешивание и аппараты с мешалками / Ф. Стренк, И.А. Щупляк. – Л.: Химия, 1975. – 384 с.
100. Тарг, С.М. Краткий курс теоретической механики / С.М. Тарг. – М.: Высш. шк., 1986. – 416 с.
101. Теория механизмов и машин / К.В. Фролов, С.А. Попов, А.К. Мусатов и др.; Под ред. К. В. Фролова. – М.: Высшая школа, 1987. – 496 с.
102. Технология производства растительных масел / В.М. Копейковский, С.И. Данильчук, Г.И. Гарбузова и др.; Под ред. В.М. Копейковского. – М.: Легкая и пищевая промышленность, 1982. – 416 с.
103. Ткаченко, Р.Н. Влияние вибрационной обработки мезги винограда на химический состав виноматериалов / Р.Н. Ткаченко, В.Т. Христюк, А.И. Смелягин // Хранение и переработка сельхозсырья. – 2011. – № 10. – С. 52-55.
104. Ткаченко, Р.Н. Использование вибрационного воздействия в технологии красных вин / Р.Н. Ткаченко, В.Т. Христюк, А.И. Смелягин // Известия высших учебных заведений. Пищевая технология. – 2010. – № 1. – С. 61-64.
105. Ткаченко, Р.Н. Обоснование и разработка технологии производства виноматериалов с использованием вибрационного воздействия: дис. ... канд. техн. наук: 05.18.01 / Ткаченко Раиса Николаевна. – Краснодар, 2010. – 158 с.
106. Торубаров, Н.Н. Перемешивающие устройства со сложным законом движения мешалок / Н.Н. Торубаров, Р.М. Малышев // Известия МГТУ «МАМИ». – 2014. – № 2(20). – С. 88-91.
107. Чернецкая, Н.А. Параметры аппарата для приготовления жидких удобрений: дис. ... канд. техн. наук: 05.20.01 / Чернецкая Наталья Анатольевна. – Барнаул, 2001. – 155 с.
108. Чусовитин, Н.А. Структурно-параметрическое исследование пятизвенного дезаксиального винто-рычажного механизма: дис. ... канд. техн. наук: 05.02.18 / Чусовитин Николай Анатольевич. – Новосибирск, 2010. – 156 с.
109. Штербачек, З. Перемешивание в химической промышленности / З. Штербачек, П. Тауск. – Л.: Госхимиздат, 1963. – 416 с.

110. Щербаков, В.Г. Технология получения растительных масел / В.Г. Щербаков. – М.: Колос, 1992. – 207 с.

111. Яцун, С.Ф. Влияние вибрационного воздействия на процесс экстракции в пищевой промышленности / С.Ф. Яцун, В.Я. Мищенко, Е.В. Мищенко // Известия вузов. Пищевая технология. – 2009. – № 4. – С. 70-72.

112. Яцун, С.Ф. Использование вибрационного воздействия в процессах массообмена / С.Ф. Яцун, В.Я. Мищенко, Е.В. Мищенко // Известия вузов. Северо-Кавказский регион. Технические науки. – 2008. – № 5. – С. 99-101.

113. Coxeter, H.S.M. Introduction to Geometry, second ed. / H.S.M. Coxeter. – New York: Wiley, 1969. – 469 с.

114. Cullen, P.J. Food mixing: Principles and applications / P.J. Cullen (ed.). – John Wiley&Sons, 2009. – 320 p.

115. Delaplace, G. Dimensional analysis for planetary mixer: mixing time and Reynolds numbers / G. Delaplace, R.K. Thakur, L. Bouvier, C. André, C. Torrez // Chemical Engineering Science. – 2007. – Т. 62. – № 5. – С. 1442-1447.

116. Galletti, C. On the main flow features and instabilities in an unbaffled vessel agitated with an eccentrically located impeller / C. Galletti, E. Brunazzi // Chemical Engineering Science. – 2008. – Т. 63. – № 18. – С. 4494-4505.

117. Hiseman, M.J.P. Granular flow in a planetary mixer / M.J.P. Hiseman, B.F.C. Laurent, J. Bridgwater, D.I. Wilson, D.J. Parker, N. North, D.R. Merrifield // Chemical Engineering Research and Design. – 2002. – Т. 80. – № 5. – С. 432-440.

118. Ibanescu, C. Study on vibromixing for polymer solutions / C. Ibanescu, M. Lungu, G. Lungu, A. Sachelarie // Iranian polymer journal. – 1998. – Т. 7. – № 2. – С. 129-135.

119. Kamiński, J. Dispersion of liquid–liquid systems in a mixer with a reciprocating agitator / J. Kamiński, R. Wójtowicz // Chemical Engineering and Processing: Process Intensification. – 2003. – Т. 42. – № 12. – С. 1007-1017.

120. Karcz, J. Stirring of a liquid in a stirred tank with an eccentrically located impeller / J. Karcz, M. Cudak, J. Szoplik // Chemical Engineering Science. – 2005. – Т. 60. – № 8. – С. 2369-2380.

121. Komoda, Y. 2D fluid deformation induced by a rotational reciprocating plate impeller in a cylindrical vessel / Y. Komoda, S. Senda, H. Takeda, Y. Hirata, H. Suzuki // Proceedings of 14th European Conference on Mixing. – 2012. – C. 211-216.
122. Kumaresan, T. Effect of impeller design on the flow pattern and mixing in stirred tanks / T. Kumaresan, J.B. Joshi // Chemical Engineering Journal. – 2006. – T. 115. – № 3. – C. 173-193.
123. Litvin, F.L. Gear geometry and applied theory / F.L. Litvin, A. Fuentes. – Cambridge University Press, 2004. – 795 c.
124. Masiuk, S. Power consumption measurements in a liquid vessel that is mixed using a vibratory agitator / S. Masiuk // Chemical Engineering Journal. – 1999. – T. 75. – № 3. – C. 161-165.
125. Meza, B.E. Rheological characterisation of cake batters generated by planetary mixing: comparison between untreated and heat-treated wheat flours / B.E. Meza, A.K. Chesterton, R.A. Verdini, A.C. Rubiolo, P.A. Sadd, G.D. Moggridge, D.I. Wilson // Journal of food engineering. – 2011. – T. 104. – № 4. – C. 592-602.
126. Montante, G. Effect of the shaft eccentricity on the hydrodynamics of unbaffled stirred tanks / G. Montante, A. Bakker, A. Paglianti, F. Magelli // Chemical Engineering Science. – 2006. – T. 61. – № 9. – C. 2807-2814.
127. Murthy, B.N. CFD simulations of gas–liquid–solid stirred reactor: Prediction of critical impeller speed for solid suspension / B.N. Murthy, R.S. Ghadge, J.B. Joshi // Chemical Engineering Science. – 2007. – T. 62. – № 24. – C. 7184-7195.
128. Prihodko, A.A. Development and research of vibromixing reactor with rotationally reciprocating motion of impeller / A.A. Prihodko, A.I. Smelyagin // Vibroengineering Procedia. – 2016. – T. 8. – C. 102-107.
129. Prihodko, A.A. Dynamic analysis of rotationally reciprocating stirred tank with multiple impellers / A.A. Prihodko, A.I. Smelyagin // 2015 International Conference on Mechanical Engineering, Automation and Control Systems (MEACS). – IEEE, 2015. – C. 1-5.

130. Prikhodko, A.A. Dynamics of rotationally reciprocating stirred tank with planetary actuator / A.A. Prikhodko, A.I. Smelyagin // *Journal of Physics: Conference Series*. – 2017. – T. 858. – 012026.

131. Prikhodko, A.A. Kinematic analysis of mechanism for converting rotational motion into reciprocating rotational motion / A.A. Prikhodko, A.I. Smelyagin // *Procedia Engineering*. – 2015. – T. 129. – C. 87-92.

132. Senda, S. Characteristics of flow field induced by a rotationally reciprocating plate impeller / S. Senda, Y. Komoda, Y. Hirata, H. Takeda, H. Suzuki, R. Hidema // *Journal of Chemical Engineering of Japan*. – 2016. – T. 49. – № 4. – C. 341-349.

133. Senda, S. Fluid deformation induced by a rotationally reciprocating impeller / S. Senda, Y. Komoda, Y. Hirata, H. Takeda, H. Suzuki, R. Hidema // *Journal of Chemical Engineering of Japan*. – 2014. – T. 47. – № 2. – C. 151-158.

134. Senda, S. Power Characteristics of a Rotationally Reciprocating Impeller / S. Senda, N. Yamagami, Y. Komoda, Y. Hirata, H. Suzuki, R. Hidema // *Journal of Chemical Engineering of Japan*. – 2015. – T. 48. – № 11. – C. 885-890.

135. Smelyagin, A.I. Structure and kinematics of a planetary converter of the rotational motion into the reciprocating rotary motion / A.I. Smelyagin, A.A. Prikhod'ko // *Journal of Machinery Manufacture and Reliability*. – 2016. – T. 45. – № 6. – C. 500-505.

136. Torubarov, N.N. Apparatus with intracyclic variation of the velocity of the anchor agitator / N.N. Torubarov, R.M. Malyshev, M.V. Serov // *Chemical and Petroleum Engineering*. – 2016. – T. 52. – № 5-6. – C. 379-385.

137. Torubarov, N.N. Mixers with nonstationary motion of the stirrers / N.N. Torubarov, R.M. Malyshev, A.V. Kolebanov, A.I. Frantsuzov, V.V. Rusinov, A.A. Uskov // *Chemical and Petroleum Engineering*. – 2016. – T. 52. – № 5-6. – C. 327-331.

138. Wójtowicz, R. Choice of an optimal agitated vessel for the drawdown of floating solids / R. Wójtowicz // *Industrial & Engineering Chemistry Research*. – 2014. – T. 53. – № 36. – C. 13989-14001.

139. Wójtowicz, R. Flow pattern and power consumption in a vibromixer / R. Wójtowicz // *Chemical Engineering Science*. – 2017. – T. 172. – C. 622-635.

140. Wójtowicz, R. On the possibility of using of different turbulence models for modeling flow hydrodynamics and power consumption in mixing vessels with turbine impellers / R. Wójtowicz, A.A. Lipin, J. Talaga // *Theoretical Foundations of Chemical Engineering*. – 2014. – T. 48. – № 4. – C. 360-375.

141. Wójtowicz, R. The vibromixers – a current state of research and trends of further investigations / R. Wójtowicz // *Process Engineering and Chemical Plant Design* 2011. – 2011. – C. 124.

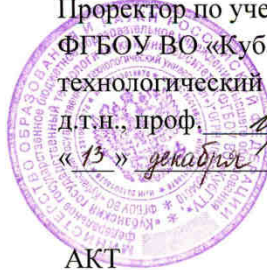
142. Yeoh, S.L. Determination of mixing time and degree of homogeneity in stirred vessels with large eddy simulation / S.L. Yeoh, G. Papadakis, M. Yianneskis // *Chemical Engineering Science*. – 2005. – T. 60. – № 8. – C. 2293-2302.

143. Zhoga, V.V. Dynamic creation of the optimum program motion of a manipulator-tripod / V.V. Zhoga, V.M. Gerasun, I.A. Nesmiyanov, N.S. Vorob'eva, V.V. Dyashkin-Titov // *Journal of Machinery Manufacture and Reliability*. – 2015. – T. 44. – № 2. – C. 180-185.

ПРИЛОЖЕНИЕ А

УТВЕРЖДАЮ

Проректор по учебно-методической работе
 ФГБОУ ВО «Кубанский государственный
 технологический университет»,
 д.т.н., проф.  И.Б. Красина
 «13»  декабря 2018 г.



АКТ

о внедрении результатов диссертационного
 исследования в учебный процесс

Результаты диссертационного исследования Приходько А.А. «Синтез и анализ планетарного исполнительного механизма возвратно-вращательного перемешивающего устройства» внедрены в учебный процесс кафедры «Наземного транспорта и механики».

В рамках освоения студентами бакалавриата направления 15.03.02 «Технологические машины и оборудование» образовательных предметов «Теоретическая механика», «Техническая механика. Часть 2» наиболее существенными являются следующие результаты:

1. Разработка и исследование кинематической модели планетарной передачи с эллиптическими зубчатыми колесами. Получены и экспериментально подтверждены уравнения для построения функции положения планетарного механизма.

2. Анализ одномассовой динамической модели привода перемешивающего устройства с возвратно-вращательным движением рабочего органа. Определены законы движения начального звена с применением численных и аналитических методов.

3. Построение расчетных схем и методика проведения силового анализа исполнительного механизма перемешивающего устройства. Найдены усилия в кинематических парах для всех положений планетарного механизма.

Разработанные Приходько А.А. математические модели, методы расчета, а также макетные образцы планетарного механизма приняты к использованию в учебном процессе кафедры «Наземного транспорта и механики».

И.о. зав. каф. «Наземного
 транспорта и механики»
 к.т.н., доцент



А.А. Война

Начальник учебного управления
 к.т.н., доцент



С.Н. Никонович

ПРИЛОЖЕНИЕ Б

УТВЕРЖДАЮ

Зам. директора

ООО ИЦП «Форт»



И.М.Лобачева

2018 г.

АКТ

о принятии к внедрению научно-технической разработки

Наименование научно-технической разработки: Перемешивающее устройство с возвратно-вращательным движением рабочего органа.

Цель разработки: повышение эффективности тепло и массообменных процессов в реакторе с перемешивающим устройством.

Характеристика разработки: разработка «Перемешивающее устройство с возвратно-вращательным движением рабочего органа» выполнена аспирантом кафедры Наземного транспорта и механики ФГБОУ ВО «Кубанский государственный технологический университет» Приходько А.А., научный руководитель д.т.н., профессор Смелягин А.И. Испытания проводились на экспериментальном стенде, который состоит из лабораторного реактора Ica Magic Plant и планетарного исполнительного механизма, обеспечивающего возвратно-вращательное движение рабочего органа. Данный вид движения позволяет повысить градиент скоростей перемешиваемой среды, что приводит к интенсификации физико-химических процессов. В результате экспериментальных исследований выявлено увеличение эффективности теплообмена (до 35%) и экстракции (на 10-20%) в реакторе с возвратно-вращательным перемешивающим устройством. Разработанный планетарный привод является компактным и надежным, при его работе не возникают нежелательные вибрации.

Время внедрения: принято к внедрению в I квартале 2019 года.

Главный технолог

С.А. Сонин

Аспирант кафедры Наземного транспорта
и механики ФГБОУ ВО «КубГТУ»

А.А. Приходько