



И. М. ТОЛОЧИНЕЦ
В. Г. ЗАЯЦ

УЧЕБНО-МЕТОДИЧЕСКИЙ КОМПЛЕКС

ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ, МАШИН И МАНИПУЛЯТОРОВ

ДЛЯ СПЕЦИАЛЬНОСТИ
1-36 01 03 ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЕ ОБОРУДОВАНИЕ
МАШИНОСТРОИТЕЛЬНОГО ПРОИЗВОДСТВА



МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ

**УЧРЕЖДЕНИЕ ОБРАЗОВАНИЯ
«БАРАНОВИЧСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»**

Факультет инженерный
Кафедра общенаучных дисциплин

СОГЛАСОВАНО

Заведующий кафедрой

 А. К. Гавриленя
6 июня 2016 г.

СОГЛАСОВАНО

Декан факультета

 В. А. Дремук
6 июня 2016 г.

**УЧЕБНО-МЕТОДИЧЕСКИЙ КОМПЛЕКС
ПО УЧЕБНОЙ ДИСЦИПЛИНЕ
«ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ, МАШИН И МАНИПУЛЯТОРОВ»
ДЛЯ СПЕЦИАЛЬНОСТИ
1-36 01 03 ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЕ ОБОРУДОВАНИЕ
МАШИНОСТРОИТЕЛЬНОГО ПРОИЗВОДСТВА**

Авторы: И. М. Толочинец, В. Г. Заяц

Рассмотрено и утверждено на заседании редакционно-издательского совета
22 марта 2016 г., протокол № 1.

ПРЕДИСЛОВИЕ

Основной целью учебно-методического комплекса (ЭУМК) «Теория механизмов, машин и манипуляторов» является: изучение основных видов механизмов, их строение синтез и анализ. Анализ состоит в исследовании кинематических и динамических свойств механизма по заданной схеме и заданным размерам; силовой анализ рычажных механизмов, трение и изнашивание механизмов, оценка энергопотребления и динамической нагруженности машин и механизмов; вибрации и защита от них, уравнивание масс механизмов, промышленные роботы и манипуляторы, а также синтез рычажных, зубчатых, кулачковых и механизмах прерывистого движения.

ЭУМК включает в себя три раздела. В теоретическом разделе представлены общие сведения по теории технологических машин и машин-автоматов рассмотрены рабочие процессы машин и система управления машин-автоматов. Рассматриваются вопросы по основам строения механизмов, моделирование геометрических и кинематических связей в механизмах, математическое моделирование и исследование движения машин и механизмов с жёсткими звеньями, силовой анализ механизмов, промышленные роботы и манипуляторы, энергопотребление и динамическая нагруженность машин и механизмов, вибрации, уравнивание масс механизмов. А также вопросы синтеза зубчатых, кулачковых, рычажных механизмов и механизмов прерывистого движения.

Практический раздел представлен готовыми изданиями по дисциплине для курсового проектирования и лабораторных работ.

В разделе контроля знаний содержатся тренировочные вопросы, которые помогут студенту проверить свои знания, и вопросы к экзамену.

Вспомогательный раздел включает издания для более глубокого изучения дисциплины и учебную программу.

Данный ЭУМК создан с учётом межпредметных связей и программ по смежным дисциплинам технического и нетехнического профиля таких как: «Инженерная графика», «Техническая механика», «Теоретическая механика», «Физика», «Математика», «Детали машин» и др.

При создании ЭУМК использованы современные образовательные технологии и соблюдены следующие принципы: последовательное и лаконичное изложение учебного материала с использованием тезауруса в технической области, реализация междисциплинарных связей.

Применение ЭУМК в образовательном процессе способствует рациональному распределению времени по тематикам учебной дисциплины и учебным занятиям, совершенствованию методики проведения лекционных, лабораторных и практических занятий, углубленной самостоятельной работе обучающихся, реализации эвристических методов обучения.

И. М. Толочинец

СОДЕРЖАНИЕ

ТЕОРЕТИЧЕСКИЙ РАЗДЕЛ

РАЗДЕЛ 1 ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ ПО ТЕОРИИ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИН И МАШИН-АВТОМАТОВ

Тема 1.1 Рабочие процессы и машины

Тема 1.2 Системы управления машин-автоматов

РАЗДЕЛ 2 ОБЩИЕ МЕТОДЫ ОПРЕДЕЛЕНИЯ КИНЕМАТИЧЕСКИХ И ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК МЕХАНИЗМОВ И МАШИН. МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ДВИЖЕНИЯ ЗВЕНЬЕВ МАШИН

Тема 2.1 Основы строения механизмов

2.1.1 Основные понятия: механизм, звено, кинематическая пара

2.1.2 Основные виды механизмов, используемые в машиностроении

2.1.3 Классификация кинематических пар. Кинематические цепи

2.1.4 Обобщённые координаты и число степеней свободы механизма

2.1.5 Структурный и анализ механизмов

Тема 2.2 Моделирование геометрических и кинематических связей механизмов

2.2.1 Кинематические передаточные функции и их производные (аналоги скоростей и ускорений)

2.2.2 Кинематический анализ плоских рычажных механизмов графическим методом (построение планов положений, скоростей и ускорений)

Тема 2.3 Математическое моделирование и исследование движения машин и механизмов с жёсткими звеньями

2.3.1 Силы, действующие в машинах, приборах и других устройствах, и их характеристики

2.3.2 Динамические и математические модели машины с одной степенью свободы

2.3.3 Приведение масс, моментов инерции, сил и моментов сил

2.3.4 Уравнение движения модели в энергетической и дифференциальных формах

2.3.5 Режимы движения машины

2.3.6 Неравномерность движения механизмов и машин

Тема 2.4 Силовой анализ, трение и изнашивание механизма

2.4.1 Задачи силового исследования механизмов

2.4.2 Метод кинетостатики. Силы инерции звеньев

2.4.3 Силовой анализ плоских рычажных механизмов методом планов

2.4.4 Определение уравновешивающей силы методом Н. Е. Жуковского

2.4.5 Силовой анализ с учётом сил трения

Тема 2.5 Оценка энергопотребления и динамической нагруженности машин и механизмов

2.5.1 Цикловой механический коэффициент полезного действия (КПД) и коэффициент потерь

2.5.2 КПД при последовательном и параллельном соединении механизмов

Тема 2.6 Использование вибраций. Защита от вибраций. Уравновешивание масс механизмов

2.6.1 Основы виброзащиты машин

2.6.2 Основы методы виброзащиты. Виброизоляция

2.6.3 Статическое уравновешивание рычажных механизмов

2.6.4 Различные виды неуравновешенности роторов и её устранение

Тема 2.7 Промышленные роботы и манипуляторы

- 2.7.1 Манипуляторы, промышленные роботы. Область их применения
- 2.7.2 Классификация промышленных роботов
- 2.7.3 Принципиальное устройство промышленного робота
- 2.7.4 Основные понятия и определения. Структура манипуляторов. Геометро-кинematicкие характеристики

РАЗДЕЛ 3 ПРОЕКТИРОВАНИЕ СХЕМ ОСНОВНЫХ ВИДОВ МЕХАНИЗМОВ

Тема 3.1 Синтез рычажных механизмов

- 3.1.1 Постановка задачи, виды и способы синтеза. Решение задач оптимального синтеза стержневых механизмов
- 3.1.2 Условия проворачиваемости кривошипа в шарнирном четырёхзвеннике. Учёт углов давления в стержневых механизмах
- 3.1.3 Синтез рычажных механизмов
- 3.1.4 Понятие о синтезе механизма по заданному закону движения выходного звена и по заданной траектории
- 3.1.5 Общий порядок проектирования рычажного механизма

Тема 3.2 Синтез зубчатых механизмов

- 3.2.1 Зубчатые механизмы. Условие существования зубчатых механизмов
- 3.2.2 Эвольвента и её свойства
- 3.2.3 Основные расчётные зависимости для определения основных параметров эвольвентных зубчатых передач
- 3.2.4 Качественные показатели зацепления
- 3.2.5 Способы изготовления зубчатых колёс
- 3.2.6 Специальные передаточные (планетарные) механизмы
- 3.2.7 Определение передаточного отношения планетарных механизмов
- 3.2.8 Синтез планетарных механизмов

Тема 3.3 Синтез механизмов прерывистого движения

- 3.3.1 Зубчатые и храповые механизмы
- 3.3.2 Мальтийские механизмы

Тема 3.4 Синтез кулачковых механизмов

- 3.4.1 Виды и назначение кулачковых механизмов
- 3.4.2 Основные параметры кулачковых механизмов Построение графика перемещений толкателя при заданном профиле кулачка
- 3.4.3 Угол давления и его влияние на передачу сил, на размеры и надёжность механизмов
- 3.4.4 Синтез (проектирование) кулачковых механизмов по заданному закону движения толкателя

Мультимедийные презентации

Тема Виды машин и механизмов

Тема Использование вибраций. защита от вибраций. уравновешивание масс механизмов

Тема Математическое моделирование и исследование движения машин и механизмов с жёсткими звеньями

Тема Моделирование геометрических и кинематических связей в механизмах

Тема Общие сведения по теории технологических машин и машин -автоматов. Основы строения механизмов

Тема Синтез механизмов манипуляторов и промышленных роботов

Тема Силовой анализ, трение и изнашивание механизма

Тема Синтез зубчатых механизмов

Тема Синтез кулачковых механизмов

Тема Анализ и синтез механизмов передач

ПРАКТИЧЕСКИЙ РАЗДЕЛ

Перечень тем управляемой самостоятельной работы студентов

Примерный перечень практических работ

Лабораторные занятия

Примерный перечень лабораторных занятий

Теория механизмов, машин и манипуляторов (Толочинец И. М., Заяц В. Г. Практическое руководство, 2014 г.)

Теория механизмов, машин и манипуляторов (Толочинец И. М., Заяц В. Г. Методические рекомендации, 2016 г.)

Курсовое проектирование

Цели и задачи курсового проектирования

Синтез кулачкового механизма (Заяц В. Г. Методические рекомендации, 2009 г.)

Синтез передаточного зубчатого механизма (Заяц В. Г. Методические рекомендации, 2009 г.)

Теория механизмов, машин и манипуляторов (Заяц В. Г. Методические указания, 2010 г.)

Приложение к теории (чертежи)

РАЗДЕЛ КОНТРОЛЯ ЗНАНИЙ

Тренировочные вопросы

Вопросы к экзамену для дневной и заочной форм получения образования

Ключи к тренировочным вопросам

ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЙ РАЗДЕЛ

Воробьев Ю. В., Никитина Л. Х., Галкин П. А. Проектирование и анализ кулачковых механизмов

Никитина Л. Х., Галкин П. А. Проектирование и анализ зубчатых механизмов

Галкин П. А. Синтез и кинематический анализ рычажных механизмов

Ю. И. Евдакимов. Краткий словарь основных терминов и понятий по теории механизмов и машин

Учебная программа

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

Список рекомендуемых источников

Список использованных источников

ТЕОРЕТИЧЕСКИЙ РАЗДЕЛ

РАЗДЕЛ 1 ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ ПО ТЕОРИИ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИН И МАШИН-АВТОМАТОВ

1.1. Рабочие процессы и машины.

1.2. Система управления машин-автоматов.

1.1 Рабочие процессы и машины

Понятие о инженерном проектировании. Инженерное проектирование — это процесс, в котором научная и техническая информация используется для создания новой системы, устройства или машины, приносящих обществу определённую пользу [1].

Проектирование (по [2]) — это процесс составления описания, необходимого для создания ещё несуществующего объекта (алгоритма его функционирования или алгоритма процесса), путём преобразования первичного описания, оптимизации заданных характеристик объекта (или алгоритма его функционирования), устранения некорректности первичного описания и последовательного представления (при необходимости) описаний на различных языках.

Проект (от лат. *projectus* — брошенный вперёд) — совокупность документов и описаний на различных языках (графическом — чертежи, схемы, диаграммы и графики; математическом — формулы и расчёты; инженерных терминов и понятий — тексты описаний, пояснительные записки), необходимая для создания какого-либо сооружения или изделия.

Основная задача конструктора — создание машины, наиболее полно отвечающей потребностям заказчика, дающей наибольший экономический эффект и обладающей наиболее высокими технико-экономическими и эксплуатационными показателями.

Машины и их классификация. Машина — техническое устройство, выполняющее преобразование энергии, материалов и информации с целью облегчения физического и умственного труда человека, повышения его качества и производительности.

Существуют следующие виды машин:

1. **Энергетические машины** — преобразующие энергию одного вида в энергию другого вида (двигатели, генераторы, воздушные и гидравлические насосы и т. п.). Эти машины бывают двух разновидностей:

Двигатели (рис. 1.1) — преобразуют любой вид энергии в механическую (например, электродвигатели преобразуют электрическую энергию, двигатели внутреннего сгорания преобразуют энергию расширения газов при сгорании в цилиндре).

Генераторы (рис. 1.2) — преобразуют механическую энергию в энергию другого вида (например, электрогенератор преобразует механическую энергию паровой или гидравлической турбины в электрическую).

2. Рабочие машины — машины использующие механическую энергию для совершения работы по перемещению и преобразованию материалов. Эти машины тоже имеют две разновидности:

Транспортные машины (рис. 1.3) — используют механическую энергию для изменения положения объекта (его координат) (автомобили, самолёты, локомотивы, подъёмники, транспортёры и др.).

Технологические машины (рис. 1.4) — машины, использующие механическую энергию для преобразования формы, свойств, размеров и состояния объекта (станки, прессы, сельскохозяйственные машины, швейные машины и др.).

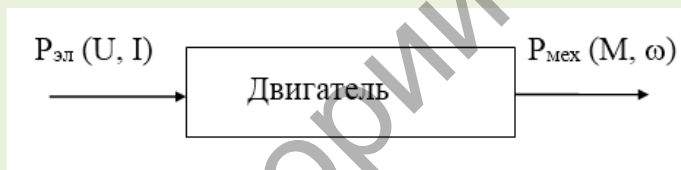


Рисунок 1.1 — Схема двигателя

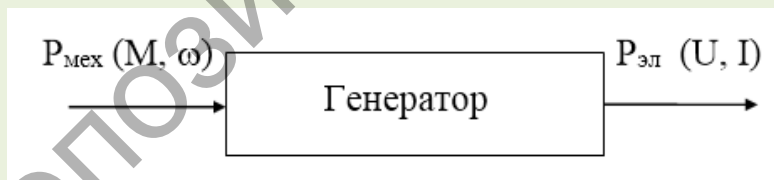


Рисунок 1.2 — Схема генератора

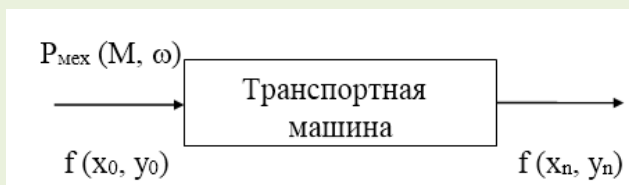


Рисунок 1.3 — Схема транспортной машины

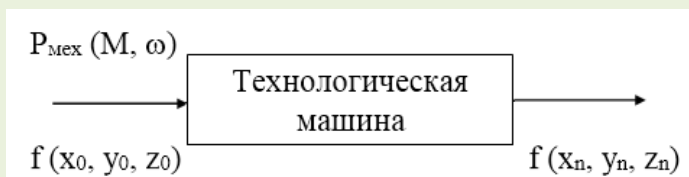


Рисунок 1.4 — Схема технологической машины

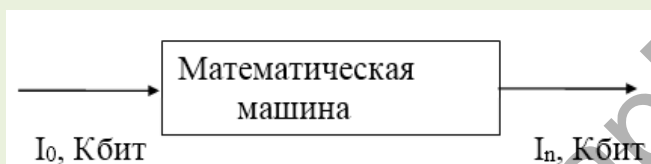


Рисунок 1.5 — Схема математической машины

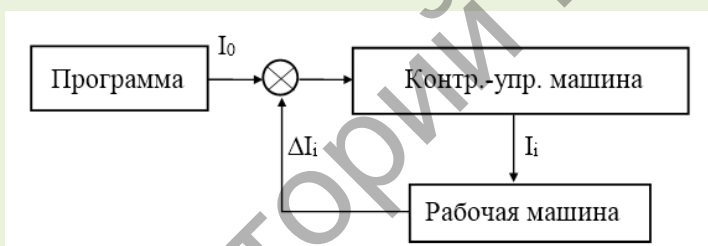


Рисунок 1.6 — Схема контрольно-управляющей машины

3. **Информационные машины** — машины, предназначенные для обработки и преобразования информации. Они подразделяются на:

– **математические машины** (рис. 1.5), преобразующие входную информацию в математическую модель исследуемого объекта;

– **контрольно-управляющие машины** (рис. 1.6), преобразующие входную информацию (программу) в сигналы управления рабочей или энергетической машиной (системы автоматического регулирования рабочих процессов).

4. **Кибернетические машины** (рис. 1.7) — машины, управляющие рабочими или энергетическими машинами, которые способны изменять программу своих действий в зависимости от состояния окружающей среды (т. е. машины обладающие элементами искусственного интеллекта).

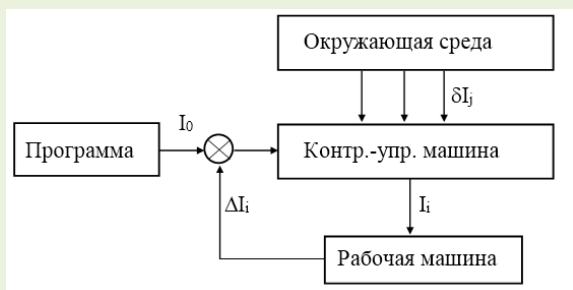


Рисунок 1.7 — Схема кибернетической машины

В зависимости от класса машины, в неё входят механические, гидравлические, пневматические, электрические, электронные и другие элементы. Главными показателями являются производительность, экономичность, надёжность, малые вес, металлоёмкость, габариты, энергоёмкость, объём и стоимость ремонтных работ, расходы на рабочую силу; высокий ресурс долговечности; большие межремонтные сроки; высокие моральный ресурс и степень автоматизации; простота и безопасность обслуживания; удобство управления, разборки и сборки и т. п.

В конструкции машин необходимо соблюдать требования технической эстетики. Машины должны иметь красивый внешний вид, изящную и строгую отделку. Удельный вес каждого из перечисленных факторов зависит от назначения машины:

- в машинах-генераторах и преобразователях энергии на первом плане стоит величина КПД, определяющего совершенство преобразования затрачиваемой энергии в полезную;

- в машинах-орудиях — производительность и безотказность действия, степень автоматизации;

- в металлорежущих станках — производительность, точность обработки, диапазон выполняемых операций;

- в приборостроении — чувствительность, точность и стабильность показаний;

- в транспортной технике, особенно в авиационной и ракетной — малый вес конструкции, высокий КПД двигателя, обуславливающий малый вес бортового запаса топлива.

Огромное значение в машиностроении имеет экономика. Проектируя машину, конструктор должен добиваться всемерного увеличения её рентабельности и повышения экономического эффекта за весь период работы. Основные способы решения этой задачи — повышение полезной отдачи машины, увеличение её долговечности и снижение эксплуатационных расходов. Вместе с тем конструктор должен заботиться об уменьшении

трудоёмкости изготовления, снижении себестоимости, сокращении сроков проектирования, изготовления и доводки машин. Стоимость машиностроительной продукции зависит от обширного комплекса технологических, организационно-производственных, экономических, тарифных и других факторов [3].

Понятие о машинном агрегате. Машинным агрегатом называется техническая система, состоящая из одной или нескольких соединенных последовательно или параллельно машин и предназначенная для выполнения каких-либо требуемых функций (рис. 1.8). Обычно в состав машинного агрегата входят: двигатель, передаточный механизм и рабочая или энергетическая машина. В настоящее время в состав машинного агрегата часто включается контрольно-управляющая или кибернетическая машина. Передаточный механизм в машинном агрегате необходим для согласования механических характеристик двигателя с механическими характеристиками рабочей или энергетической машины.

Рассматривая строение любой машины или машинного агрегата независимо от их назначения, можно убедиться, что варианты кинематических схем отдельных узлов могут быть разными, но в состав машины (машинного агрегата) входит ряд принципиально необходимых механизмов или отдельных машин. В простейшем случае в состав машины должны входить следующие основные группы структурных элементов: 1) двигатель; 2) передаточные механизмы; 3) исполнительные механизмы.

Современные машины-автоматы кроме указанных составных частей имеют ещё ряд других механизмов, которые выполняют различные вспомогательные операции, операции контроля, регулирования и управления. Если первые три составляющие группы структурных элементов, как правило, обязательны в каждой машине, то последние определяют степень автоматизации технологического процесса в машине с точки зрения не только основных технологических операций, но и всех остальных операций — вспомогательных, контроля и управления. Правда, есть машины, которые состоят лишь из двух элементов: двигателя и исполнительного механизма, в них отсутствуют передаточные механизмы. Это могут быть заточные станки, вентиляторы,

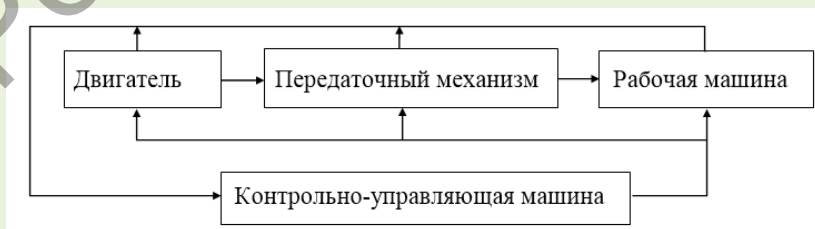


Рисунок 1.8 — Схема машинного агрегата

пылесосы и т. д. Как двигатели в машинах используют паровые машины, двигатели внутреннего сгорания, электро-, пневмо- или гидродвигатели с управляющими средствами. В машинах-автоматах наибольшему использованию получили электродвигатели, которые могут быть управляемы (синхронные) и неуправляемые (асинхронные). При работе гидродвигателя (силового гидроцилиндра или гидротурбины) обязательными элементами являются насос, приводимый в движение асинхронным двигателем, трубопроводы и управляющие устройства; пневмодвигатели, как правило, питаются сжатым воздухом из общей магистрали или от устройства (компрессора), расположенного по пределами машины-автомата.

Исполнительные механизмы машин-автоматов обеспечивают движения рабочих органов согласно требованиям технологического процесса. Вспомогательные механизмы включают в себя различные типы механизмов, которые выполняют подготовительные операции технологического процесса: подачу заготовок или очередной порции материала, установление и закрепление заготовки, поворот её на определённый угол и фиксацию в процессе обработки, снятие и выдаче готовой продукции. Контрольные механизмы осуществляют контроль за ходом выполнения технологического процесса. В случае отклонения процесса от заданных условий они вносят соответствующие коррективы в работу машины-автомата. Например, при отклонении геометрических размеров обрабатываемого изделия от заданных результате срабатывания рабочего органа механизм контроля включает механизмы, осуществляющие подналадки рабочего органа. Автоматизация операций контроля осуществляется с помощью специальных следящих систем и устройств (датчиков), которые дают информацию о ходе технологического процесса, и, сравнивая её с заданной программой, передают системе управления. Если отклонение контролируемого параметра превышает допустимую программой величину, то система управления автоматически регулирует условия технологического режима, поддерживая заданные программой условия. Следовательно, осуществление функций автоматического контроля и управления производится с помощью обратной связи.

1.2 Системы управления машин-автоматов

Общие сведения о системах управления. Современные машины-автоматы в своём составе имеют систему различных механизмов, обеспечивающих необходимые движения звеньев, связанные с преобразованием энергии, состояния, свойств, или положения объектов и материалов, с управлением, контролем и регулированием движений исполнительных органов машины. Такие системы механизмов бывают довольно сложными. Для выполнения машиной того или иного технологического процесса необходимо, чтобы движения звеньев механизмов были согласованы как во времени, так и в пространстве. Иначе говоря, движения исполнительных органов машин-автоматов должны выполняться по соответствующей программе (алгоритму).

Под **программой работы** механизмов машин-автоматов понимают совокупность предписаний, обеспечивающих выполнение технологического процесса. Для автоматического выполнения программы предусмотрены системы управления машин, которые обеспечивают согласованность перемещений всех исполнительных органов в соответствии с заданной программой. Совокупность средств программного управления, которые служат для выработки по заданной программе управляющих воздействий на исполнительные органы машины и другие механизмы, включают технические средства (приводы, аппараты и устройства автоматики, измерительные датчики, устройства адаптации и диагностики, вычислительно-логические устройства, средства связи и др.) и программное обеспечение, которые осуществляют организацию процесса управления и реализацию задач управления применительно к каждой системы механизмов.

Циклы работы машины. Для выполнения машиной прерывистого технологического процесса необходимо, чтобы после истечения промежутка времени периодически повторялись положения, скорости и ускорения звеньев, входящих в состав машины. Это характеризует цикличность работы машины и её механизмов. Различают технологические, рабочие, кинематические и энергетические циклы.

Под *технологическим циклом* понимают совокупность всех последовательно и параллельно законченных во времени технологических операций изготовления одного определенного изделия. Это общее понятие может сужаться до границы понятия «технологический цикл обработки (изделия) автоматом» или расширяться до границы понятия «технологический цикл изготовления (объекта) на заводе». Машинный технологический процесс охватывает, кроме основных технологических операций, также вспомогательные, контрольные операции и операции управления, связанные с изготовлением изделия.

Под *рабочим циклом* называют промежуток времени, после которого машина выдаёт очередное обработанное изделие (партию изделий) или порцию

материала. За это время перемещения исполнительных органов машины полностью повторяются. Как правило, рабочий цикл специализированных машин-автоматов соответствует одному полному повороту главного вала на 360° .

Кинематический цикл называют промежуток времени, после которого рабочие органы машины занимают исходные (начальные) положения, а их скорости и ускорения приобретают предыдущих значений. За время кинематического цикла полностью повторяются смежные рабочие циклы, которые отличаются друг от друга лишь отдельными вспомогательными, контрольными операциями или операциями управления.

При установившемся движении рабочей машины-автомата, как правило, каждому кинематическому циклу соответствует определённый энергетический цикл. В течение этого цикла использование мощности изменяется по некоторому закону, который полностью повторяется при каждом энергетическом цикле. Различают две группы технологических машин: с переменным и постоянным кинематическим циклом. К первой группе относятся такие машины, как грузоподъёмные, строительные, землемерные. Рабочие органы машин этой группы перемещаются по разным траекториям. Последовательность их перемещений различна и изменяется в процессе работы машин в зависимости от условий и требований процесса, который они выполняют. Машина возвращается в своё первоначальное положение через разные промежутки времени. Траектории рабочих органов машины второй группы постоянные, их перемещения периодически (циклически) повторяются, после окончания времени технологического цикла относительное положение рабочих органов повторяется. К этой группе относится подавляющее большинство технологических машин.

РАЗДЕЛ 2

ОБЩИЕ МЕТОДЫ ОПРЕДЕЛЕНИЯ КИНЕМАТИЧЕСКИХ И ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК МЕХАНИЗМОВ И МАШИН. МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ДВИЖЕНИЯ ЗВЕНЬЕВ МАШИН

Тема 2.1

Основы строения механизмов

- 2.1.1. Основные понятия: механизм, звено, кинематическая пара.
- 2.1.2. Основные виды механизмов, используемые в машиностроении.
- 2.1.3. Классификация кинематических пар. Кинематические цепи.
- 2.1.4. Обобщённые координаты и число степеней свободы механизма.
- 2.1.5. Структурный синтез и анализ механизмов.

2.1.1 Основные понятия: механизм, звено, кинематическая пара

Теория механизмов и машин занимается исследованием и разработкой высокопроизводительных механизмов и машин.

Механизмами называют системы тел, предназначенные для преобразования движения одного либо нескольких тел в требуемые движения других твёрдых тел.

Звено — деталь или несколько деталей, скреплённых между собой жёстко.

Стойка — неподвижное звено механизма, или звено, условно принимаемое в механизме за неподвижное.

Кинематическая пара — подвижное соединение двух соприкасающихся звеньев, ограничивающее их относительное движение.

Элементы кинематической пары — поверхности, линии, точки звена, по которым оно может соприкасаться с другим звеном, образуя кинематическую пару.

Кинематической цепью называется система звеньев, соединённых кинематическими парами.

Кинематическая схема механизма — это его условное изображение с соблюдением размеров и формы звеньев и кинематических пар, которые определяют геометрию движения.

2.1.2 Основные виды механизмов, используемые в машиностроении

Механизм является системой твёрдых тел, подвижно соединённых между собой, способных передавать и преобразовывать движение и силы. Поэтому механизмы имеют как весьма простое, так и достаточно сложное и разнообразное строение (структуру). Строением механизма определяются такие его важнейшие характеристики, как виды осуществляемых движений, способы их преобразования, число степеней свободы. Формирование механизма, т. е. соединение отдельных его частей в единую систему, сопровождается наложением связей. Правильное их распределение в строении механизма в значительной степени предопределяет его надёжную эксплуатацию. Поэтому при проектировании нужно из множества разнообразных механизмов выбрать самый подходящий и правильно подобрать его основные структурные элементы. А для этого, прежде всего надо знать основные виды современных механизмов, их структурные характеристики, закономерности их строения.

Например, в автомобилях механизмы преобразуют поступательное движение поршня в цилиндре двигателя во вращательное движение ведущих колёс.

Твёрдые тела, из которых состоят механизмы, называют **звеньями**; соединения двух соприкасающихся звеньев, допускающие их относительные движения, называют **кинематическими парами**. Звенья подразделяются на входные, выходные и соединительные. Кинематические пары могут быть высшими, либо низшими. В высшей кинематической паре требуемое относительное движение звеньев может быть получено соприкосновением её элементов по линиям, либо точкам, в низшей паре его получают путём соприкосновения элементов пары по поверхностям.

Количество механизмов огромно и успешное их изучение невозможно без некоторой систематизации. В справочной и учебной литературе механизмы объединяют по назначению и некоторым общим конструктивным признакам. В результате получаются следующие основные группы механизмов.

Рычажные механизмы (рис. 2.1). Их звенья входят только в низшие кинематические пары — вращательные, поступательные, цилиндрические и сферические. Они обладают значительной долговечностью и применяются там, где требуется передать большие усилия. Теоретически, с их помощью можно получить любой закон движения. Однако, при этом они нередко имеют чрезмерно большое количество звеньев. В практике редко применяют рычажные механизмы с числом подвижных звеньев более пяти; обычно количество таких звеньев не превышает трёх.

Кулачковые механизмы (рис. 2.2). В состав этих механизмов входит кулачок. Кулачком называют звено, имеющее элемент высшей кинематической пары, выполненный в виде поверхности переменной кривизны. Разнообразие форм, которые можно придать кулачку, определяет чрезвычайное разнообразие возможных преобразований движения, выполняемых кулачковыми механизмами.

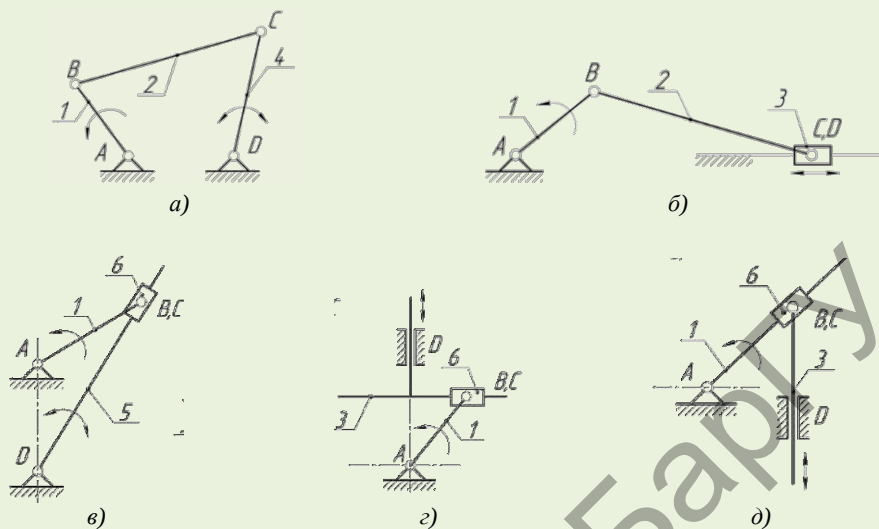


Рисунок 2.1 — Рычажные механизмы

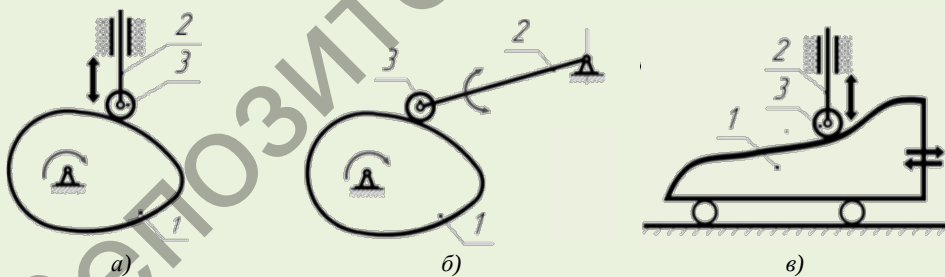


Рисунок 2.2 — Кулачковые механизмы

Зубчатые механизмы (рис. 2.3). В состав этих механизмов входят зубчатые звенья, имеющие выступы (зубья) для передачи движения посредством взаимодействия с выступами другого звена (тоже зубчатого).

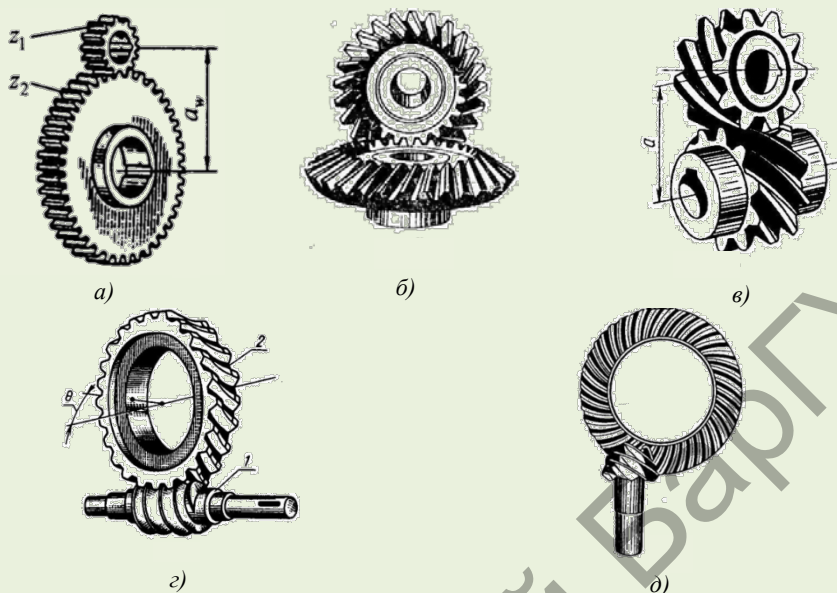


Рисунок 2.3 — Простые (одноступенчатые) зубчатые передачи [4, с. 135, 171—172]

Зубчатые механизмы способны передавать значительные мощности, имеют постоянное передаточное отношение.

Зубчатые механизмы подразделяют: на простые (одноступенчатые) — цилиндрические (рис. 2.3, а), конические (рис. 2.3, б), винтовые (рис. 2.3, в), червячные (рис. 2.3, з), гипоидные (рис. 2.3, д); с возможностью передачи вращения между валами, оси которых параллельны, пересекаются, либо перекрещиваются; на сложные (многоступенчатые) с неподвижными осями колёс. В эпициклических рычажно-зубчатых механизмах оси некоторых колёс совершают сложное движение.

Главное назначение зубчатых механизмов — изменить (чаще понизить) скорость вращения ведомого звена (передаточное отношение показывает — во сколько раз). Оно является главным кинематическим параметром зубчатого механизма.

Винтовые механизмы преобразуют вращательное движение винта в поступательное, либо вращательное движение гайки. Они способны существенно снижать скорость перемещения ведомых звеньев, обладают свойством самоторможения, но при этом у них — большие потери на трение. В червячной передаче винт называют червяком, а гайку (разрезанную вдоль оси и развёрнутую на цилиндр) — червячным колесом.

Фрикционные механизмы (рис. 2.4). Различают фрикционные передачи (рис. 2.4, *а, б*) и вариаторы (рис. 2.4, *в*). В тех и в других движение передаётся за счёт сил трения. Механизмы допускают проскальзывание звеньев, используемое в машинах для предохранения их от перегрузок, для плавного изменения скорости выходного вала при неизменной скорости входного вала и т. п.

Механизмы с гибкими звеньями (рис. 2.5). Под гибким звеном обычно понимают ремни (рис. 2.5, *а, б, в, г*), канаты, цепи (рис. 2.5, *д*), нити, которые охватывают два или более звеньев и устанавливают определённую связь между перемещениями этих звеньев, когда расстояние между ними достигает значительной величины.

Механизмы прерывистого движения. К ним относят мальтийские (рис. 2.6), храповые, некоторые кулачковые и другие механизмы, преобразующие непрерывное движение входного звена в прерывистое движение звена выходного. Механизмы с односторонним прерывистым движением выходных звеньев называют шаговыми.

Основной областью использования рассмотренного вида механизмов являются машины-автоматы с обработкой изделий в стационарных условиях.

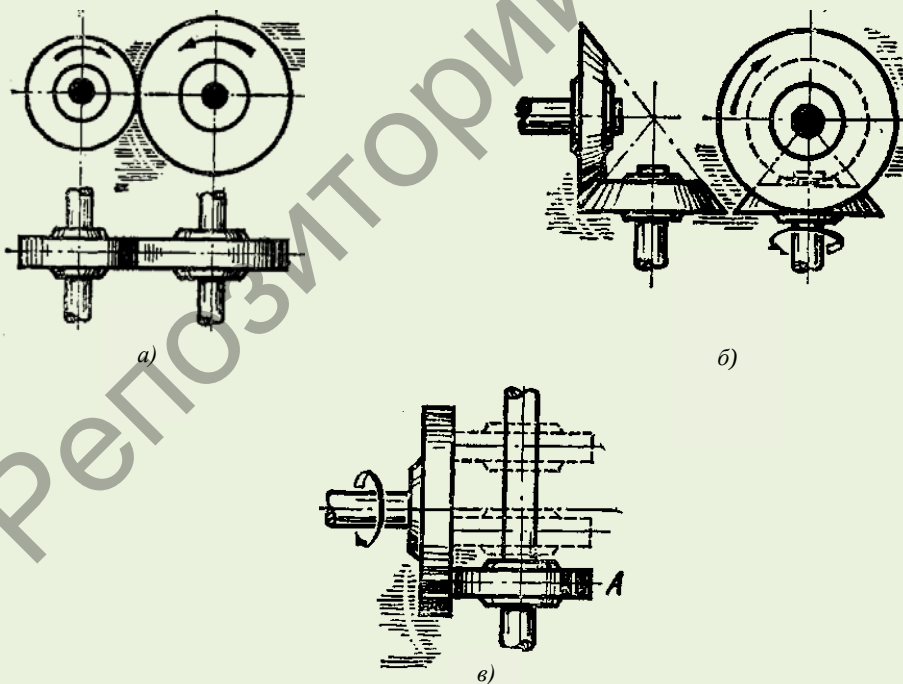


Рисунок 2.4 — Фрикционные передачи [5, с. 116—117]

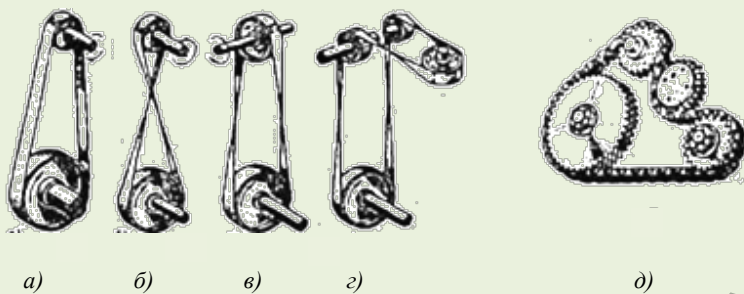


Рисунок 2.5 — Механизмы с гибкими звеньями [6]

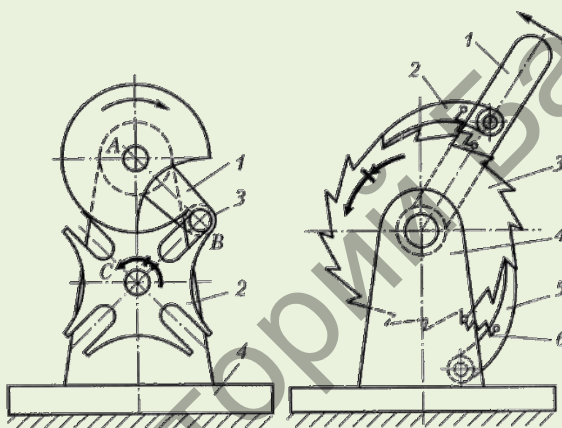


Рисунок 2.6 — Механизмы прерывистого движения [7, с. 31]

2.1.3 Классификация кинематических пар. Кинематические цепи

Кинематическая пара — подвижное соединение двух соприкасающихся звеньев, ограничивающее их относительное движение. Кинематическая пара, в которой её элементы соприкасаются в точке или по линии, является **высшей**, а кинематическая пара, в которой её элементы соприкасаются по поверхности — **низшей**.

Звено в пространстве обладает шестью степенями свободы, т. е. шестью независимыми друг от друга движениями (рис. 2.7): тремя вращательными вокруг трёх осей и тремя поступательными вдоль осей. Звенья, образуя кинематическую пару, часть степеней свободы теряют. Иначе говоря, кинематическая пара накладывает на относительное движение образующих её звеньев ограничения — связи. Число налагаемых связей S определяется формулой $S = 6 - H$, где H — число допускаемых пар движений.

В зависимости от числа связей S кинематические пары подразделяются на пять классов, а в зависимости от числа допускаемых движений H на одно-, двух-, трёх-, четырёх- и пятиподвижные.

Одноподвижные пары по характеру допускаемого ими движения разделяются на вращательные, поступательные и винтовые. Кинематические пары, допускающие лишь вращательные движения, называются шарнирами [8].

Кинематической цепью

называется система звеньев, соединённых кинематическими парами.

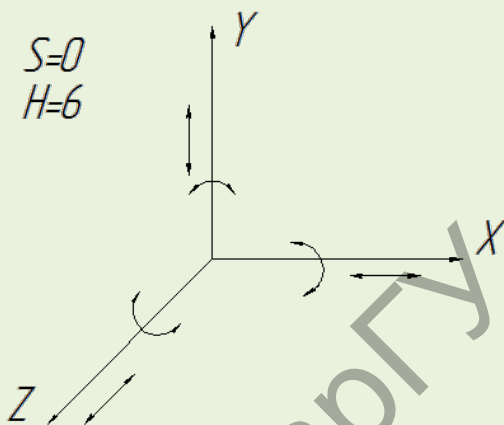


Рисунок 2.7 — Тело в пространстве с 6-ю степенями свободы

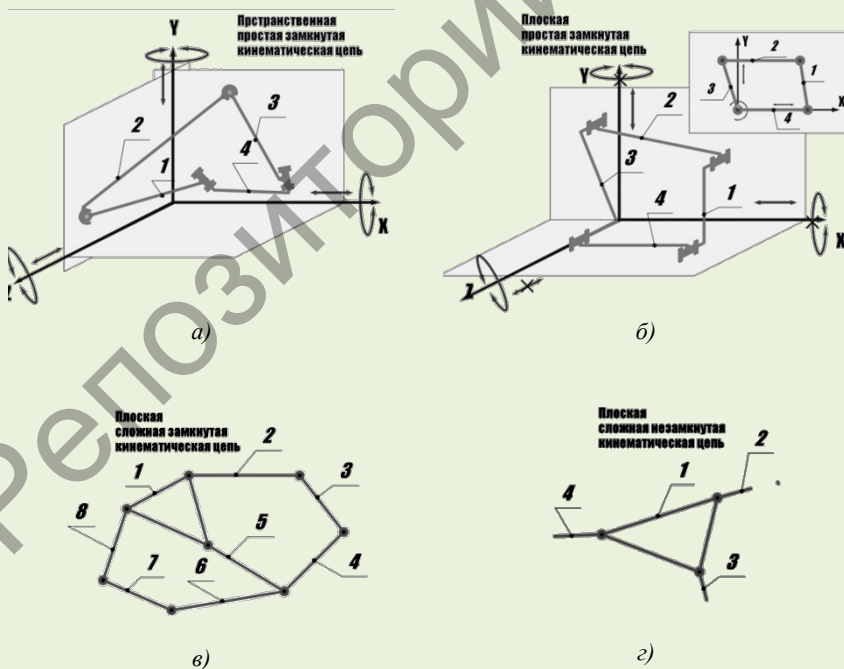


Рисунок 2.8 — Классификация кинематических цепей

Кинематические цепи бывают пространственные (рис. 2.8, *а см. с. 13*) и плоские (рис. 2.8, *б, в, г см. с. 13*); замкнутые (рис. 2.8, *б, в см. с. 13*) и незамкнутые (рис. 2.8, *г см. с. 13*)

Кинематическая схема механизма — это его условное изображение с соблюдением размеров и формы звеньев и кинематических пар, которые определяют геометрию движения. Кинематическая схема составляется согласно требованиям стандартов ЕСКД: ГОСТ 2.770-68, ГОСТ 2.721-74, ГОСТ 2.703-76 [9].

Рычажные механизмы в зависимости от характера совершаемого ими движения (рис. 2.9) имеют следующие звенья:

- кривошип — подвижное звено, которое может совершать вокруг своей неподвижной оси полный оборот;
- коромысло — подвижное звено, совершающее вокруг неподвижной оси возвратно-вращательное (качательное) движение;
- шатун — звено со сложным движением (шатун не имеет непосредственного соединения со стойкой);
- ползун — подвижное звено, которое совершает возвратно-поступательное движение по другому звену;
- кулиса — подвижное звено, вращающееся вокруг неподвижной оси и образующее с другим подвижным звеном поступательную кинематическую пару.

Кулисы могут быть вращающимися, т. е. делать полный оборот вокруг своей оси, и качающимися, т. е. коромыслами.

Кроме того, в механизмах различаются входные, выходные и соединительные, или промежуточные звенья.

Входному звену сообщается движение, преобразуемое механизмом в требуемое движение других звеньев.

Выходное звено совершает движение в зависимости от характера движения входного звена.

Промежуточными или соединительными являются звенья, связывающие входные и выходные звенья механизма [10, с. 11].

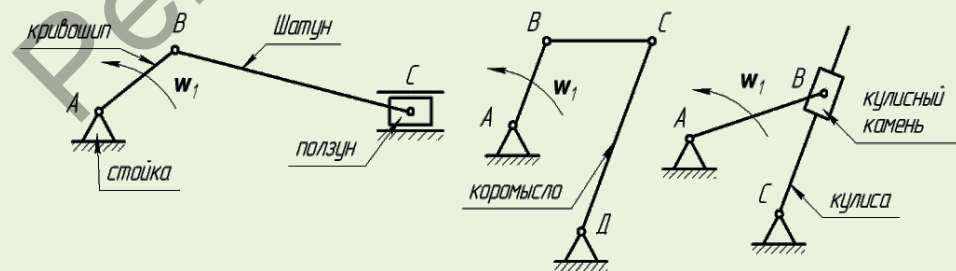


Рисунок 2.9 — Звенья в механизмах

2.1.4 Обобщённые координаты и число степеней свободы механизма

Степень свободы механизма W (число обобщённых координат механизма) равна разности числа степеней свободы его подвижных звеньев до соединения их кинематическими парами H , и числа связей, налагаемых на звенья кинематическими парами S .

Механизмы, как и кинематические цепи, бывают пространственные и плоские. В первых звенья движутся в непараллельных плоскостях, а во вторых — в одной или параллельных плоскостях.

В пространственных механизмах число степеней подвижности подсчитывается по формуле Сомова-Малышева:

$$W = 6n - 5p_5 - 4p_4 - 3p_3 - 2p_2 - p_1, \quad (2.1.1)$$

а в плоских — по формуле Чебышева:

$$W = 3n - 2p_5 - p_4 = 3n - 2p_n - p_v, \quad (2.1.2)$$

где n — число подвижных звеньев;

p_5, p_4, p_3, p_2, p_1 — число кинематических пар I, II, III, IV, V классов соответственно. В плоских механизмах пары IV класса являются высшими, двухподвижными, пары V класса — низшими, одноподвижными.

Пример 2.1. Определите степень подвижности пространственного механизма (рис. 2.10, б).

$n = 3$,

$p_5 = 2$ — $A(1,4); D(3,0)$,

$p_4 = 0$,

$p_3 = 2$ — $B(1,2); C(2,3)$,

$p_2 = 0$,

$p_1 = 1$.

Подставляя вышеперечисленные данные в формулу Сомова-Малышева, находим:
 $W = 6n - 5p_5 - 4p_4 - 3p_3 - 2p_2 - p_1 = 6 \cdot 3 - 5 \cdot 2 - 3 \cdot 2 - 1 = 1$.

Пример 2.2. Определите степень подвижности плоского механизма (рис. 2.11).

$n = 5$,

$p_5 = 7$ — $A(0,1); B(1,2); B(2,3); C(3,4); E(3,0); D(4,5); D(5,0)$;

$p_4 = 0$,

Подставляя эти данные в формулу Чебышева, находим: $W = 3n - 2p_5 - p_4 = 3 \cdot 5 - 2 \cdot 7 = 1$.

Таким образом, в каждом из рассмотренных механизмов для получения определённости положения их подвижных звеньев достаточно задаться одной обобщённой координатой — углом φ_1 .

Звено механизма, которому приписывается обобщённая координата, является **начальным или ведущим**. Число ведущих звеньев в механизме равно его числу степеней подвижности.

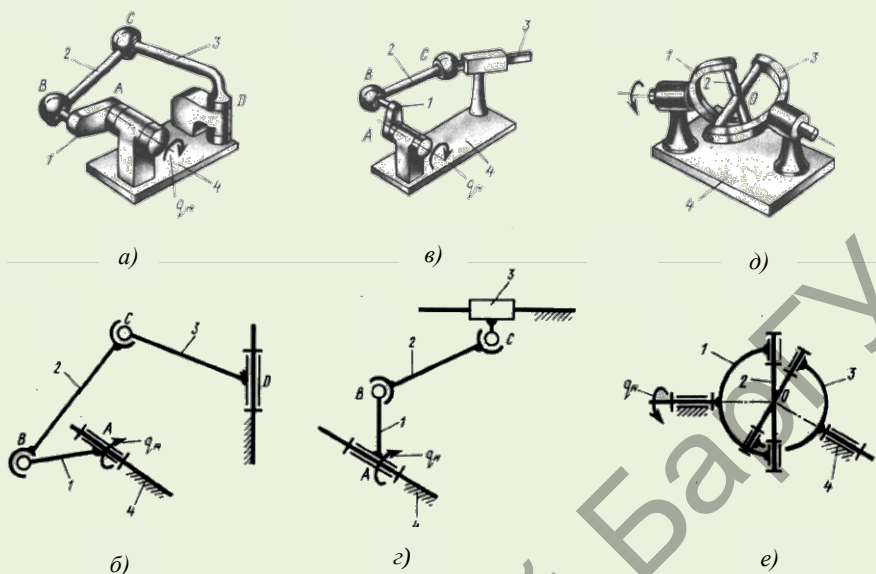


Рисунок 2.10 — Пространственные механизмы и их кинематические схемы [11]

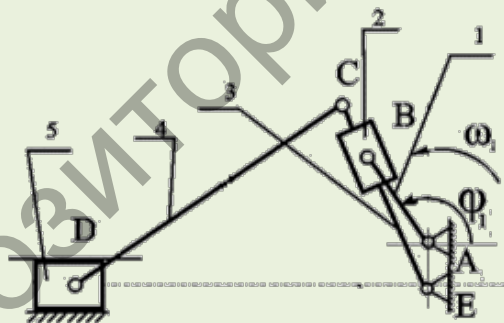


Рисунок 2.11 — Плоский механизм

Хотя число начальных звеньев механизма и равно числу его входных звеньев, но они необязательно должны совпадать. За начальное звено (начальные звенья, если $W > 1$) можно принять любое звено механизма, тогда как входное звено в каждом механизме вполне определённое. Звенья механизма, принятые за начальные, на схемах обозначаются стрелкой, указывающей направление движения.

2.1.5 Структурный и анализ механизмов

Задачей структурного анализа является задача определения параметров структуры заданного механизма — числа звеньев и структурных групп, числа и вида КП, числа подвижностей (основных и местных), числа контуров и числа избыточных связей.

Структурные группы и их классификация по Артоблеву. Согласно теории Ассур А. В. и Артоблеву И. И., любой плоский механизм с низшими (вращательными и поступательными) кинематическими парами состоит из механизма I класса и структурных групп.

Механизмом I класса (**начальным механизмом**) является начальное звено, соединённое со стойкой кинематической парой V класса (рис. 2.12). Число начальных механизмов в плоском механизме равно его числу степеней подвижности.

Структурной группой, или группой Ассура, является кинематическая цепь с нулевой степенью подвижности. Структурная группа Ассура не делится на более простые цепи.

Согласно формуле (2.1.2) в структурной группе плоского механизма с низшими парами должно выполняться условие

$$3n - 2p_5 = 0 \text{ или } p_5 = \frac{3n}{2}. \quad (2.1.3)$$

Так как число кинематических пар V класса p_5 в структурной группе может быть только целым, то число звеньев (n) в группе может быть только чётным 2, 4, 6 и т. д.

Артоблевский И. И. разделил группы Ассура на классы, а внутри класса на порядки. **Номер класса группы** равен числу внутренних кинематических пар, образующих в ней наиболее сложный замкнутый контур, а **порядок** — числу свободных кинематических пар, т. е. пар, которыми группа присоединяется к механизму. Исключением является структурная группа II класса, в которой общее число кинематических пар равно трём, в том числе одна из них внутренняя.

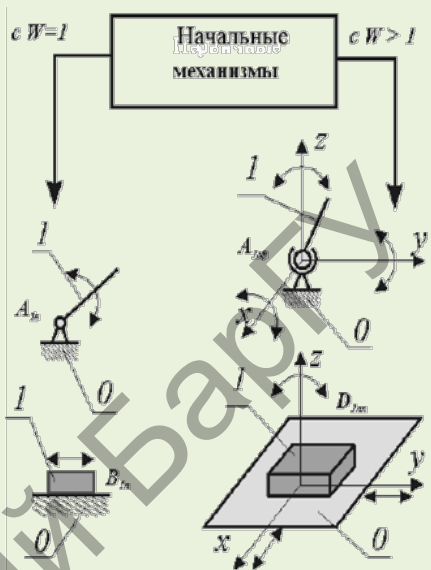


Рисунок 2.12 — Механизм первого класса

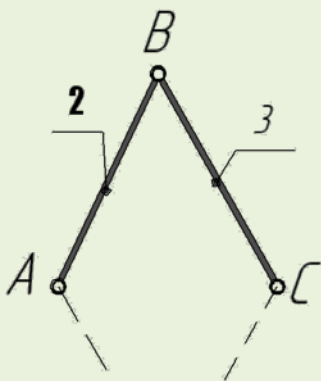


Рисунок 2.13 — Группа Ассура

Кинематическая цепь (рис. 2.13) отвечает условию (2.3), следовательно, является группой Ассура. Группа состоит из двух подвижных звеньев и трёх кинематических пар. Её пары A и C являются свободными, ими группа присоединяется к механизму. Таким образом, эта группа может быть отнесена ко II классу, 2-го порядка.

Группы II класса 2-го порядка (они все 2-го порядка), в зависимости от сочетания в них вращательных и поступательных пар и последовательности их расположения, делятся на пять видов.

Выделение структурных групп в механизме. В состав механизма может входить одна или несколько структурных групп одного или разных классов. Поскольку число степеней подвижности структурной группы равно нулю, то отделение их от механизма не меняет его подвижности.

При разложении ведомой части плоского механизма на структурные группы вначале полагают, что последней группой в механизме является группа II класса. Поскольку группы II класса — это кинематические цепи из двух звеньев и трёх кинематических пар, то делают попытку отделить такую цепь, образованную самыми удалёнными от начального звена механизма звеньями. Если после отделения этой цепи оставшаяся часть механизма будет иметь ту же подвижность, что и первоначальный механизм, то отсоединённая цепь обладает нулевой подвижностью и, следовательно, будет структурной группой II класса.

Когда не удастся выделить кинематическую цепь из двух звеньев и трёх кинематических пар с нулевой подвижностью, то делают попытку выделить структурную группу более высокого класса, т. е. кинематическую цепь из четырёх звеньев и шести кинематических пар и т. д.

Пример 2.3. Изобразите схему двигателя с компрессором. Определите степень подвижности механизма и найдите его класс. Расчлените механизм на группы Ассура, напишите формулу его строения и укажите его класс (рис. 2.10).

В этом механизме вращательное движение коленчатого вала (кривошип AB) преобразуется в возвратно-поступательное движение поршня B двигателя и поршня G компрессора. Ведущее звено — кривошип — обозначаем круговой стрелкой, показывающей направление его вращения. Все неподвижные детали, образующие одно неподвижное звено — стойку — цифрой 0. Цифрой 1 обозначим кривошип, 2 — шатун, 3 — ползун, 4 — шатун, 5 — коромысло, 6 — шатун, 7 — ползун. Кинематические пары обозначаем буквами. В скобках заданы номера звеньев, образующих кинематическую пару. Пары A (0-1), B (1-2), B (3-2), C (2-4), D (4-5), E (0-5), F (5-6), G (6-7) — вращательные, а пары B (0-3) и E (0-7) — поступательные. Высших пар в этом механизме нет.

$$n = 7.$$

$$p_5 = 10.$$

$$p_4 = 0.$$

Подставляя эти данные в формулу Чебышева, находим:

$$W = 3n - 2p_5 - p_4 = 3 \cdot 7 - 2 \cdot 10 = 1.$$

Так как движение задано одному звену и степень подвижности тоже равна единице, данный механизм обладает определённой подвижностью.

Механизм (см. рис. 2.14) состоит из механизма I класса и трёх последовательно присоединённых к нему структурных групп II класса 2-го порядка (рис. 2.15). Это можно записать в виде формулы:

$$I(0,1) \rightarrow II_2^1(2,3) \rightarrow II_2^1(4,5) \rightarrow II_2^2(6,7).$$

Данная формула называется формулой строения механизма и читается так: к механизму 1-го класса, образованному звеньями (0, 1), присоединена группа II класса 2-го порядка 2-го вида, образованная звеньями (2, 3), к группе (2, 3) присоединена группа II класса 2-го порядка 1-го вида, образованная из звеньев (4, 5), к группе (4, 5) присоединена группа II класса 2-го порядка 2-го вида. Здесь цифрой «0» обозначена стойка механизма.

Механизму в целом приписывается класс той его группы, которая имеет наиболее высокий класс, т. е. данный механизм является механизмом II класса. Принцип образования механизмов путём присоединения структурных групп, рассмотренный применительно к плоским механизмам с низшими парами, распространяется как на плоские механизмы с высшими парами, так и на пространственные механизмы, составленные из одних твёрдых тел.

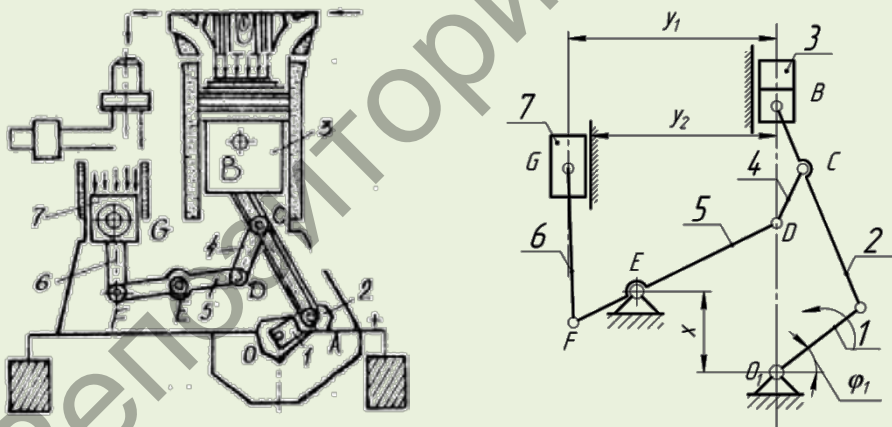


Рисунок 2.14 — Схема двигателя с компрессором [12]

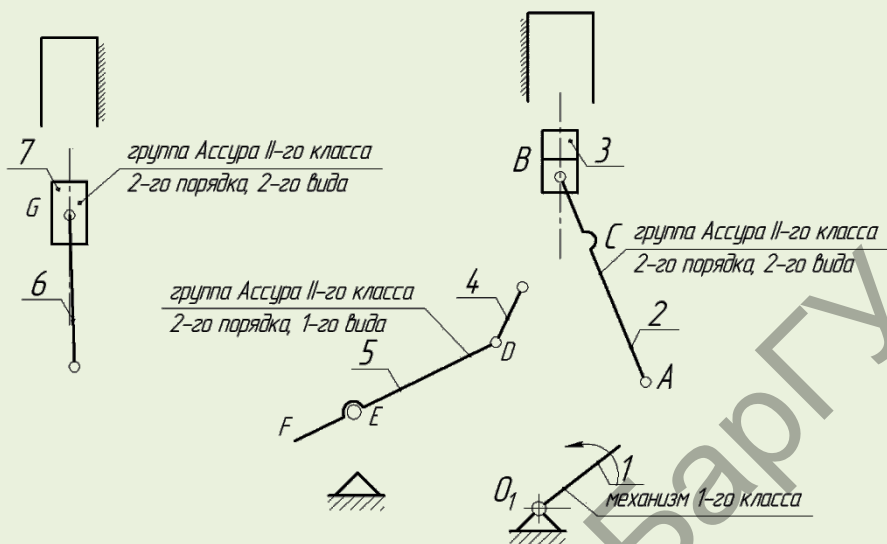


Рисунок 2.15 — Разбиение механизма на группы

Тема 2.2

Моделирование геометрических и кинематических связей механизмов

2.2.1. Кинематические передаточные функции и их производные (аналоги скоростей и ускорений).

2.2.2. Кинематический анализ плоских рычажных механизмов графическим методом (построение планов положений, скоростей и ускорений).

2.2.1 Кинематические передаточные функции и их производные (аналоги скоростей и ускорений)

Кинематический анализ механизмов состоит в определении кинематических параметров движения звеньев с геометрической точки зрения без учёта сил, вызывающих это движение. При этом должны быть заданы: схема механизма, размеры его звеньев и законы движения начальных звеньев. Если, например, начальным звеном в механизме является кривошип, то его законом движения обычно является равномерное вращение вокруг неподвижной оси. В этом случае задаётся либо частота вращения кривошипа n , либо угловая скорость ω .

В результате кинематического анализа могут быть определены:

- 1) положения звеньев и траектории движения отдельных точек механизма;
- 2) линейные скорости отдельных точек и угловые скорости звеньев;
- 3) линейные ускорения отдельных точек и угловые ускорения звеньев.

Все названные кинематические параметры изменяются периодически, так как в движении большинства механизмов наблюдается периодичность. Кинематический анализ достаточно произвести для одного периода.

Кинематический анализ ведётся в следующем порядке: сначала исследуется движение начального звена (начальных звеньев), а затем выполняется кинематический анализ отдельных групп Ассура в порядке их присоединения при образовании механизма (порядок определяется по структурной формуле механизма). Кинематическое исследование механизмов можно производить как аналитическими методами, так и графоаналитическими.

При кинематическом исследовании механизмов можно определять не скорости и ускорения, а их аналоги. Скорости и ускорения удобно определять при кинематическом анализе, когда известен закон изменения обобщённой координаты механизма во времени. Если же этот закон неизвестен и может быть найден только в результате динамического исследования механизма, кинематические параметры этого механизма целесообразно

определять в функции его обобщённой координаты, а не в функции времени, и получить при этом аналоги скоростей и ускорений. Затем, получив в результате динамического исследования механизма закон изменения его обобщённой координаты, можно найти истинные скорости и ускорения.

При аналитическом анализе рычажных механизмов используются, в основном, два общих метода: метод преобразования координат (метод Ю. Ф. Морошкина) и метод замкнутого векторного контура (метод А. А. Зинovieва).

Рассмотрим один из методов — метод Вячеслава Андреевича Зинovieва (1899—1975). Сущность метода состоит в следующем. Звенья механизма изображают в виде векторов, которые образуют на схеме механизма один или несколько замкнутых векторных контуров. Затем составляют уравнения замкнутости каждого контура. Проецируя векторы замкнутых контуров на оси выбранной системы координат, получают аналитические зависимости положений звеньев от обобщённой координаты механизма. Дифференцируя уравнения проекций по обобщённой координате, получают формулы для определения аналогов скоростей и ускорений. Направления векторов выбираются так, чтобы они указывали последовательность построения схемы механизма. Сначала намечаются неподвижные точки механизма. Направление вектора на неподвижном звене выбирается произвольно. Затем в виде вектора изображается начальное звено. Начало этого вектора совмещается с неподвижной точкой. Векторы, изображающие звенья в группах Ассура, направляются к внутренней кинематической паре группы. Обходя каждый векторный контур схемы в произвольно выбранном направлении, составляют уравнения замкнутости, в которых векторы, направленные против направления обхода, имеют знак «минус». Для решения уравнения замкнутости выбирается прямоугольная система координат, на оси которой должны проецироваться векторы замкнутых контуров. Эту систему координат связывают со стойкой. За начало координат принимается центр шарнира, соединяющего начальное звено со стойкой. Если в механизме есть неподвижная направляющая для ползуна, то одну из осей координат проводят параллельно этой направляющей, вторая ось проводится перпендикулярно первой. Углы между векторами имеют индексы. Сначала записывается индекс звена, к которому относится данный угол, а затем индекс звена, от которого отсчитывается этот угол. При этом индекс, относящийся к стойке, опускается. Углы, угловые скорости и ускорения считаются положительными, если они направлены против часовой стрелки, и отрицательными, если по часовой. Если схема механизма образует несколько замкнутых векторных контуров, то последовательность их расчёта определяется формулой строения механизма. В механизмах второго класса рассчитывается каждый контур.

Основные понятия и определения. Зависимость линейных координат какой-либо точки механизма от обобщённой координаты — **линейная**

функция положения данной точки в проекциях на соответствующие оси координат:

$$X_C = f(\varphi_1).$$

Зависимость угловой координаты какого-либо звена механизма от обобщённой координаты — **угловая функция положения данного звена:**

$$\varphi_2 = f(\varphi_1).$$

Первая производная линейной функции положения точки по обобщённой координате — **линейная передаточная функция данной точки в проекциях на соответствующие оси координат** (иногда называют «аналог линейной скорости...»):

$$\frac{dx_C}{d\varphi_1} = V_{gCx} \qquad \frac{dy_C}{d\varphi_1} = V_{gCy},$$

$$\frac{dx_C}{dt} \cdot \frac{dt}{\varphi_1} = V_{gCx},$$

$$\frac{dx_C}{dt} = V_C \qquad \frac{dt}{\varphi_1} = \omega_1,$$

$$\frac{V_{Cx}}{\omega_1} = V_{gCx},$$

$$V_{Cx} = \omega_1 \cdot V_{gCx} \qquad V_{Cy} = \omega_1 \cdot V_{gCy}.$$

Полная скорость точки C будет $V_C = \sqrt{V_{Cx}^2 + V_{Cy}^2}$.

Первая производная угловой функции положения звена по обобщённой координате — **передаточное отношение:**

$$\frac{d\varphi_2}{d\varphi_1} = u_{2-1} \qquad \therefore \frac{dt}{dt} \Rightarrow \frac{\omega_2}{\omega_1} = u_{2-1}.$$

Вторая производная линейной функции положения по обобщённой координате — **аналог линейного ускорения точки в проекциях на соответствующие оси:**

$$\frac{d^2 X_C}{d\varphi_1^2} = a_{gCx} \qquad \frac{d^2 Y_C}{d\varphi_1^2} = a_{gCy}.$$

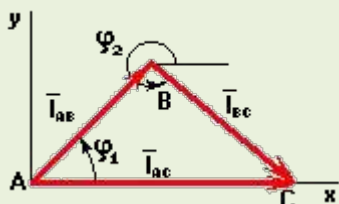


Рисунок 2.16 — Схема векторного контура ABC

Вторая производная угловой функции положения звена по обобщённой координате — **аналог углового ускорения звена.**

Пример аналитический способа определения кинематических параметров рычажных механизмов.

Дано: $\omega_1, l_{AB}, l_{BS_2}, l_{BC}, l_{AC}$.

Определить: $v_i, a_i, \omega_2, \varepsilon_2$.

Для исследования плоских рычажных механизмов для решения данной задачи целесообразно использовать метод проецирования векторного контура на оси координат.

Для определения функции положения точки C представим длины звеньев в виде векторов (рис. 2.16).

Условие замкнутости данного контура:

$$\bar{l}_{AB} + \bar{l}_{BC} = \bar{l}_{AC}. \quad (2.1)$$

$$l_{AB} \cdot \cos \varphi_1 + l_{BC} \cdot \cos \varphi_2 = x_C. \quad (2.2)$$

$$l_{AB} \cdot \sin \varphi_1 - l_{BC} \cdot \sin \varphi_2 = \underbrace{y_C}_{=0} \quad (2.3)$$

Из условия (2.2.3) следует, что

$$\varphi_2 = \arcsin \left(\frac{l_{AB} \cdot \sin \varphi_1}{l_{BC}} \right). \quad (2.4)$$

Продифференцируем (2.2.2) по обобщённой координате:

$$l_{AB} \cdot \cos \varphi_1 + l_{BC} \cdot \cos \varphi_2 \cdot \frac{d\varphi_2}{d\varphi_1} = \underbrace{V_{gx}}_{=0}, \quad \frac{l_{AB} \cdot \cos \varphi_1}{l_{BC} \cdot \cos \varphi_2} = u_{2-1}. \quad (2.5)$$

Продифференцируем (2.2.3) по обобщённой координате:

$$-l_{AB} \cdot \sin \varphi_1 - l_{BC} \cdot \sin \varphi_2 \cdot \frac{d\varphi_2}{d\varphi_1} = V_{gx},$$

$$V_{cx} = \omega_1 \cdot V_{gcx},$$

$$V_{cy} = \omega_1 \cdot V_{gcy} = 0,$$

$$V_C = \sqrt{V_{cx}^2 + V_{cy}^2}.$$

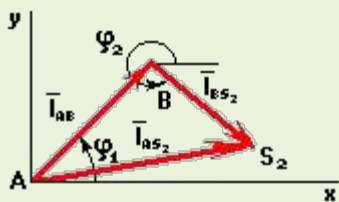


Рисунок 2.17 — Схема векторного контура ABS_2

Если необходимо определить функции положения центра масс, то мы делим векторный контур ABS_2 (рис. 2.17)

Условие замкнутости данного векторного контура имеет вид:

$$\bar{l}_{AB} + \bar{l}_{BS_2} = \bar{l}_{AS_2}. \quad (2.6)$$

$$l_{AB} \cdot \cos \varphi_1 + l_{BS_2} \cdot \cos \varphi_2 = x_{S_2}. \quad (2.7)$$

$$l_{AB} \cdot \sin \varphi_1 - l_{BS_2} \cdot \sin \varphi_2 = y_{S_2}. \quad (2.8)$$

Продифференцируем (2.2.7) и (2.2.8) по обобщённой координате и получим аналоги линейных скоростей точек S_2 в проекциях на оси x и y :

$$V_{S_2x} = \omega_1 \cdot V_{gS_2x},$$

$$V_{S_2y} = \omega_1 \cdot V_{gS_2y},$$

$$V_{S_2} = \sqrt{V_{S_2x}^2 + V_{S_2y}^2}.$$

2.2.2 Кинематический анализ плоских рычажных механизмов графическим методом (построение планов положений, скоростей и ускорений)

Аналитические методы предпочтительнее в тех случаях, когда нужно провести систематическое углублённое исследование какого-либо механизма с высокой точностью результатов. Кроме того, аналитические методы позволяют выявить взаимосвязь кинематических параметров механизма с его метрическими параметрами (размерами звеньев). Применение аналитических методов затруднялось сложностью и трудоёмкостью получаемых расчётных уравнений, но благодаря внедрению в инженерную практику ЭВМ, в настоящее время аналитические методы кинематического анализа механизмов находят всё большее применение.

Графоаналитические методы отличаются наглядностью, относительной простотой, но не дают точных результатов. Основным методом графоаналитического исследования является метод построения планов положений, скоростей и ускорений механизма, предложенный в 1870 году немецким учёным

Отто Мором (1835—1918). **Планом механизма** называется графическое изображение взаимного расположения звеньев, соответствующее выбранному моменту времени. Построение плана механизма следует начинать с изображения по заданным координатам неподвижных элементов звеньев: неподвижных точек и направляющих. Затем чертится начальное звено в одном из положений. Потом определяются положения звеньев групп Ассура. В группах Ассура второго класса положения звеньев находятся элементарным методом засечек с помощью циркуля и линейки. Для механизмов циклического действия, у которых один оборот начального звена совпадает с периодом кинематического цикла, обычно строят двенадцать планов механизма на одном чертеже. Для получения траекторий движения точек механизма нужно соединить положения этих точек на всех планах механизма плавной кривой. Для определения величины и направления скоростей и ускорений отдельных точек механизма строят планы скоростей и ускорений.

Планом скоростей (ускорений) звена называется графическое построение, представляющее собой пучок, лучи которого изображают абсолютные скорости (ускорения) точек звеньев механизма, а отрезки, соединяющие концы лучей — относительные скорости (ускорения) соответствующих точек при заданном положении звена [13].

Планом скоростей (ускорений) механизма называется совокупность планов скоростей (ускорений) всех звеньев механизма с одним общим полюсом. На плане скоростей полюс обозначается буквой p , на плане ускорений буквой π . Построение планов скоростей и ускорений основано на графическом решении векторных уравнений распределения скоростей и ускорений. Теоретические основы построения планов скоростей и ускорений излагаются в курсе теоретической механики. При построении планов механизма, а также планов скоростей и ускорений пользуются масштабными коэффициентами, показывающими, сколько единиц той или иной величины приходится на один миллиметр отрезка, изображающего эту величину. Масштабный коэффициент обозначается буквой μ с соответствующим индексом:

μ_l — масштабный коэффициент длин, м / мм;

μ_v — масштабный коэффициент линейных скоростей точек, (м / с) / мм;

μ_a — масштабный коэффициент линейных ускорений точек, (м / с²) / мм.

Масштабные коэффициенты определяются следующим образом:

$$\mu_l = \frac{l_{AB}}{AB}; \quad \mu_v = \frac{V_B}{pb}; \quad \mu_a = \frac{a_B}{\pi b},$$

где l_{AB} — действительная длина звена AB , м;

AB — длина отрезка, изображающего данное звено на плане, мм;

V_B — модуль скорости точки B , м / с;

pb — длина отрезка, изображающего скорость этой точки на плане скоростей, мм;

a_B — модуль ускорения точки B , м / с²;

pb — длина отрезка, изображающего ускорение этой точки на плане ускорений, мм.

Рассмотрим метод планов на примере кинематического исследования механизма.

Пример 1. Произвести кинематический анализ рычажного механизма качающегося транспортера. Заданы: схема механизма (рис. 2.18), длины всех звеньев (l_{AB} , l_{BC} , l_{CD} , l_{CE}) и расстояние между осями A и D (l_{AD}), положение центров тяжести звеньев (точек S_1 , S_2 , S_3 , S_4 , S_5). Начальным звеном является кривошип 1, который вращается с постоянной угловой скоростью ω_1 .

Решение

1. Проводим структурный анализ механизма.

Структурный анализ этого механизма:

- степень подвижности $W=1$;
- структурная формула $1_{кл} (1,6) \rightarrow 2_{кл} (2,3) \rightarrow 2_{кл} (4,5)$.

2. Определяем положения звеньев механизма с помощью построения плана механизма.

План начинаем строить с изображения начального звена, имеющего действительную длину l_{AB} , соответствующим отрезком AB . После этого определяем масштабный коэффициент длины $\mu_l = l_{AB}/(AB)$, м / мм.

Находим длины остальных отрезков в миллиметрах:

$$BC = l_{BC}/\mu_l, \quad CD = l_{CD}/\mu_l, \quad CE = l_{CE}/\mu_l, \quad AD = l_{AD}/\mu_l.$$

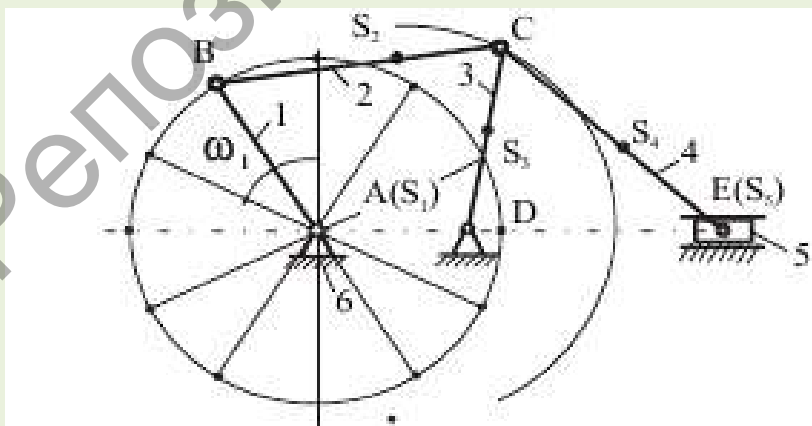


Рисунок 2.18 — Схема механизма

Изображаем неподвижные элементы в точках A и D осей вращения звеньев 1 и 3, проводим траекторию движения точки E ползуна — горизонтальную линию, проходящую через точки A и D . Далее радиусом AB проводим окружность, представляющую собой траекторию точки B . Делим эту окружность на двенадцать равных частей. Соединив все двенадцать точек на окружности с центром вращения A , получим двенадцать положений кривошипа AB . Положения точек C и E , соответствующие положениям точки B , находим методом засечек.

При нумерации положений кривошипа (механизма) за нулевое принимаем положение, при котором ползун 5 будет находиться в одном из крайних положений (либо в правом, либо в левом). Далее нумерацию положений производим в направлении вращения кривошипа 1 (на схеме показано круговой стрелкой).

3. Строим план скоростей (рис. 2.19, a).

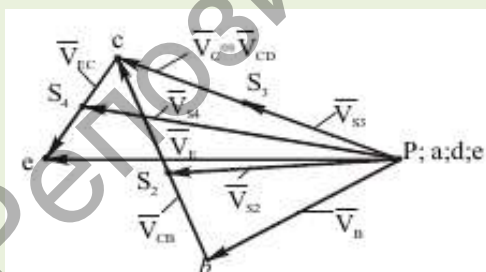
Для начального механизма 1 класса определяем скорость точки B :

$$V_B = \omega_1 \cdot l_{AB}, \text{ м / с.}$$

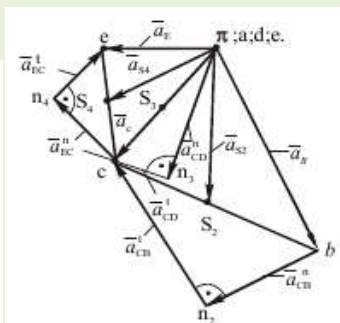
Вектор этой скорости перпендикулярен звену AB и направлен в сторону его вращения.

Скорость V_B изображаем на плане скоростей произвольным отрезком $\overrightarrow{pb}$. После этого определяем масштабный коэффициент скорости:

$$\mu_v = V_B / \overrightarrow{pb}, (\text{м / с}) / \text{мм.}$$



$a)$



$b)$

$a)$ план скоростей; $b)$ план ускорений

Рисунок 2.19 — Схемы планов

Затем определяем скорость точки C двухповодковой группы Ассура (2, 3). Рассматривая движение точки C по отношению к точкам B и D , записываем соответственно два векторных уравнения:

$$\begin{aligned}\vec{V}_C &= \vec{V}_B + \vec{V}_{CB}, \\ \vec{V}_C &= \vec{V}_D + \vec{V}_{CD},\end{aligned}$$

где $V_D = 0$; $\vec{V}_{CB} \perp CB$; $\vec{V}_{CD} \perp CD$.

Решаем эти уравнения графически. Согласно первому уравнению, через точку b плана скоростей проводим прямую перпендикулярно к звену CB , а согласно второму уравнению, через точку p (так как $V_D = 0$, и точка d находится в полюсе) проводим прямую перпендикулярно CD . На пересечении этих перпендикуляров отмечаем точку c , которая является концом вектора $\vec{pc}$, изображающего абсолютную скорость точки C .

Рассматриваем группу Ассура (4,5). В этой группе определяем скорость точки E . Рассматривая движение точки E сначала по отношению к точке C , а затем по отношению к направляющей ползуна 5, запишем векторные уравнения:

$$\begin{aligned}\vec{V}_E &= \vec{V}_C + \vec{V}_{EC}, \\ \vec{V}_E &= \vec{V}_{E_0} + \vec{V}_{EE_0},\end{aligned}$$

где E_0 — точка на оси движения ползуна 5;

$\vec{V}_{E_0} = 0$, так как направляющая неподвижна;

$\vec{V}_{EC} \perp EC$ и $\vec{V}_{EE_0} \parallel$ оси движения ползуна.

Решаем эти уравнения графически. Через точку c плана скоростей проводим прямую, перпендикулярно к звену EC , а через полюс p (так как $V_{E_0} = 0$, и точка e_0 находится в полюсе) — прямую, параллельную траектории движения ползуна 5 (горизонтальная линия).

После определения положений точек a , b , c , d , e наносим на соответствующих отрезках плана скоростей точки центров тяжести звеньев (S_1 , S_2 , S_3 , S_4) в соответствии с заданными координатами, используя теорему подобия.

Если, например, точка S_2 находится на середине звена BC на плане механизма, то и на плане скоростей эта точка будет находиться также на середине отрезка bc . Аналогично находятся на плане скоростей и остальные точки центров тяжести звеньев.

Используя построенный план, находим величины скоростей:

$$V_B = pb \cdot \mu_v, \text{ м / с}; \quad V_C = pc \cdot \mu_v, \text{ м / с}; \quad V_{CB} = cb \cdot \mu_v, \text{ м / с};$$

$$V_E = pe \cdot \mu_v, \text{ м / с}; \quad V_{S_2} = ps_2 \cdot \mu_v, \text{ м / с}; \quad V_{S_3} = ps_3 \cdot \mu_v, \text{ м / с}.$$

Находим угловые скорости ω_2 , ω_3 , ω_4 звеньев 2, 3 и 4:

$$\omega_2 = \frac{V_{CB}}{l_{CB}}, \text{ рад / с}; \quad \omega_3 = \frac{V_{CD}}{l_{CD}}, \text{ рад / с}; \quad \omega_4 = \frac{V_{EC}}{l_{EC}}, \text{ рад / с}.$$

Направления угловых скоростей определяем по направлениям относительных скоростей. Например, для определения направления ω_2 вектор скорости $\vec{V}_{CB}$ плана скоростей переносим в точку C плана механизма и рассматриваем движение точки C по отношению к точке B в направлении скорости V_{CB} . Направление ω_2 будет совпадать с направлением движения точки C в данный момент. Аналогично определяем направления угловых скоростей ω_3 и ω_4 .

4. Строим план ускорений (рис. 2.19, б).

Определение ускорений, как и скоростей, ведём в порядке, определяемом структурной формулой механизма.

Для начального механизма первого класса определяем ускорение точки B , совершающей равномерное движение по окружности радиуса l_{AB} :

$$a_B = \omega_1^2 \cdot l_{AB}, \text{ м / с}^2.$$

Так как ускорение точки B состоит только из нормального ($\omega_1 = \text{const}$, $\varepsilon_1 = 0$), то вектор πb ускорения a_B проводим из полюса параллельно звену AB в направлении от точки B к точке A .

После этого определяем масштабный коэффициент ускорения:

$$\mu_a = a_B / \pi b, (\text{м / с}^2) / \text{мм}.$$

Затем переходим к определению ускорения точки C в группе Ассура (2, 3).

Рассматриваем движение точки C сначала по отношению к точке B (относительное движение звена 2 — вращательное вокруг точки B), а затем по отношению к точке D (относительное движение звена 3 — вращательное вокруг точки D) Записываем соответственно два векторных уравнения:

$$\bar{a}_C = \bar{a}_B + \bar{a}_{CB}^n + \bar{a}_{CB}^t;$$

$$\bar{a}_C = \bar{a}_D + \bar{a}_{CD}^n + \bar{a}_{CD}^t.$$

Ускорения a_B и a_D точек B и D известны: a_B определено выше, $a_D = 0$. Величины нормальных ускорений вычисляем по формулам

$$a_{CB}^n = V_{CB}^2 / l_{CB}; \quad a_{CD}^n = V_{CD}^2 / l_{CD}.$$

Вектор a_{CB}^n направляем параллельно CB в направлении от точки C к точке B , а вектор a_{CD}^n — параллельно CD в направлении от точки C к точке D .

У векторов тангенциальных ускорений $\bar{a}_{CB}^t$ и $\bar{a}_{CD}^t$ известны только направления:

$$\bar{a}_{CB}^t \perp CB; \bar{a}_{CD}^t \perp CD.$$

Вектор полного ускорения a_C и величины тангенциальных ускорений a_{CB}^t и a_{CD}^t определяются построением плана ускорения.

Теперь решаем записанные выше векторные уравнения графически. В соответствии с первым уравнением из точки b откладываем отрезок bn_2 , изображающий a_{CB}^n . Длина отрезка определяется следующим образом:

$$bn_2 = a_{CB}^n / \mu_a, \text{ мм.}$$

Отрезок bn_2 проводим параллельно звену CB в направлении от точки C к точке B . Далее через точку n_2 проводим перпендикулярно к CB направление (линию действия) вектора $\bar{a}_{CB}^t$.

В соответствии со вторым векторным уравнением из полюса π (так как $a_D = 0$, и точка d находится в полюсе) параллельно CD в направлении от точки C к точке D отложим отрезок πn_3 , изображающий ускорение a_{CD}^n :

$$\pi n_3 = a_{CD}^n / \mu_a, \text{ мм.}$$

Через точку n_3 перпендикулярно к CD проводим направление вектора $\bar{a}_{CD}^t$ до пересечения в точке c с направлением вектора $\bar{a}_{CB}^t$. Точку c соединим с полюсом π . Отрезок πc будет изображать вектор $\bar{a}_C$ полного ускорения точки C , а отрезки n_2c и n_3c — соответственно векторы тангенциальных ускорений $\bar{a}_{CB}^t$ и $\bar{a}_{CD}^t$. Соединив точки c и b , получим отрезок cb , изображающий вектор $\bar{a}_{CB}$ полного относительного ускорения точки C относительно точки B .

Теперь рассматриваем группу Ассур (4, 5). В этой группе известны ускорения точки C звена 3 и неподвижной точки E_0 на направляющей.

Нужно определить ускорение a_E точки E ползуна 5.

Рассматривая движения точки E сначала по отношению к точке C , а затем по отношению к точке E_0 , составляем два векторных уравнения:

$$\bar{a}_E = \bar{a}_C + \bar{a}_{EC}^n + \bar{a}_{EC}^t;$$

$$\bar{a}_E = \bar{a}_{E_0} + \bar{a}_{EE_0}^K + \bar{a}_{EE_0}^r,$$

где $a_{EE_0}^K$ — поворотное (кориолисово) ускорение;

$a_{EE_0}^r$ — ускорение скольжения (релятивное) точки E относительно точки E_0 .

В приведённых уравнениях вектор $\bar{a}_C$ известен, $a_{E_0} = a_{EE_0}^K = 0$, так как направляющая ползуна неподвижна.

Величину нормального ускорения a_{EC}^n определим:

$$a_{EC}^n = V_{EC}^2 / l_{EC}, \text{ м / с}^2.$$

У векторов тангенциального ускорения $\bar{a}_{EC}^t$ и релятивного $\bar{a}_{EE_0}^r$ известны только направления: $\bar{a}_{EC}^t \perp EC$, $\bar{a}_{EE_0}^r \parallel$ направляющей ползуна 5.

Решаем векторные уравнения графически. В соответствии с первым уравнением из точки c плана ускорений откладываем отрезок cn_4 , изображающий ускорение a_{EC}^n :

$$cn_4 = a_{EC}^n / \mu_a, \text{ мм.}$$

Отрезок cn_4 проводим параллельно звену EC в направлении от точки E к точке C . Через точку n_4 проводим перпендикулярно к EC направление вектора $\bar{a}_{EC}^t$. В соответствии со вторым уравнением через точку π (так как $a_{E_0} = a_{EE_0}^K = 0$) проводим параллельно направляющей ползуна 5 направление вектора $\bar{a}_{EE_0}^r$. Линии действия a_{EC}^t и $a_{EE_0}^r$ пересекутся в точке e . Положения центров тяжести звеньев (точек S_1, S_2, S_3, S_4, S_5) определяются по теореме подобия в соответствии с их расположением на плане механизма.

Из построенного плана ускорений определяем величины ускорений:

$$\begin{aligned} a_C &= \pi c \cdot \mu_a, \text{ м / с}^2; \\ a_{S_2} &= \pi s_2 \cdot \mu_a, \text{ м / с}^2; \\ a_E &= \pi e \cdot \mu_a, \text{ м / с}^2; \\ a_{S_3} &= \pi s_3 \cdot \mu_a, \text{ м / с}^2; \\ a_{S_4} &= \pi s_4 \cdot \mu_a, \text{ м / с}^2. \end{aligned}$$

Находим величины угловых ускорений $\varepsilon_2, \varepsilon_3, \varepsilon_4$.

$$\begin{aligned} \varepsilon_2 &= a_{CB}^t / l_{CB}, \text{ рад / с}^2; \\ \varepsilon_3 &= a_{CD}^t / l_{CD}, \text{ рад / с}^2; \\ \varepsilon_4 &= a_{EC}^t / l_{EC}, \text{ рад / с}^2. \end{aligned}$$

Направления угловых ускорений $\varepsilon_2, \varepsilon_3, \varepsilon_4$ определяем по направлению соответствующих тангенциальных ускорений путем переноса векторов этих ускорений в точки C, D , и E соответственно.

Тема 2.3

Математическое моделирование и исследование движения машин и механизмов с жёсткими звеньями

2.3.1. Силы, действующие в машинах, приборах и других устройствах, и их характеристики.

2.3.2. Динамическая и математическая модели машины с одной степенью свободы.

2.3.3. Приведение масс, моментов инерции, сил и моментов сил.

2.3.4. Уравнение движения модели в энергетической и дифференциальной формах.

2.3.5. Режимы движения машин.

2.3.6. Неравномерность движения механизмов и машин.

2.3.1 Силы, действующие в машинах, приборах и других устройствах, и их характеристики

В задачу силового анализа механизмов входит определение сил, действующих на звенья и кинематические пары. Силовой анализ производится для расчёта звеньев и элементов кинематических пар на прочность, для определения коэффициента полезного действия механизма и требуемой мощности привода.

В механизмах основными силами являются **движущие силы, силы полезного и вредного сопротивления, силы тяжести, силы и моменты сил инерции, нормальные и касательные (силы трения) реакции в кинематических парах.**

Определяемыми параметрами для силы будут величина, направление и точка приложения, а для пары сил — величина и направление момента.

Движущие силы передаются на звенья механизма от источников энергии, которыми могут быть давление жидкостей, газов, падающей воды и ветра, электричество и т. д. Движущие силы совершают положительную работу. Следовательно, **направление их совпадает с направлением движения** звеньев, к которому они приложены.

Определение величины и характера изменения движущих сил зависит от типа привода. **Приводом** называется система устройств, приводящих в движение звенья механизмов и машин. В приводах лесных машин применяются паровые машины, двигатели внутреннего сгорания, электродвигатели, гидравлические и пневматические двигатели.

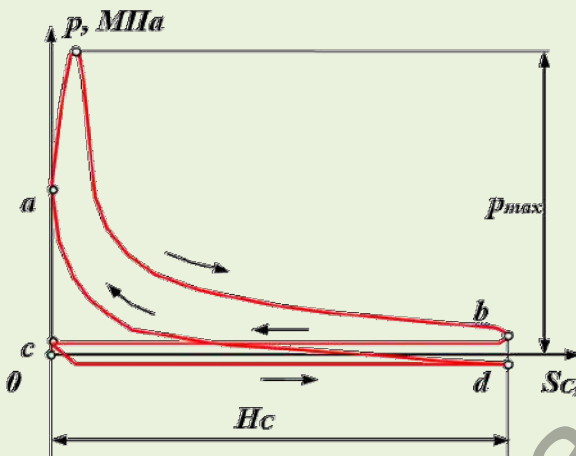


Рисунок 2.20 — Индикаторная диаграмма

Движущие силы задаются в виде индикаторных диаграмм, механических характеристик и других зависимостей, получаемых, как правило, экспериментально.

На рисунке 2.20 представлена индикаторная диаграмма четырёхтактного двигателя внутреннего сгорания, показывающая изменение давления газов p в цилиндре в зависимости от перемещения поршня S .

Весь цикл происходит за два оборота кривошипа (четыре хода поршня H) и включает такты всасывания (линия cd), сжатия (линия da), расширения сгорающей смеси (линия ab) и выхлоп отработанных газов (линия bc). Численное значение движущей силы P_d определяется умножением давления на площадь поперечного сечения цилиндра:

$$P_d = p \cdot (\pi d^2 / 4),$$

где p — давление в цилиндре в рассматриваемый момент времени;

d — диаметр цилиндра.

По этой же формуле рассчитываются движущие силы всех поршневых двигателей, в которых поршень движется за счёт давления жидкостей или газов. У гидравлических и пневматических двигателей с одной стороны поршня прикрепляется шток. Величина движущей силы при воздействии давления на эту сторону поршня будет определяться по формуле:

$$P_d = p \cdot (\pi d^2 - \pi d_{ш}^2) / 4,$$

где $d_{ш}$ — диаметр штока.

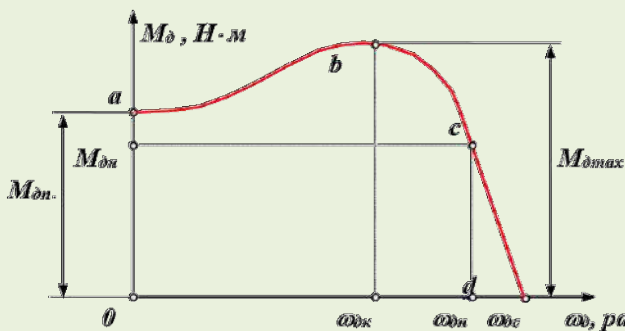


Рисунок 2.21 — Механическая характеристика

Следует иметь в виду, что для двигателей внутреннего сгорания на тактах сжатия и выхлопа совершается отрицательная работа и силы давления называть движущими можно только условно. Движущими их называют потому, что за весь цикл работа этих сил положительна.

Движущие силы могут иметь зависимость от скорости. График такой зависимости называется механической характеристикой. На рисунке 2.21 показана механическая характеристика электродвигателя постоянного тока с последовательным возбуждением, которая представляет собой зависимость вращающего момента на валу электродвигателя от его угловой скорости.

Силы полезного сопротивления — это силы, для преодоления которых предназначен механизм. Например, это силы резания в станках, силы пресования материалов в прессах, силы сжатия газа в компрессорах и т. д. Силы полезного сопротивления совершают отрицательную работу, поэтому направление их противоположно направлению движения звеньев, к которым они приложены.

Силы полезного сопротивления, так же как и движущие силы, могут задаваться в виде индикаторных диаграмм, механических характеристик, экспериментальных зависимостей и т. д.

Силы вредного сопротивления — это силы сопротивления среды (воздуха, воды), в которой работает механизм. Работа этих сил, как и всех сил сопротивления, отрицательна. Величина сил вредного сопротивления определяется по законам гидроаэродинамики. Ввиду их малости по сравнению с другими силами, в механизмах общего назначения они, как правило, не учитываются. В машинах и механизмах к числу вредных сил относят силы трения в кинематических парах, о которых речь будет идти ниже.

Силы тяжести — это силы притяжения Земли. Направлены они всегда вертикально вниз, приложены в центрах масс звеньев. Величина силы тяжести (веса звена) определяется по формуле

$$G = m \cdot g,$$

где G — сила тяжести звена, Н;

m — масса звена, кг;

g — ускорение свободного падения, $g = 9,81 \text{ м / с}^2$.

Силы инерции звеньев — это реакции звеньев на изменение их движения. Возникают силы инерции у каждой элементарной массы звена. Они приводятся к **главному вектору** и **главному моменту**:

$$\vec{\Phi} = -m \cdot \vec{a}_S, \quad \vec{M}^\Phi = -J_S \cdot \vec{\epsilon}.$$

Главный вектор силы инерции $\vec{\Phi}$ приложен в центре массы звена, направлен в сторону, противоположную ускорению центра массы. Величина главного вектора будет, Н:

$$\Phi = m \cdot a_S,$$

где m — масса звена, кг;

a_S — ускорение центра массы звена, м / с^2 .

Главный момент сил инерции $\vec{M}^\Phi$ имеет направление, противоположное направлению углового ускорения. Величина его определяется по формуле, Нм:

$$M^\Phi = J_S \cdot \epsilon,$$

где J_S — момент инерции массы звена относительно центра масс, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$;

ϵ — угловое ускорение звена, рад / с^2 .

2.3.2 Динамические и математические модели машины с одной степенью свободы

Прямая задача динамики машины является задачей анализа, задачей по определению закона движения механической системы под действием заданных внешних сил. При решении этой задачи параметры машинного агрегата и действующие на него внешние силы известны, необходимо определить закон движения: скорости и ускорения в функции времени или обобщённой координаты. Иначе эту задачу можно сформулировать так: заданы управляющие силы и силы внешнего сопротивления, определить обеспечиваемый ими закон движения машины. Обратная задача — это задача синтеза управления, когда задан требуемый закон движения машины и внешние силы сопротивления, а определяются управляющие силы. При решении задач динамики используются либо уравнения силового равновесия системы — метод кинетостатики, либо уравнения энергетического равновесия — закон

сохранения энергии. Для идеальной механической системы, в которой нет потерь энергии и звенья абсолютно жёсткие, этот закон можно применять в виде теоремы об изменении кинетической энергии. Согласно этой теореме работа всех внешних сил действующих на систему расходуется только на изменение её кинетической энергии. При этом потенциальные силы — силы веса рассматриваются как внешние силы.

$$\Delta T = T - T_{\text{нач}} = \sum_{i=1}^{f+m} A_i,$$

где ΔT — изменение кинетической энергии системы,

T — текущее значение кинетической энергии системы,

$T_{\text{нач}}$ — начальное значение кинетической энергии системы,

$\sum_{i=1}^{f+m} A_i$ — суммарная работа внешних сил, действующих на систему.

Рассмотрим сложную механическую систему (рис. 2.22), состоящую из n подвижных звеньев из которых r — звеньев совершают вращательное движение, j — плоское, k — поступательное. Основная подвижность системы равна $W=1$. На систему действуют: f — внешних сил и m — внешних моментов. Движение этой системы определяется изменением одной независимой обобщённой координаты. Такую систему при решении задач динамики можно заменить более простой динамической моделью. Положение звена этой модели определяется обобщённой координатой, а динамические параметры заменяются: инерционные — суммарным приведенным моментом инерции $I_{\Sigma}^{\text{пр}}$, силовые — суммарным приведенным моментом $M_{\Sigma}^{\text{пр}}$. Эти параметры динамической модели рассчитываются по критериям подобия модели и объекта, которые определяются соответственно из равенства правых и левых частей уравнений изменения кинетической энергии для модели и объекта, т. е.

$$\sum_{i=1}^{f+m} A_i = A_{M_{\text{пр}}\Sigma} \qquad \sum_{i=1}^n \Delta T_i = \Delta T_M.$$

где $\sum_{i=1}^{f+m} A_i$ — сумма работ всех внешних сил, действующих на систему;

$A_{M_{\text{пр}}\Sigma}$ — работа суммарного приведенного момента;

$\sum_{i=1}^n \Delta T_i$ — сумма кинетических энергий звеньев системы;

ΔT_M — кинетическая энергия динамической модели.

На расчётной схеме машинного агрегата отмечают основные силовые факторы, действующие в машинном агрегате; основные массы звеньев, влияющих на закон движения машинного агрегата; и основные жёсткости валов. На рисунке 2.22 показан переход от реальной схемы к динамической модели.

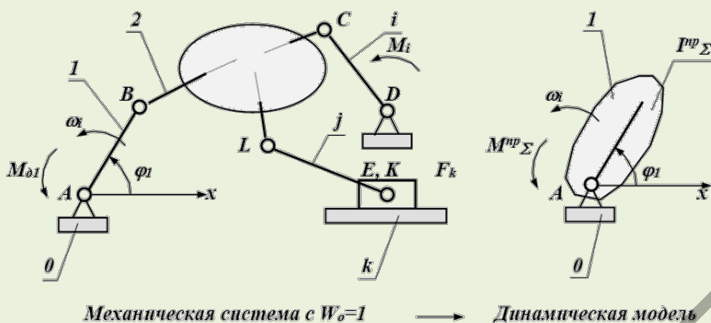


Рисунок 2.22 — Схема механической системы и соответствующей динамической модели

Можно выделить 2 вида одномассовых динамических моделей.

1. Если звено привода совершает вращательное движение, то одно-массовая модель имеет вид (рис. 2.23) закон движения должен быть один, поэтому $\omega_m = \omega_1$, $\varphi_m = \varphi_1$.

Уравнение движения можно записать одним уравнением, в виде изменения кинетической энергии:

$$T - T_{\text{нач}} = A_{\Sigma};$$

$$\frac{I_{\Sigma}^{\text{прив}} \cdot \omega_m^2}{2} - T_{\text{нач}} = \int_{\varphi_m \text{ нач}}^{\varphi_m \text{ кон}} M_{\Sigma}^{\text{пр}} d\varphi_m.$$

2. Если звено привода совершает поступательное движение, то одно-массовая модель имеет вид (рис. 2.24).

$$\frac{m_{\Sigma}^{\text{прив}} \cdot v_m^2}{2} - T_{\text{нач}} = \int_{s_m \text{ нач}}^{s_m \text{ кон}} F_{\Sigma}^{\text{пр}} ds_m.$$



Рисунок 2.23 — Звено привода, совершающее вращательное движение

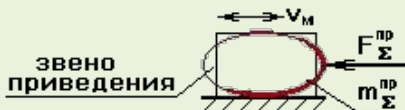


Рисунок 2.24 — Модель звена привода

2.3.3 Приведение масс, моментов инерции, сил и моментов сил

Приведение масс делают с той же целью, что и приведение сил: видоизменить и упростить динамическую схему механизма, т. е. прийти к соответствующей динамической модели, а следовательно, и упростить решение уравнения движения.

Если в качестве динамической модели принято начальное звено с обобщённой координатой $\varphi_M = \varphi_1$, то кинетическая энергия модели должна быть равна сумме кинетических энергий всех звеньев механизма, т. е. в основу **приведения масс** к начальному звену положено условие равенства кинетических энергий.

Приведённым моментом инерции называется параметр динамической модели, кинетическая энергия которой равна сумме кинетических энергий реально движущихся звеньев.

Замену системы масс подвижных звеньев механизма приведённой массой, сосредоточенной в произвольно выбранной точке, или приведённым моментом инерции звена приведения, производят на основе эквивалентности мгновенных значений кинетической энергии.

Запишем условие равенства кинетической энергии отдельно взятого звена, всего механизма и модели. Для отдельного звена: $T_M = T_1$.

Рассмотрим определение J_Σ^{np} и M_Σ^{np} на примере кривошипно-шатунного механизма. При переходе от расчетной схемы к модели необходимо обеспечить равенство кинетической энергии звена приведённой модели и реального механизма (рис. 2.25):

$$T_{\text{мод}} = T_{\text{мех}}.$$

Кинетическая энергия модели должна быть равна кинетической энергии сего механизма.

$$T_{\text{мод}} = T_{\text{пост}} + T_{\text{вращ}}.$$

$$\frac{J_M^{np} \omega_M^2}{2} = \frac{m_i \cdot V_{Si}^2}{2} + \frac{J_{iS} \omega_i^2}{2}.$$

$$J_i^{np} = m_i \left(\frac{V_{Si}}{\omega_M} \right)^2 + J_{iS} \left(\frac{\omega_i}{\omega_M} \right)^2.$$

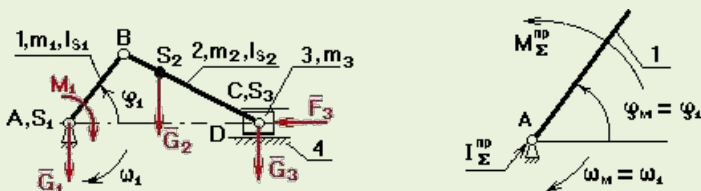


Рисунок 2.25 — Схема кривошипно-шатунного механизма и соответствующей модели

Для механизма $T_M = \sum T_i$.

$$\frac{J_M^{\text{пр}} \omega_M^2}{2} = \sum_{i=1}^n \left(\frac{m_i \cdot V_{S_i}^2}{2} + \frac{J_{iS} \omega_i^2}{2} \right),$$

где $\frac{J_M^{\text{пр}} \omega_M^2}{2}$ — для модели, $\frac{m_i \cdot V_{S_i}^2}{2} + \frac{J_{iS} \omega_i^2}{2}$ — для реальных звеньев механизма.

$$J_{\Sigma}^{\text{пр}} = J_1^{\text{пр}} + J_2^{\text{пр}} + J_3^{\text{пр}} + \dots + J_y^{\text{пр}} + \dots + J_n^{\text{пр}},$$

$$J_{\Sigma}^{\text{пр}} = \sum_{i=1}^n J_{\Sigma}^{\text{пр}}.$$

В нашем случае (см. рис. 2.25):

$$\frac{J_M^{\text{пр}} \omega_M^2}{2} = \frac{m_3 \cdot V_C^2}{2} + \frac{m_2 \cdot V_{S_2}^2}{2} + \frac{I_{S_2} \cdot \omega_2^2}{2} + \frac{I_{S_1} \cdot \omega_1^2}{2},$$

$$J_{\Sigma}^{\text{пр}} = m_3 \cdot \left(\frac{V_C}{\omega_M} \right)^2 + m_2 \cdot \left(\frac{V_{S_2}}{\omega_M} \right)^2 + I_{S_2} \cdot \left(\frac{\omega_2}{\omega_M} \right)^2 + I_{S_1} \cdot \left(\frac{\omega_1}{\omega_M} \right)^2;$$

$$\omega_M = \omega_1.$$

Приведение сил. A_{Σ} — работа суммарного приведенного момента на его возможном перемещении.

$$T - T_{\text{нач}} = A_{\Sigma};$$

$$\frac{J_2^{\text{пр}} \omega_M^2}{2} - T_{\text{нач}} = \int_{\varphi_{M \text{ нач}}}^{\varphi_{M \text{ кон}}} M_2^{\text{пр}} d\varphi_M.$$

Приведение сил основано на равенстве секундных работ (мощностей) реальных сил и моментов, приложенных к звеньям механизма, на их возможных перемещениях и суммарного приведенного момента, приложенного к звену приведения, на его возможное перемещение.

$$M_{\Sigma}^{\text{пр}} d\phi_1 = \sum F_i d s_i + \sum M_i d \phi_i \quad | \cdot \frac{1}{dt},$$

$$M_{\Sigma}^{\text{пр}} \cdot \omega_M = \sum F_i \cdot v_i \cdot \cos(\widehat{F_i v_i}) + \sum M_i \cdot \omega_i,$$

$$M_{\Sigma}^{\text{пр}} = \sum F_i \cdot \frac{v_i}{\omega_M} \cdot \cos(\widehat{F_i v_i}) + \sum M_i \cdot \frac{\omega_i}{\omega_M},$$

$$M_{\Sigma}^{\text{пр}} = \sum F_i \cdot v_{qi} \cdot \cos(\widehat{F_i v_i}) + \sum M_i \cdot u_{i-1}.$$

2.3.4 Уравнение движения модели в энергетической и дифференциальных формах

Выполнив приведение сил и масс, любой механизм с одной степенью свободы (рычажный, зубчатый, кулачковый и др.), сколь бы сложным он ни был, можно заменить его динамической моделью (рис. 2.26). Эта модель в общем случае имеет переменный приведенный момент инерции J_{Σ} и к ней приложен суммарный приведенный момент M_{Σ}^* . Закон движения модели такой же, как и закон движения начального звена механизма.

Основой для составления уравнения движения механизма с одной степенью свободы служит теорема об изменении кинетической энергии:

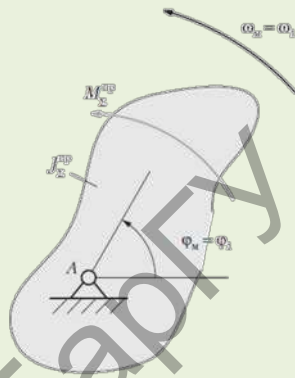


Рисунок 2.26 — Динамическая модель

$$T - T_{\text{нач}} = A_{\Sigma}. \quad (2.9)$$

Работу совершают все активные силы и моменты и силы трения во всех кинематических парах механизма.

Составим уравнение движения **в энергетической форме**. Запишем формулу для кинетической энергии модели, учитывая уравнение (2.9):

$$T_M = \frac{J_{\Sigma} \omega^2}{2}. \quad (2.10)$$

Так как вся нагрузка, приложенная к модели, выражается суммарным приведенным моментом M_{Σ} , то сумма работ равна

$$\Sigma A = \int_{\varphi_{\text{нач}}}^{\varphi} M_{\Sigma} d\varphi. \quad (2.11)$$

Здесь переменная интегрирования φ_M заменена координатой φ начального звена, так как $\varphi_M = \varphi_1$, $\omega_1 = \omega_M$.

Подставив выражения (2.10) и (2.11) в основное уравнение (2.9), получим уравнение движения в энергетической форме:

$$\frac{J_{\Sigma} \omega_1^2}{2} - \frac{J_{\Sigma \text{ нач}} \omega_{\text{нач}}^2}{2} = \int_{\varphi_{\text{нач}}}^{\varphi} M_{\Sigma} d\varphi_1, \quad (2.12)$$

где искомой величиной является угловая скорость ω начального звена механизма. В общем случае верхний предел φ интегрирования в уравнении (2.12) считается переменным.

Если вся нагрузка, приложенная к механизму, зависит только от его положения, то и суммарный приведенный момент M_Σ есть функция только координаты φ_1 . В этом случае уравнение (2.12) решается непосредственно относительно искомой величины ω :

$$\omega = \sqrt{\frac{2 \int_{\varphi_{\text{нач}}}^{\varphi} M_\Sigma(\varphi) d\varphi}{J_\Sigma} + \frac{J_{\Sigma \text{ нач}} \omega_{\text{нач}}^2}{J_\Sigma}}. \quad (2.13)$$

Укажем, что интеграл под корнем имеет знак, который надо учитывать.

Уравнение движения в дифференциальной форме. Продифференцируем уравнение (2.12) по координате φ :

$$\frac{d}{d\varphi} \left(\frac{J_\Sigma \omega^2}{2} \right) = M_\Sigma.$$

Определим производную, стоящую в левой части уравнения, помня, что в общем случае переменной величиной является не только угловая скорость ω , но и J_Σ . Поэтому

$$\frac{d}{d\varphi} \left(\frac{J_\Sigma \omega^2}{2} \right) = J_\Sigma \omega \frac{d\omega}{d\varphi} + \frac{\omega^2}{2} \frac{dJ_\Sigma}{d\varphi} = J_\Sigma \frac{d\omega}{dt} + \frac{1}{2} \frac{dJ_\Sigma}{d\varphi} \omega^2,$$

откуда

$$J_\Sigma \frac{d\omega}{dt} + \frac{1}{2} \frac{dJ_\Sigma}{d\varphi} \omega^2 = M_\Sigma. \quad (2.14)$$

Это и есть уравнение движения в дифференциальной форме, поскольку искомая переменная величина — угловая скорость ω начального звена механизма — стоит под знаком производной. При пользовании уравнением (2.14) надо помнить, что суммарный приведенный момент M_Σ , а также производная $\frac{dJ_\Sigma}{d\varphi}$ суть величины алгебраические и подставляются со своими знаками.

В том случае, когда исследуется механизм, имеющий $J_\Sigma = \text{const}$ (например, зубчатый механизм с круглыми колесами), уравнение его движения упрощается и приобретает такой вид:

$$J_\Sigma^{\text{пр}} \frac{d\omega}{dt} = M_\Sigma^{\text{пр}} \quad (2.15)$$

Уравнение движения в дифференциальной форме (2.14) может быть получено также и из уравнений Лагранжа II рода.

Для определения углового ускорения ε начального звена используем уравнение (2.14); решим его относительно $\varepsilon = \frac{d\omega}{dt}$:

$$\varepsilon = \frac{M_{\Sigma}}{J_{\Sigma}} - \frac{\omega^2}{2J_{\Sigma}} \frac{dJ_{\Sigma}}{d\varphi}. \quad (2.16)$$

Величины M_{Σ} и $\frac{dJ_{\Sigma}}{d\varphi}$ подставляются в уравнение (2.16) со своими знаками. Если угловое ускорение ε получится со знаком, противоположным знаку угловой скорости ω , то это значит, что начальное звено механизма движется замедленно.

Производная $\frac{dJ_{\Sigma}}{d\varphi}$ подсчитывается или численным дифференцированием на ЭВМ, или графическим дифференцированием. Другой, значительно более точный (но и более трудоемкий) способ определения производной $\frac{dJ_{\Sigma}}{d\varphi}$ можно найти в литературе [14]

2.3.5 Режимы движения машины

Процесс движения машины в общем случае состоит из трёх фаз: разбега, установившегося режима и выбега (рис. 2.27). Разбег (режимы I и II) и выбег (режимы IV и V) относятся к неустановившемуся режиму, который характеризуется непериодическими, т. е. неповторяющимися, изменениями скорости главного вала машины (начального звена). Такой процесс движения называют переходным.

При *установившемся* режиме III скорость главного вала изменяется периодически. В частном случае скорость может быть постоянной. В установившемся режиме работает большинство энергетических и технологических

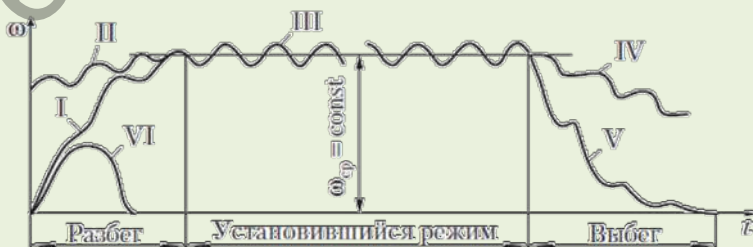


Рисунок 2.27 — Режимы движения

машин. Часто установившееся движение чередуется с разгонами (при повышении скоростного режима II) и торможениями (при понижении скоростного режима IV). Так работают, например, автомобильный двигатель и различные другие транспортные машины. Многие механизмы в установившемся режиме вообще не работают. Это особенно характерно для целого ряда приборов (реле контакторы и т. п.). Их механизм во время срабатывания (режим VI) переходит из одного положения в другое, не совершая замкнутого повторяющегося кинематического цикла.

Неустановившийся режим движения машины имеет место тогда, когда её пускают в ход и она, набирая скорость, выходит на установившийся режим, а также тогда, когда для остановки машины её двигатель выключают и она продолжает двигаться за счёт накопленного запаса кинетической энергии; при этом машина постепенно теряет скорость из-за действия сил трения или каких-либо других сил сопротивления, в том числе и специальных тормозных сил. В этих случаях необходимо знать, насколько быстро происходят переход из неподвижного состояния в рабочее и обратный переход до полной остановки. Применительно к транспортным машинам изучение обратного перехода особенно важно для надёжного расчёта длины тормозного пути. Исследование неустановившегося режима движения даёт возможность определить время срабатывания механизма, что абсолютно необходимо для проектирования многих приборов, таких, как фотозатворы, средства автоматической защиты и др.

Разгоны (разбег) и *торможения* могут происходить с большим ускорением. Это вызывает значительное динамическое нагружение механизма, что, в свою очередь, может привести к перенапряжениям и даже к поломкам.

Во время разбега и выбега угловая скорость многих машин проходит через критическую (резонансную) зону. Во избежание динамической перегрузки механизма и возможной аварии проход этой зоны должен быть достаточно быстрым, что надо обеспечить при проектировании, сделав расчёт обеих фаз неустановившегося режима. Решение многих других динамических задач также связано с исследованием этого режима.

Таким образом, изучение неустановившихся (переходных) процессов весьма существенно для грамотного динамического проектирования механизма, машины или прибора.

Для определения закона движения механизма при неустановившемся режиме должны быть известны следующие исходные данные: кинематическая схема механизма; характеристики геометрии масс всех подвижных звеньев; механические характеристики сил и моментов; начальные условия движения. Последнее важно для исследования именно неустановившегося режима.

2.3.6 Неравномерность движения механизмов и машин

При установившемся режиме движения механизма или машины происходят периодические колебания угловой скорости ведущего звена (см. рис. 2.27). Эти колебания вызывают в кинематических парах дополнительные динамические давления, что понижает общий коэффициент полезного действия машины, надёжность работы. Кроме того, эти колебания скоростей могут вызывать упругие колебания в звеньях, что нежелательно с точки зрения потери мощности и ухудшения рабочего технологического процесса. Для различных механизмов и машин колебания скорости ведущего звена допустимы в определённых пределах. Критерием допускаемой величины относительного изменения скорости принят коэффициент неравномерности движения механизма или машины δ , который выражается следующей формулой:

$$\delta = \frac{V_{\max} - V_{\min}}{V_{\text{cp}}},$$

$$V_{\text{cp}} = \frac{V_{\max} + V_{\min}}{2},$$

где $V_{\max}$, $V_{\min}$ — соответственно максимальное и минимальное значения скорости точки звена приведения. Чем меньше разность между $V_{\max}$ и $V_{\min}$, тем равномернее движется ведущее звено.

При вращательном движении звена приведения среднюю скорость и коэффициент неравномерности движения можно выразить через угловые скорости этого звена:

$$\omega_{\text{cp}} = \frac{\omega_{\max} + \omega_{\min}}{2},$$

$$\delta = \frac{\omega_{\max} - \omega_{\min}}{\omega_{\text{cp}}}.$$

Следует помнить, что коэффициент неравномерности движения характеризует только перепад угловой скорости звена приведения в пределах от $\omega_{\min}$ до $\omega_{\max}$, но не характеризует динамики движения звена приведения внутри одного полного периода установившегося движения.

При проектировании новых механизмов и машин коэффициенты задаются. Приведены следующие установленные практикой величины этих коэффициентов для различных типов машин:

- насосов — 1/3...1/30;
- металлообрабатывающих станков — 1/5...1/50;

- судовых двигателей — $1/20 \dots 1/150$;
- ДВС и компрессоров — $1/80 \dots 1/150$;
- строительных и дорожных машин — $1/15 \dots 1/50$;
- авиационных двигателей — $1/200$ и менее.

Предварительный расчёт проектируемой машины может показать несоответствие неравномерности движения заданной величине δ .

Практически задачу регулирования периодической неравномерности движения машины решают посредством установки дополнительной, так называемой маховой массы (маховика).

Маховик накапливает кинетическую энергию на участках цикла, имеющих M_d больший, чем M_c , когда скорость начального звена возрастает. На участках с обратным соотношением этих моментов скорость снижается, и маховик отдаёт накопленную кинетическую энергию, выполняя роль аккумулятора энергии.

Задача об уменьшении периодических колебаний угловой скорости вращения главного вала механизма является одной из основных задач динамики механизмов. При этом интерес представляет не только нахождение момента инерции маховика, обеспечивающего заданное значение той или иной меры неравномерности движения, но и установление истинного закона движения главного вала.

На протяжении полутора веков шли поиски оптимального расчёта маховика. Эта задача оказалась не простой, и поэтому при ее решении вводились некоторые упрощающие решение предположения.

Первый приближённый метод расчёта маховика предложил французский учёный, один из основоположников учения о сопротивлении материалов Анри Новье (1785—1836). Затем значительно усовершенствовал этот метод другой французский учёный Гюстав Гаспар Кориолис (1792—1843). К упрощённым методам расчёта маховиков относится также метод русского учёного (ученика Н. Е. Жуковского) Николая Ивановича Мерцалова (1866—1948), предложенный в 1914 году. Есть и другие упрощённые методы расчёта маховика, например, метод средних мощностей.

Первый принципиально точный графо — аналитический метод расчёта маховика с помощью диаграммы кинетической энергии был предложен в 1905 году австрийским учёным Фердинандом Виттенбауэром (1857—1922). Позднее (в 1947 году) академик И. И. Артоболевский предложил другой, более точный графо — аналитический метод определения маховых масс, не требующий построения диаграммы кинетической энергии, а использующий лишь диаграмму приведённых моментов за цикл [15].

Тема 2.4

Силовой анализ, трение и изнашивание механизма

- 2.4.1. Задачи силового исследования механизмов.
- 2.4.2. Метод кинетостатики. Силы инерции звеньев.
- 2.4.3. Силовой анализ плоских рычажных механизмов методом планов.
- 2.4.4. Определение уравнивающей силы методом Н. Е. Жуковского.
- 2.4.5. Силовой анализ с учётом сил трения.

2.4.1 Задачи силового исследования механизмов

Силовой анализ механизмов основывается на решении прямой (или первой) задачи динамики — по заданному движению определить движущие силы. Поэтому законы движения начальных звеньев при силовом анализе считаются заданными. Внешние силы, приложенные к звеньям механизма, чаще всего тоже считаются заданными.

При силовом исследовании механизма силы трения в кинематических парах не учитываются, так как они, обычно, невелики по сравнению с другими силами. Следовательно, подлежат определению только реакции в кинематических парах. Иногда внешние силы, приложенные к начальным звеньям, считаются неизвестными, тогда в силовой анализ входит задача определения таких величин этих сил, при которых выполняются заданные законы движения начальных звеньев.

При работе механизма отдельные его звенья в общем случае совершают движение с ускорением, поэтому при силовом анализе используется принцип Даламбера, согласно которому звено механизма может рассматриваться как находящееся в равновесии, если ко всем внешним силам, действующим на него, добавить силы инерции. Этот приём упрощает решение задач силового анализа, так как позволяет использовать уравнения равновесия, называемые уравнениями кинетостатики, чтобы отличить их от обычных уравнений статики — уравнений равновесия без учёта сил инерции.

2.4.2 Метод кинетостатики. Силы инерции звеньев

При движении звена различные его точки имеют в общем случае различные ускорения. По принципу Даламбера в каждой точке звена, обладающей элементарной массой dm , следует приложить элементарную силу инерции $d\vec{F} = -\vec{a} \cdot dm$, где $\vec{a}$ — ускорение массы dm . Так как звено имеет

бесчисленное множество точек, то и сил инерции получается бесчисленное множество. Практически при определении сил, действующих в кинематических парах, все силы инерции звена, совершающего плоско-параллельное движение и имеющего плоскость симметрии, параллельную плоскости движения, сводят к одному главному вектору сил инерции $\vec{\Phi}$ (сокращенно — сила инерции). Соответственно этому вместо множества моментов от пар сил инерции к звену прикладывается один главный момент пары сил инерции звена M_{Φ} (момент пары сил инерции).

Силу инерции Φ и момент пары сил инерции M_{Φ} определяют по формулам:

$$\vec{\Phi}_i = -m_i \vec{a}_{Si}; \quad (2.17)$$

$$M_{\Phi i} = -J_{Si} \varepsilon_i, \quad (2.18)$$

где m_i — масса звена i ;

a_{Si} — ускорение центра масс S_i звена i ;

J_{Si} — момент инерции звена i относительно оси, проходящей через центр масс S_i и перпендикулярной к плоскости движения звена;

ε_i — угловое ускорение звена i .

Сила инерции Φ_i прикладывается в центре масс S_i звена i . Вектор этой силы направлен противоположно вектору ускорения a_{Si} ; центра масс S_i звена i (на это указывает знак «минус» в формуле (2.17)).

Момент пары сил инерции $M_{\Phi i}$ направлен противоположно угловому ускорению ε_i звена i , на что также указывает знак «минус» в формуле (2.18).

Величины и направления a_{Si} и ε_i определяются при кинематическом анализе механизма с использованием графического, аналитического или численного методов исследования.

Момент инерции звена J_{Si} в общем случае определяется как произведение массы звена m_i на квадрат его радиуса инерции ρ_i :

$$J_{Si} = m_i \rho_i^2. \quad (2.19)$$

Для тел простой рычажной формы и постоянной плотности моменты инерции J_{Si} определяются аналитически по следующей приближенной формуле (2.20):

$$J_{Si} = \frac{m_i l_i^2}{C}, \quad (2.20)$$

где l_i — длина звена i ;

$C = 8...10$.

Для звеньев сложной формы J_{Si} определяется экспериментальным методом.

Условие статической определимости плоских кинематических цепей.

Кинематическая цепь называется статически определимой в том случае, если число уравнений равновесия, которое можно составить для данной цепи, равно числу неизвестных параметров, характеризующих реакции в кинематических парах.

Известно, что сила реакции в кинематической паре определяется тремя параметрами: величиной, направлением и точкой приложения. Во вращательной паре, если не учитывать силы трения, равнодействующая сила реакции проходит через центр шарнира, т. е. точка приложения реакции известна. Величина и направление равнодействующей силы остаются неизвестными.

В поступательной паре, если не учитывать силы трения, известно направление реакции (перпендикулярно к направлению относительного перемещения звеньев). Неизвестными остаются точка приложения и величина реакции.

Таким образом, при определении реакций в каждой из низших кинематических пар имеют дело с двумя неизвестными параметрами из трёх, характеризующих любую силу.

Возьмём плоскую кинематическую цепь, состоящую из n подвижных звеньев, соединённых низшими кинематическими парами P_5 . Если к числу внешних сил, приложенных к звеньям этой цепи, добавить силы инерции, то цепь можно рассматривать как находящуюся в равновесии.

Для каждого звена можно составить три уравнения равновесия, а для всей кинематической цепи, имеющей n подвижных звеньев — $3n$ уравнений. При наличии P_5 пар общее число неизвестных параметров реакций в цепи равно $2P_5$. Тогда принцип кинестатической определимости плоской кинематической цепи можно записать в следующем виде:

$$3n = 2P_5,$$

откуда

$$P_5 = 1,5n.$$

Такое соотношение звеньев и кинематических пар характерно для групп Ассура. Таким образом, все кинематические цепи, называемые группами Ассура, являются статически определимыми. Поэтому силовой расчёт следует производить, расчлняя механизм на группы Ассура. Расчёт ведётся для каждой группы, начиная с последней в порядке присоединения к начальному механизму, т. е. с наиболее удалённой от начального звена группы.

Кинестатика начального звена. Всякий механизм с одной степенью подвижности, находящийся под действием внешних сил, считается находящимся в равновесии, если к начальному звену приложить уравновешивающую

силу $F_{ур}$ или уравнивающую пару сил с моментом $M_{ур}$ (сокращённо-уравнивающий момент). Уравнивающая сила $F_{ур}$ неизвестна по величине, известна лишь линия действия этой силы — она перпендикулярна к начальному звену.

Если механизм имеет несколько степеней свободы, то для его равновесия необходимо столько уравнивающих сил или пар сил, сколько имеется степеней свободы.

Таким образом, при силовом исследовании механизма определяются реакции в кинематических парах и уравнивающая сила (или уравнивающий момент).

2.4.3 Силовой анализ плоских рычажных механизмов методом планов

Графическое определение реакций в кинематических парах плоских механизмов методом построения планов сил (или силовых многоугольников) применяется не только в силу наглядности, но и потому, что действующие на звенья механизма внешние силы известны лишь очень приблизительно и точность графических построений оказывается вполне достаточной.

Большинство механизмов образовано наложением групп Ассура второго класса, поэтому рассмотрим последовательность силового расчёта методом планов на примере шестизвенного плоского рычажного механизма второго класса (рис. 2.28).

Перед силовым расчётом должно быть выполнено кинематическое исследование механизма, так как для определения сил инерции Φ_2, Φ_3, Φ_4 и Φ_5 и моментов инерции $M_{\Phi 2}, M_{\Phi 3}, M_{\Phi 4}$ нужно знать величины и направления линейных ускорений центров масс $a_{S_2}, a_{S_3}, a_{S_4}, a_{S_5}$ звеньев 2, 3, 4, 5, а также угловых ускорений $\varepsilon_2, \varepsilon_3, \varepsilon_4$ звеньев 2, 3, 4. Если кинематическое исследование выполнено графоаналитическим способом (методом планов скоростей и ускорений), то необходимые для силового расчёта ускорения находятся из плана ускорений.

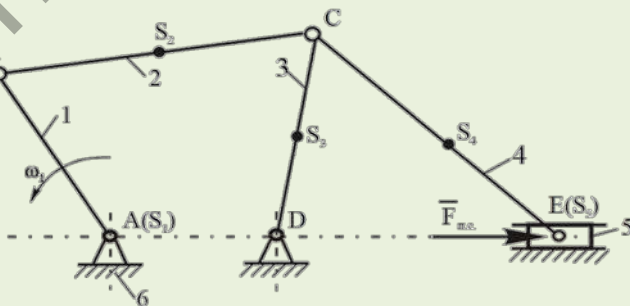


Рисунок 2.28 — План механизма

Рассчитываем силы инерции Φ_2, Φ_3, Φ_4 и Φ_5 и моменты сил инерции $M_{\Phi 2}, M_{\Phi 3}, M_{\Phi 4}$. Для звена 1 силами инерции можно пренебречь. Считаем, что кривошип 1 вращается равномерно ($\varepsilon_1 = 0$) и его центр тяжести S_1 совпадает с центром вращения A ($a_{S1} = 0$), поэтому $\Phi_1 = 0$ и $M_{\Phi 1} = 0$. Ползун 5 движется поступательно, поэтому $M_{\Phi 5} = 0$.

Силы инерции:

$$\Phi_2 = a_{S2} \frac{G_2}{g}; \quad \Phi_3 = a_{S3} \frac{G_3}{g};$$

$$\Phi_4 = a_{S4} \frac{G_4}{g}; \quad \Phi_5 = a_{S5} \frac{G_5}{g},$$

где g — ускорение свободного падения; $g = 9,81 \text{ м / с}^2$;

G_2, G_3, G_4, G_5 — силы тяжести звеньев 2, 3, 4 и 5 соответственно;

$a_{S2}, a_{S3}, a_{S4}, a_{S5}$ — ускорения центров тяжести звеньев, величины которых определяются при кинематическом анализе механизма.

Моменты сил инерции:

$$M_{\Phi 2} = J_{S2} \varepsilon_2;$$

$$M_{\Phi 3} = J_{S3} \varepsilon_3;$$

$$M_{\Phi 4} = J_{S4} \varepsilon_4,$$

где J_{S2}, J_{S3}, J_{S4} — моменты инерции звеньев 2, 3 и 4 относительно осей, проходящих через центры тяжести S_2, S_3, S_4 ;

$\varepsilon_2, \varepsilon_3, \varepsilon_4$ — угловые ускорения звеньев 2, 3 и 4;

$$\varepsilon_2 = \frac{a_{CB}^t}{l_{CB}}; \quad \varepsilon_3 = \frac{a_{CD}^t}{l_{CD}}; \quad \varepsilon_4 = \frac{a_{EC}^t}{l_{EC}}.$$

Величины и направления тангенциальных ускорений $a_{CB}^t, a_{CD}^t, a_{EC}^t$ определяются при кинематическом анализе механизма.

Величины J_{S2}, J_{S3}, J_{S4} заданы или могут быть определены по формуле (2.4.4):

$$J_{S2} = m_2 l_{CB}^2 / C; \quad J_{S3} = m_3 l_{CD}^2 / C; \quad J_{S4} = m_4 l_{CE}^2 / C,$$

где m_2, m_3, m_4 — массы звеньев 2, 3, 4;

l_{CB}, l_{CD}, l_{CE} — длины звеньев 2, 3, 4;

$C = 8 \dots 10$.

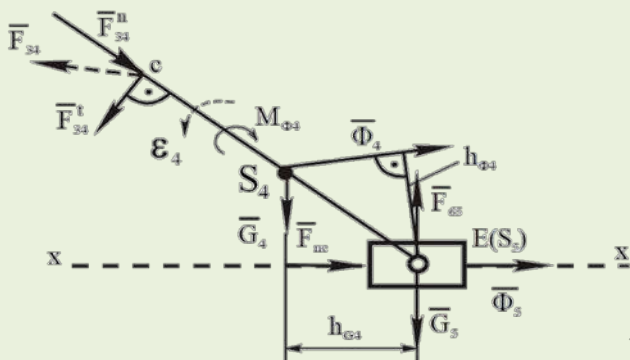


Рисунок 2.29 — Группа Ассура (4, 5)

Расчленим механизм на группы Ассура (4, 5), (2, 3) и начальный механизм (1, 6). Силовой анализ начинаем с последней группы (4, 5). Вычерчиваем в масштабе эту группу (рис. 2.29). К звеньям группы прикладываем известные внешние силы $G_4, G_5, F_{п.с.}$, а также силы инерции Φ_4, Φ_5 и момент инерции $M_{\Phi 4}$.

Вместо отброшенных звеньев 3 и 6 прикладываем силы реакции со стороны отброшенных звеньев — в шарнире С силу F_{34} и в поступательной паре (в точке Е) силу F_{65} . При этом силу F_{34} раскладываем на нормальную и тангенциальную составляющие:

$$\vec{F}_{34} = \vec{F}_{34}^n + \vec{F}_{34}^t.$$

Направления составляющих выбираем произвольно.

Силы инерции Φ_4 и Φ_5 прикладываем в центрах тяжести S_4 и S_5 звеньев 4 и 5, направляя векторы этих сил противоположно векторам ускорений a_{S4} и a_{S5} .

Момент инерции $M_{\Phi 4}$ направляем противоположно направлению углового ускорения ϵ_4 звена 4, а силу полезного сопротивления $F_{п.с.}$ — противоположно направлению движения ползуна 5 (точка Е).

Составляем векторное уравнение равновесия сил группы (4, 5):

$$\sum F_{4,5} = 0;$$

$$\vec{F}_{34} + \vec{G}_4 + \vec{\Phi}_4 + \vec{G}_5 + \vec{\Phi}_5 + F_{п.с.} + \vec{F}_{65} = 0, \quad (2.21)$$

$$\vec{F}_{34}^n + \vec{F}_{34}^t + \vec{G}_4 + \vec{\Phi}_4 + \vec{G}_5 + \vec{\Phi}_5 + \vec{F}_{п.с.} + \vec{F}_{65} = 0, \quad (2.22)$$

где $\vec{F}_{34}^n \parallel CD, \vec{F}_{34}^t \perp CD, \vec{F}_{65} \perp xx$.

В уравнении (2.21) четыре неизвестных: величина и направление силы F_{34} , величина и точка приложения силы F_{65} .

Для упрощения расчёта точку приложения силы F_{65} считают известной (точка E), тогда остаётся три неизвестных: величина и направление силы F_{34} и величина силы F_{65} . При расчёте сил пользуемся уравнением (2.22).

Определяем составляющую F_{34}^t из уравнения моментов всех сил, действующих на звено 4, относительно точки E :

$$\sum M_E(F)_4 = 0;$$

$$F_{34}^t l_{CE} + G_4 h_{G4} - \Phi_4 h_{\Phi_4} - M_{\Phi_4} = 0; \quad (2.23)$$

$$F_{34}^t = \frac{\Phi_4 h_{\Phi_4} + M_{\Phi_4} - G_4 h_{G4}}{l_{CE}}. \quad (2.24)$$

Плечи h_{G4} и h_{Φ_4} измеряются на чертеже группы (в мм) и умножаются на масштабный коэффициент μ_l .

Если значение F_{34}^t получится со знаком «плюс», то это будет означать, что мы правильно выбрали направление этой составляющей, а если со знаком «минус», то первоначально выбранное направление нужно сменить на противоположное.

После определения величины и направления F_{34}^t остаются неизвестными величины сил F_{34}^n и F_{65} , которые находятся графическим решением уравнения (2.22):

$$\sum F_{4,5} = 0.$$

Сумма указанных в уравнении (2.22) векторов образует замкнутый векторный контур, который называется **планом сил**.

Для построения плана сил выбираем масштабный коэффициент сил K_F , после чего определяем отрезки (в мм), которыми будут изображаться известные силы на чертеже:

$$(\vec{a}b) = F_{34}^t / \mu_F; \quad (\vec{b}c) = G_4 / \mu_F; \quad (\vec{c}d) = \Phi_4 / \mu_F;$$

$$(\vec{d}e) = G_5 / \mu_F; \quad (\vec{e}f) = \Phi_5 / \mu_F; \quad (\vec{f}h) = F_{п.с.} / \mu_F.$$

Строим план сил (рис. 2.30). Откладываем векторы известных сил (стрелки всех векторов должны соответствовать одному и тому же обходу контура), а затем из точки h проводим направление силы F_{65} , а из точки a — направление силы F_{34}^n .

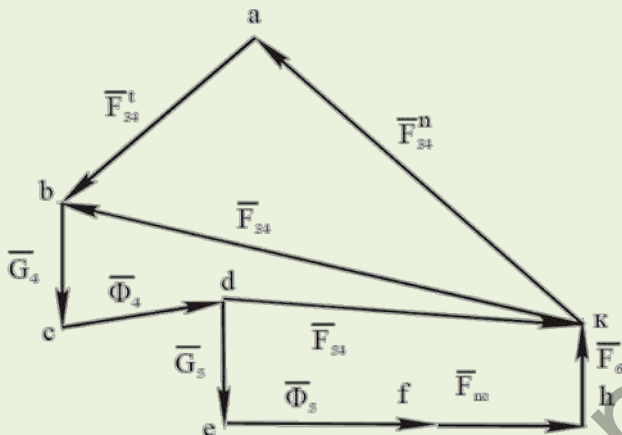


Рисунок 2.30 — План сил группы Ассура (4, 5)

Силовой многоугольник замкнётся в точке k , которая будет концом вектора силы F_{65} и началом вектора силы F_{34}^n . Вектор силы F_{34}^n равен отрезку ka . Просуммировав векторы сил F_{34}^n и F_{34}^t , получаем полную силу F_{34} , действующую на звено 4 со стороны звена 3. Определяем величины сил F_{34} и F_{65} :

$$F_{34} = \vec{k}b \cdot \mu_F,$$

$$F_{65} = \vec{h}k \cdot \mu_F.$$

Теперь нужно определить реакцию в шарнире E внутренней пары (4, 5): $\vec{F}_{54} = -\vec{F}_{45}$. Эта реакция находится из уравнения суммы сил, действующих на звено 4 (или на звено 5):

$$\sum F_4 = 0;$$

$$\vec{F}_{34} + \vec{G}_4 + \vec{\Phi}_4 + \vec{F}_{54} = 0. \quad (2.25)$$

В этом уравнении два неизвестных: величина и направление силы F_{54} . Для решения векторного уравнения (2.25) достаточно на уже построенном плане сил (см. рис. 2.30) соединить точки d и k . Величина силы F_{54} равна:

$$F_{54} = \vec{d}k \cdot \mu_F.$$

Переходим к кинетостатическому анализу группы Ассура (2, 3) (рис. 2.31). Масштабный коэффициент μ_l при вычерчивании группы можно принять таким же, как и для группы (4, 5).

Приложим силы реакции F_{12} и F_{63} в шарнирах B и D , разложив их на нормальные и тангенциальные составляющие: F_{12}^n, F_{12}^t и F_{63}^n, F_{63}^t .

Тангенциальные составляющие найдём из уравнений моментов сил относительно точки C для звеньев 2 и 3:

$$\sum M_C(F)_2 = 0;$$

$$\sum M_C(F)_3 = 0;$$

$$F_{21}^t l_{BC} + G_2 h_{G2} - \Phi_2 h_{\Phi_2} - M_{\Phi_2} = 0; \quad (2.26)$$

$$F_{63}^t l_{CD} + G_3 h_{G3} - \Phi_3 h_{\Phi_3} - M_{\Phi_3} = 0; \quad (2.27)$$

$$F_{21}^t = \frac{\Phi_2 h_{\Phi_2} + M_{\Phi_2} - G_2 h_{G2}}{l_{BC}}. \quad (2.28)$$

$$F_{63}^t = \frac{M_{\Phi_3} - \Phi_3 h_{\Phi_3} - G_3 h_{G3}}{l_{CD}}. \quad (2.29)$$

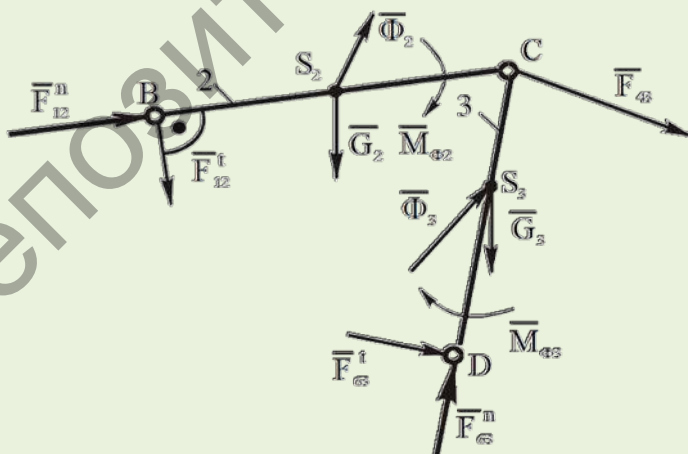


Рисунок 2.31 — Группа Ассура (2, 3)

Если значения F_{21}^t или F_{63}^t получатся со знаком «минус», то на чертеже нужно изменить направления векторов этих сил.

Для нахождения величин нормальных составляющих F_{21}^n и F_{63}^n , направления которых известны, составляем векторное уравнение всех сил, действующих на группу звеньев (2, 3), при этом сила F_{21}^n должна стоять в начале, а F_{63}^n — в конце уравнения:

$$\vec{F}_{12}^n + \vec{F}_{12}^t + \vec{G}_2 + \vec{\Phi}_2 + \vec{\Phi}_3 + \vec{G}_3 + \vec{\Phi}_5 + \vec{F}_{63}^t + \vec{F}_{63}^n = 0. \quad (2.30)$$

Решаем это векторное уравнение графически с помощью построения плана сил (рис. 2.32), предварительно определив отрезки (в мм), которыми будут изображаться все известные силы на плане:

$$(\vec{ab}) = F_{21}^t / \mu_F; (\vec{bc}) = G_2 / \mu_F; (\vec{cd}) = \Phi_2 / \mu_F;$$

$$(\vec{de}) = \Phi_3 / \mu_F; (\vec{ef}) = G_3 / \mu_F; (\vec{fh}) = F_{63}^t / \mu_F.$$

Из плана сил находим величины сил F_{12} и F_{63} :

$$F_{12} = \vec{bk} \cdot \mu_F; F_{63} = \vec{fk} \cdot \mu_F.$$

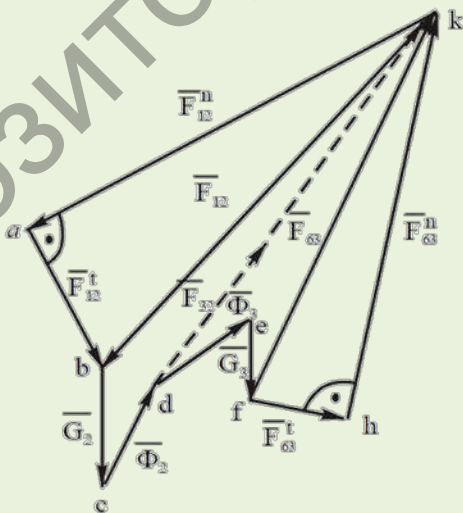


Рисунок 2.32 — План сил группы Ассура (2, 3)

Реакцию $\vec{F}_{32} = -\vec{F}_{23}$ во внутренней кинематической паре, образованной звеньями 2 и 3, найдем из условия равновесия звена 2, которое записываем в виде векторного уравнения:

$$\sum F_2 = 0;$$

$$\vec{F}_{12} + \vec{G}_2 + \vec{\Phi}_2 + \vec{F}_{32} = 0. \quad (2.31)$$

Решаем это уравнение графически. Для нахождения величины и направления реакции F_{32} достаточно на плане сил (см. рис. 2.32) соединить точки d и k . Тогда

$$F_{32} = dk \cdot \mu_F.$$

Рассматриваем начальный механизм (рис. 2.33) и определяем силы, действующие на кривошип 1.

На кривошип 1 со стороны звена 2 действует сила F_{21} .

Величина и направление этой силы известны: $\vec{F}_{21} = -\vec{F}_{12}$, приложена она в точке B . В точке A действует сила $\vec{F}_{61}$ со стороны стойки 6, неизвестная по величине и направлению. В точке B также приложена уравновешивающая сила. Линия действия этой силы перпендикулярна к кривошипу, а направление вектора выбирается произвольно.

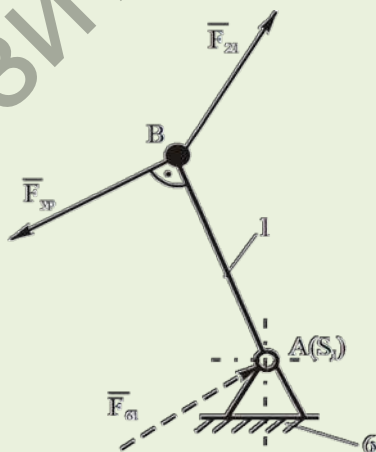


Рисунок 2.33 — Начальный механизм

Определяем F_{yp} из уравнения моментов сил, приложенных к звену 1, относительно точки A :

$$\sum M_A(F)_1 = 0;$$

$$-F_{21}h_{F\ 21} + F_{yp}l_{AB} = 0; \quad (2.32)$$

$$F_{yp} = \frac{F_{21}h_{F\ 21}}{l_{AB}}. \quad (2.33)$$

Если значение F_{yp} получится со знаком «минус», то нужно на чертеже изменить направление вектора уравнивающей силы.

Заканчиваем силовой расчёт определением величины и направления реакции F_{61} , для чего составляем векторное уравнение равновесия звена 1:

$$\vec{F}_{yp} + \vec{F}_{21} + \vec{F}_{61} = 0. \quad (2.34)$$

В соответствии с этим уравнением строим план сил (рис. 2.34), выбрав предварительно масштабный коэффициент сил μ_F и определив отрезки (в мм), которыми будут изображаться силы на плане сил:

$$(\vec{a}b) = F_{yp}/\mu_F; \quad (\vec{b}c) = F_{21}/\mu_F.$$

Из силового треугольника (см. рис. 2.34) находим реакцию F_{61} :

$$F_{61} = \vec{ca} \cdot K_F.$$

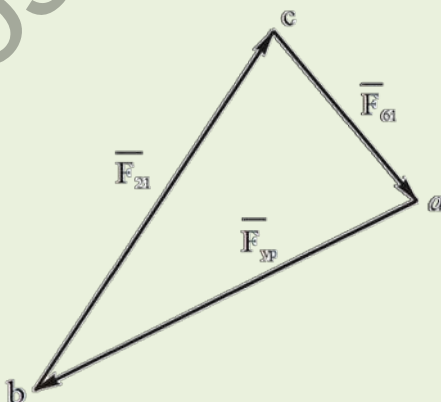


Рисунок 2.34— План сил начального звена

В проведённом выше кинетостатическом анализе шестизвенного механизма рассмотрена методика расчёта групп Ассура второго класса первого и второго видов. Всего же, согласно классификации Ассура-Артоболевского, структурные группы второго класса подразделяются на пять видов.

2.4.4 Определение уравнивающей силы методом Н. Е. Жуковского

В тех случаях, когда нет необходимости определять реакции в кинематических парах, а требуется определить уравнивающую силу $F_{ур}$ или уравнивающий момент $M_{ур}$, пользуются теоремой Н. Е. Жуковского: если для находящегося в движении механизма построить план скоростей, а затем векторы всех активных сил (в том числе и $F_{ур}$) и сил инерции, приложенных в различных точках механизма, повернуть на 90° в одну и ту же сторону и перенести в одноименные точки плана скоростей, то сумма моментов этих сил относительно полюса будет равна «нулю» [16].

Таким образом, равновесию механизма соответствует равновесие плана скоростей, рассматриваемого как «жёсткий рычаг», шарнирно закреплённый в полюсе P . Вместо сил можно повернуть план скоростей на девяносто градусов (в любую сторону), а векторы сил перенести в соответствующие точки плана скоростей без поворота (так, как они показаны на схеме механизма). Моменты сил, приложенные к звеньям, необходимо изображать в виде пар сил.

Пример. Для механизма, изображённого на рисунке 2.35, определить уравнивающую силу $F_{ур}$, приложенную в точке B кривошипа, методом Жуковского.

Решение. В произвольном масштабе строим план скоростей (рис. 2.36) и в соответствующих точках прикладываем, предварительно повернув на девяносто градусов против часовой стрелки все внешние силы (в том числе и $F_{ур}$), силы инерции, пары сил от $M_{\Phi 2}$, $M_{\Phi 3}$ и $M_{\Phi 4}$. Пару сил F'_{M2} и F''_{M2} , заменяющую момент инерции $M_{\Phi 2}$, прикладываем в точках b и c . Величину сил F'_{M2} и F''_{M2} определяем делением значения $M_{\Phi 2}$ на действительную величину длины звена 2:

$$F'_{M2} = F''_{M2} = \frac{M_{\Phi 2}}{l_{BC}}, \text{ Н.}$$

Момент $M_{\Phi 3}$ заменяем парой сил F'_{M3} и F''_{M3} и прикладываем в точках c и d , предварительно определив величину этих сил:

$$F'_{M3} = F''_{M3} = \frac{M_{\Phi 3}}{l_{CD}}, \text{ Н.}$$

$$\begin{aligned}
& -F_{yp} \cdot pb + F'_{M2} \cdot h_{F'_{M2}} + \Phi_3 \cdot h_{\Phi_3} + G_3 \cdot h_{G3} + F'_{M3} \cdot pc + G_2 \times \\
& \times h_{G2} + \Phi_2 \cdot h_{\Phi_2} + F''_{M2} \cdot h_{F''_{M2}} + G_4 \cdot h_{G4} + \Phi_4 \cdot h_{\Phi_4} - F'_{M4} \times \\
& \times h_{F'_{M4}} - F''_{M4} \cdot h_{F''_{M4}} + (\Phi_3 + F_{п. \text{ c.}}) \cdot pe = 0.
\end{aligned} \quad (2.36)$$

Откуда

$$\begin{aligned}
F_{yp} = & (F'_{M2} \cdot h_{F'_{M2}} + \Phi_3 \cdot h_{\Phi_3} + G_3 \cdot h_{G3} + F'_{M3} \cdot pc + G_2 \cdot h_{G2} + \\
& + \Phi_2 \cdot h_{\Phi_2} + F''_{M2} \cdot h_{F''_{M2}} + G_4 \cdot h_{G4} + \Phi_4 \cdot h_{\Phi_4} - F'_{M4} \cdot h_{F'_{M4}} - \\
& - F''_{M4} \cdot h_{F''_{M4}} + (\Phi_3 + F_{п. \text{ c.}}) \cdot pe) / pb.
\end{aligned} \quad (2.37)$$

Если значение F_{yp} получится со знаком «минус», то выбранное первоначально направление вектора F_{yp} нужно изменить на противоположное.

2.4.5 Силовой анализ с учётом сил трения

Общие сведения о силах трения. Общее сопротивление, возникающее на поверхности двух соприкасающихся тел при их относительном движении под действием внешней силы, называется **силой трения**. Основной причиной трения является шероховатость тел, находящихся в соприкосновении. При движении одного тела относительно другого в зонах фактического контакта происходит сцепление, возникают упругие, вязкие или пластические деформации соприкасающихся элементов, развиваются силы молекулярного взаимодействия. Появляющееся в результате этого суммарное сопротивление движению одного тела по другому и представляет силу трения.

Общий механизм трения изучен ещё недостаточно, не смотря на то, что вопросами трения учёные начали заниматься ещё со времён Леонардо да Винчи (1452—1519).

Известная формула для определения силы трения скольжения

$$F_T = f \cdot N$$

была сформулирована Леонардом да Винчи ещё в 1518 году, затем подтверждена Кулоном в 1785 году. Этой приближённой формулой пользуются при инженерных расчётах и по сей день. Это объясняется тем, что величина силы трения зависит от очень многих факторов, при этом значимость отдельных факторов до сих пор не выявлена в силу отсутствия экспериментальных данных.

Трение бывает внешнее и внутреннее. При расчёте звеньев из металла внутреннее трение обычно не учитывают. В зависимости от кинематического признака различают следующие виды трения: скольжения, качения, верчения, качения с проскальзыванием, трение при виброперемещениях [17].

Трение скольжения — это трение, возникающее в том случае, когда поверхность одного тела скользит по поверхности другого тела.

В зависимости от состояния поверхностей трущихся тел и наличия смазки различают ещё несколько видов трения: чистое, сухое, граничное, жидкостное, полужидкостное, полусухое, трение с воздушной смазкой.

Чистое трение возникает на поверхностях, освобождённых или очищенных от посторонних примесей (адсорбированных плёнок или химических соединений).

Сухое трение возникает при отсутствии смазки и загрязнений между поверхностями.

Граничное трение — это трение, при котором поверхности разделены очень незначительным слоем смазки (менее 0,1 мк).

Жидкостное трение — это такой вид трения, когда трущиеся поверхности полностью разделены слоем смазывающей жидкости.

Полужидкостное трение — это сочетание жидкостного и граничного, или жидкостного и сухого трения.

Полусухое трение — это смешанное трение, одновременно и граничное и сухое.

Трение с воздушной смазкой наблюдается при очень больших скоростях, когда возникают большие аэродинамические давления, и элементы трущейся пары оказываются разделёнными воздушной прослойкой.

Согласно [18] основными видами трения считаются сухое и жидкостное, все остальные виды относятся к промежуточным.

В курсе ТММ рассматривается только сухое трение, так как жидкостное трение следует рассматривать на основе законов термодинамики.

Трение скольжения несмазанных тел. Для перемещения тела 1 (рис. 2.37), нагружённого силой G , нужно приложить определённую силу F_d . Если при этом тело 1 движется равномерно, то равнодействующая всех сил, действующих на тело 1, должна равняться нулю.

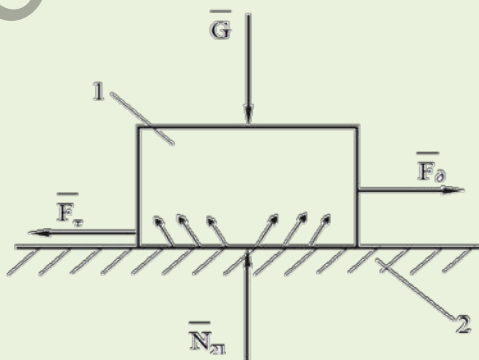


Рисунок 2.37 — К понятию о силе трения скольжения

Следовательно, неподвижное тело 2 должно действовать на тело 1 с некоторой силой, уравнивающей силы G и F_D . Фактически тело 2 может действовать на тело 1 только в определённых точках соприкосновения отдельными элементарными силами. Спроектировав все элементарные силы на направления сил G и F_T , и сложив соответствующие проекции, получаем силы N_{21} и F_T , которые и представляют результат действия тела 2 на тело 1. Сила N_{21} называется нормальной реакцией и направлена перпендикулярно поверхности соприкосновения обоих тел. Сила F_T называется силой трения, направлена эта сила параллельно поверхности соприкосновения и противоположно силе F_D . При покое (или равномерном движении) тела 1 должны удовлетворяться условия:

$$N_{21} = G, \quad (2.38)$$

$$F_T = F_D. \quad (2.39)$$

Тело 1 начнёт двигаться в том случае, когда $F_D > F_T$. Опытным путём установлена зависимость между силами F_D и F_T при постоянной нагрузке G (рис. 2.38).

На рисунке 2.38 показан участок (прямая линия под углом 45° к оси абсцисс), когда тело 1 находится в покое:

$$(F_T)_1 = (F_D)_1; \quad (F_T)_2 = (F_D)_2; \quad (F_T)_3 = (F_D)_3; \quad (F_T)_4 = (F_D)_4; \\ (F_T)_0 = (F_D)_0.$$

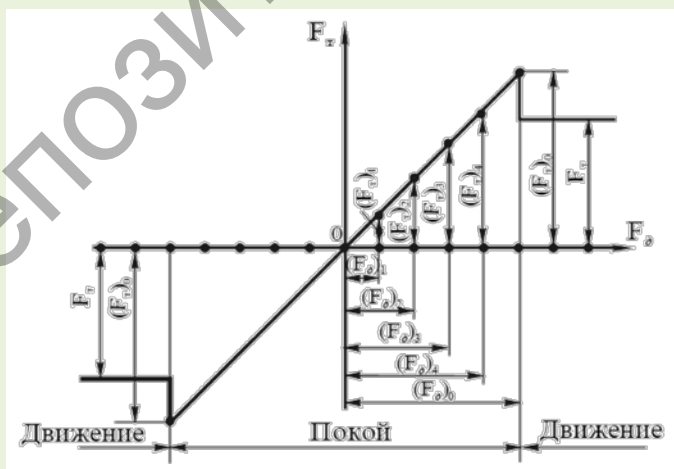


Рисунок 2.38 — Изменение силы трения F_T в зависимости от движущей силы F_D при постоянной нагрузке G

При силе $F_d > (F_d)_0$ тело будет двигаться и получит некоторое ускорение (a), которое по второму закону Ньютона будет равно:

$$F_d - F_T = m \cdot a, \quad (2.40)$$

откуда

$$F_T = F_d - m \cdot a. \quad (2.41)$$

Опытным путём установлено, что приближённо при любых значениях $F_d > (F_d)_0$ сила трения остаётся постоянной, на рисунке 2.38 этот участок показан прямой линией, параллельной оси абсцисс.

Силу F_d можно прикладывать и в противоположном направлении. При этом изменение силы F_T происходит по аналогичным законам.

Сила трения $(F_T)_0$ называется силой трения покоя, сила F_T называется силой трения скольжения. Сила F_T остаётся приближённо постоянной при любых скоростях движения при заданной нагрузке G .

Сила трения широко используется в технике как полезная сила: в болтовых и клиновых соединениях, при движении автомобилей, тракторов и других машин, в ременных и канатных передачах и так далее.

Однако есть много случаев, когда сила трения является вредной силой. Так трение препятствует вращению вала в подшипниках, движению поршней в цилиндрах, скольжению зубьев колёс в зубчатых передачах и т. д.

Величина сил трения скольжения F_T и покоя $(F_T)_0$ зависит, как уже отмечалось выше, от многих факторов и в первую очередь от нормальной нагрузки $G = N$:

$$F_T = f \cdot N; \quad (2.42)$$

$$(F_T)_0 = f_0 \cdot N, \quad (2.43)$$

где f и f_0 — соответственно коэффициенты трения скольжения и трения покоя.

Коэффициенты f и f_0 определяются опытным путём для различных нагрузок, материалов, условий смазки, относительных скоростей, видов обработки материалов, удельных давлений и условий работы. Полученные опытным путём результаты представлены в виде таблиц или эмпирических формул в технических справочниках.

В качестве примера ниже (табл. 2.1) приводятся следующие коэффициенты трения для наиболее характерных пар материалов [19].

Таблица 2.1 — Коэффициенты трения скольжения для материалов, работающих в тормозах и фрикционах

Металл по металлу	Коэффициент трения f
Сталь по стали	0,18
Чугун по стали	0,2
Сталь по дереву	0,4
Ферродо по металлу	0,30...0,80
Резина по стали	0,60...0,80
Дерево по дереву	0,40...0,70

Углы трения скольжения и покоя. Векторы сил $\vec{N}_{21}$ и $\vec{F}_{T\,21}$ можно сложить и заменить вектором общей реакции $\vec{F}_{21}$ (рис. 2.39). Тогда с учётом формулы (2.42)

$$\operatorname{tg} \varphi_T = F_{T\,21}/N_{21} = (f \cdot N_{21})/N_{21} = f. \tag{2.44}$$

Аналогично

$$\operatorname{tg} \varphi_{TO} = (F_{T\,21})_0/N_{21} = (f_0 \cdot N_{21})/N_{21} = f_0. \tag{2.45}$$

Угол φ_T называется углом трения скольжения, а угол $(\varphi_T)_0$ — углом трения покоя. Эти углы находятся по формулам (2.44) и (2.45) при известных значениях f и f_0 :

$$\varphi_T = \operatorname{arctg} (f); \quad (\varphi_T)_0 = \operatorname{arctg} (f_0).$$

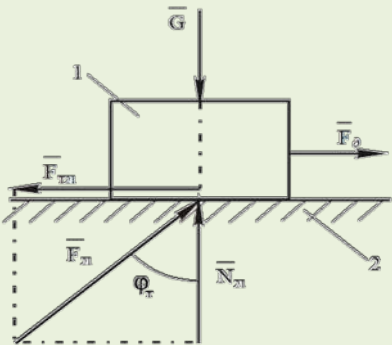


Рисунок 2.39 — Угол трения

Учёт сил трения в поступательных и вращательных кинематических парах. При силовом анализе механизма без учета сил трения реакцию со стороны стойки на ползун мы направляли перпендикулярно к направляющей ползуна (см. рис. 2.37).

Сила трения отклоняет действительную реакцию от общей нормали к поверхностям соприкасающихся звеньев на угол трения φ_T . Действительная реакция находится как векторная сумма:

$$\vec{F}_{21} = \vec{N}_{21} + \vec{F}_{T21}. \quad (2.46)$$

Скалярная величина реакции равна:

$$F_{21} = \sqrt{N_{21}^2 + F_{T21}^2},$$

где $F_{T21} = f \cdot N_{21}$.

Тогда

$$F_{21} = N_{21} \sqrt{1 + f^2}. \quad (2.47)$$

Таким образом, при выполнении силового расчёта с учётом сил трения для определения действительной реакции в поступательной паре необходимо направление реакции отклонить от нормали в сторону, противоположную относительной скорости ползуна, на угол трения φ_T . Величина действительной реакции найдётся из плана сил или по формуле (2.47) после определения величины N_{21} . Во вращательной кинематической паре (рис. 2.40) действительная реакция $\vec{F}_{21} = -\vec{F}_{12}$ также отклоняется от нормали n , а поэтому проходит не через центр шарнира, а по касательной к окружности, центр которой совпадает с центром шарнира.

Круг, ограниченный этой окружностью, называется кругом трения. Радиус ρ_T круга трения равен:

$$\rho_T = (D/2) \cdot \sin \varphi_T,$$

где D — диаметр оси шарнира.

Так как угол трения φ_T обычно не превышает 6-7°, то можно принять

$$\sin \varphi_T \approx \operatorname{tg} \varphi_T = f.$$

Поэтому приближенно принимают

$$\rho_T = (D/2) \cdot f.$$

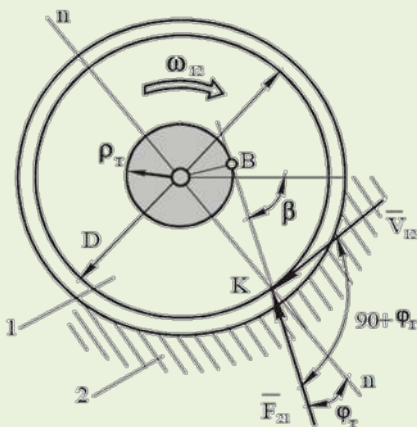


Рисунок 2.40 — Трение во вращательной кинематической паре

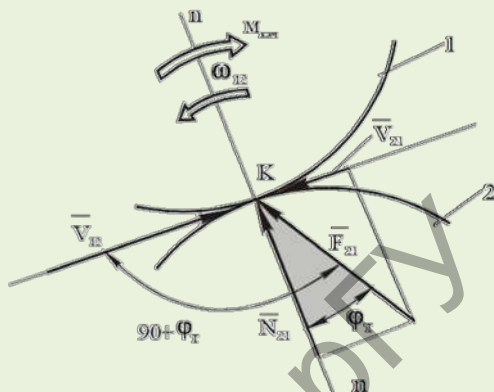


Рисунок 2.41 — Трение качения

При силовом расчёте вращательной пары с учётом сил трения учитывается момент сил трения M_{T21} :

$$M_{T21} = F_{T21} \cdot \rho_T.$$

Момент M_{T21} направляется противоположно угловой скорости ω_{12} .

В высшей кинематической паре в плоском механизме (рис. 2.41) имеется два относительных движения: скольжение и качение звеньев. Поэтому и трение в такой паре складывается из трения скольжения F_{T21} и трения качения $M_{\text{кач}}$. Тормозящее действие трения качения $M_{\text{кач}}$ в большинстве случаев очень мало, поэтому его не учитывают. Трение скольжения в высших кинематических парах определяется так же, как и в низших [20].

Таким образом, основные положения силового расчёта с учётом сил трения такие же, как и расчёта без учёта сил трения.

Трение не изменяет числа неизвестных в кинематических парах, следовательно структурные группы Ассур при учёте сил трения сохраняют свою статическую определимость. Поэтому силовой расчёт проводится по группам Ассур с использованием уравнений кинестатики, в которые включаются силы трения и моменты трения. Для упрощения вычислений И. И. Артоболовский [21] предложил метод последовательных приближений. В состав исходных данных вводятся коэффициенты трения f в кинематических парах механизма и диаметры шарниров (D_A , D_B и т. д.), по которым определяются радиусы кругов трения.

Первый приближённый расчёт производится без учёта сил трения в результате которого находятся значения сил взаимодействия во всех кинематических парах ($\vec{F}_{21}, \vec{F}_{32}$ и т. д.). Затем выполняется силовой расчёт во втором приближении: определяются радиусы кругов трения (ρ_{TA}, ρ_{TB} и т. д.), моменты трения ($M_{T14} = \rho_{TA} \cdot F_{41}, M_{T21} = \rho_{TB} \cdot F_{21}$ и т. д.); находятся силы трения в поступательных парах ($F_{T43} = f_{43} \cdot N_{43}$ и т. д.). Нормальная реакция N_{43} найдена при расчёте в первом приближении.

Расчёт во втором приближении проводится в том же порядке, что и в первом приближении, т. е. начинается с наиболее удалённой от начального звена группы Ассура.

В результате силового расчёта, выполненного во втором приближении, получают уточненные значения реакций в кинематических парах (F_{41}, F_{21} и т. д.), по которым можно определить моменты трения в шарнирах и силу трения в поступательных парах. Для получения более точных значений реакций в кинематических парах можно произвести расчёт в третьем приближении и далее, но опытами доказано, что достаточно второго приближения [22].

Тема 2.5

Оценка энергопотребления и динамической нагруженности машин и механизмов

2.5.1 Цикловой механический коэффициент полезного действия (КПД) и коэффициент потерь.

2.5.2 КПД при последовательном и параллельном соединении механизмов.

2.5.1 Цикловой механический коэффициент полезного действия (КПД) и коэффициент потерь

Энергия, потребляемая машиной, расходуется на преодоление полезных и вредных сопротивлений. Полезные — это сопротивления, для преодоления которых машина предназначена. Вредные — это сопротивления, преодоление которых не даёт производственного эффекта.

Механическим КПД (η) называется отношение полезной работы $A_{пл}$ или мощности $P_{пл}$ к затраченной $A_{зт}$ ($P_{зт}$). Потери механической энергии в разного рода устройствах состоят главным образом из потерь на трение:

$$\eta = \frac{A_{пл}}{A_{зт}} = \frac{P_{пл}}{P_{зт}} = \frac{A_{зт} - A^{тр}}{A_{зт}} = \frac{P_{зт} - P^{тр}}{P_{зт}} = 1 - \xi_{п} < 1,$$

где $\xi_{п} = \frac{A^{тр}}{A_{зт}} = \frac{P^{тр}}{P_{зт}}$ — коэффициент потерь.

При холостом ходе машины $\eta = 0$, но могут быть случаи когда $\eta < 0$, что означает невозможность совершать движение из-за явления, называемого *самоторможением*. Например, червячный редуктор не может совершать вращение со стороны червячного колеса.

В электрических двигателях КПД — отношение совершаемой (полезной) механической работы к электрической энергии, получаемой от источника; в тепловых двигателях — отношение полезной механической работы к затрачиваемому количеству теплоты; в электрических трансформаторах — отношение электромагнитной энергии, полученной во вторичной обмотке, к энергии, потребляемой первичной обмоткой. Для вычисления КПД разные виды энергии и механическая работа выражаются в одинаковых единицах на основе механического эквивалента теплоты и других аналогичных соотношений. В силу своей общности понятие КПД позволяет сравнивать и оценивать с единой точки зрения такие различные системы, как атомные реакторы, электрические генераторы и двигатели, теплоэнергетические установки, полупроводниковые приборы, биологические объекты и т. д.

Из-за неизбежных потерь энергии на трение, на нагревание окружающих тел и т. п. КПД всегда меньше единицы. Соответственно этому КПД выражается в долях затрачиваемой энергии, т. е. в виде правильной дроби или в процентах, и является безразмерной величиной. КПД тепловых электростанций достигает 35...40%, двигателей внутреннего сгорания — 40...50%, динамо-машин и генераторов большой мощности — 95%, трансформаторов — 98%. КПД процесса фотосинтеза составляет обычно 6...8%. У тепловых двигателей в силу второго начала термодинамики КПД имеет верхний предел, определяемый особенностями термодинамического цикла (кругового процесса), который совершает рабочее вещество. Наибольшим КПД обладает цикл Карно. У бензинового двигателя внутреннего сгорания КПД меньше, чем у дизельного. У лампы дневного света КПД больше, чем у обычной лампы. У косозубого колеса КПД больше, чем у прямозубого колеса.

Различают КПД отдельного элемента (ступени) машины или устройства и КПД, характеризующий всю цепь преобразований энергии в системе. КПД первого типа в соответствии с характером преобразования энергии может быть механический, термический и т. д. Ко второму типу относится общий, экономический, технический и другие виды КПД. Общий КПД системы равен произведению частных КПД или КПД ступеней.

2.5.2 КПД при последовательном и параллельном соединении механизмов

Рассмотрим машину как совокупность m элементов, соединённых различным образом между собой.

Определение КПД при последовательном соединении механизмов (рис. 2.42).

Мощность на входе является мощностью двигателя

$$P_{\text{вход}} = P_{\text{д}}.$$

После прохождения мощности двигателя через первый механизм мощность равна

$$P_1 = P_{\text{д}} \cdot \eta_1,$$

где η_1 — КПД первого механизма.

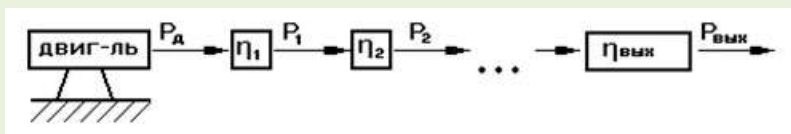


Рисунок 2.42 — Схема последовательного соединения механизмов

После прохождения мощности P_1 через второй механизм мощность равна

$$P_2 = P_1 \cdot \eta_2 = P_1 = P_d \cdot \eta_1 \cdot \eta_2,$$

где η_2 — КПД второго механизма.

На выходе получаем мощность

$$P_{\text{ВЫХ}} = P_{m-1} \cdot \eta_m = P_d \cdot \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \dots \cdot \eta_m,$$

где m — число механизмов в соединении.

При последовательном соединении КПД определяем следующим образом

$$\eta = \frac{P_{\text{ВЫХ}}}{P_{\text{ВХ}}} = \frac{P_d \cdot \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \dots \cdot \eta_m}{P_d} = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \dots \cdot \eta_m,$$

$$\eta = \prod_{i=1}^m \eta_i.$$

Поэтому следует стремиться к созданию простых конструкций с малым числом элементов.

Определение КПД при параллельном соединении механизмов. При параллельном соединении механизмов (рис. 2.43) определяем мощность каждого механизма с учётом коэффициента распределения мощности двигателя по всем механизмам

$$P_{d1} = \beta_1 \cdot P_d, \quad P_{d2} = \beta_2 \cdot P_d, \quad P_{dm} = \beta_m \cdot P_d,$$

где β_i — коэффициенты распределения мощности.

$$\beta_1 + \beta_2 + \beta_3 + \dots + \beta_m = 1.$$

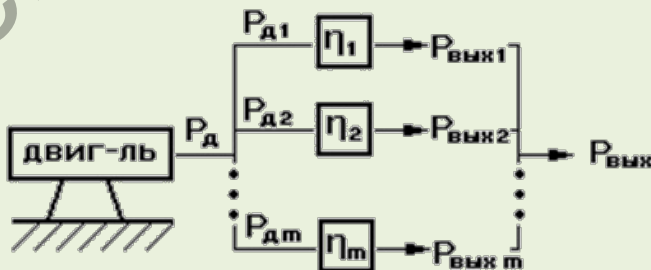


Рисунок 2.43 — Схема параллельного соединения механизмов

Каждый β определяется назначением специалиста.

На выходе получаем мощность

$$P_{\text{ВЫХ}} = P_{\text{ВЫХ1}} + P_{\text{ВЫХ2}} + \dots + P_{\text{ВЫХ } m}.$$

При параллельного соединении КПД определяем следующим образом

$$\eta = \frac{P_{\text{ВЫХ}}}{P_{\text{ВХ}}} = \frac{P_{\text{Д1}} \cdot \eta_1 + P_{\text{Д2}} \cdot \eta_2 + \dots + P_{\text{Дm}} \cdot \eta_m}{P_{\text{Д}}} =$$

$$= \beta_1 \cdot \eta_1 + \beta_2 \cdot \eta_2 + \dots + \beta_m \cdot \eta_m,$$

$$\eta = \sum_{i=1}^m \beta_i \cdot \eta_i.$$

При $\eta_1 = \eta_2 = \dots = \eta_n$ получим $\eta_i = \eta_{\Sigma}$, следовательно низкое качество отдельных элементов меньше влияет на общее КПД машины, чем при последовательном соединении.

Сложные механизмы могут образовывать разветвлённую систему, состоящую из последовательного и параллельного соединённых более простых механизмов, где КПД определяется согласно указанным выше правилам с учётом схем соединения на участках.

Так как любой механизм представляет собой кинематическую цепь с последовательно и параллельно соединёнными в кинематических парах звеньями, то общее КПД механизма вычисляется аналогично при известных КПД кинематических пар.

Например, необходимо определить η_{Σ} механизма с низшими парами, изображённого на рис. 2.44. Для этого мощность сил полезного сопротивления определяется

$$P_{\text{пл}} = F_C \cdot V_C.$$

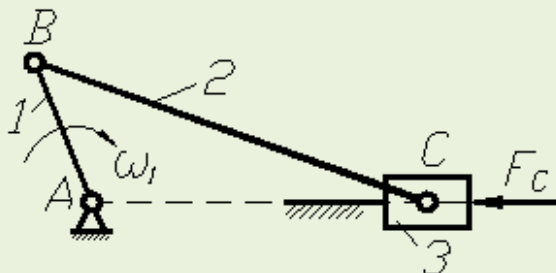


Рисунок 2.44 — Схема кривошипно-шатунного механизма

Затраченная мощность определяется

$$P_{\text{зт}} = P_{\text{пл}} + \sum_{i=1}^4 P_i^{\text{тр}},$$

где

$$\sum_{i=1}^4 P_i^{\text{тр}} = P_A^{\text{тр}} + P_B^{\text{тр}} + P_{C \text{ вр}}^{\text{тр}} + P_{C \text{ пост}}^{\text{тр}}.$$

Мощность, затраченная на трение в кинематических парах, равна:

$$P_A^{\text{тр}} = F_{0,1} \cdot f_A \cdot \frac{d_A}{2} \cdot \omega_1,$$

$$P_B^{\text{тр}} = F_{1,2} \cdot f_B \cdot \frac{d_B}{2} \cdot (\omega_1 \pm \omega_2),$$

$$P_{C \text{ вр}}^{\text{тр}} = F_{2,3} \cdot f_{C \text{ вр}} \cdot \frac{d_C}{2} \cdot \omega_2,$$

$$P_{C \text{ пост}}^{\text{тр}} = F_{3,0} \cdot f_{C \text{ пост}} \cdot V_C.$$

где f — коэффициенты трения в парах;

d — диаметры шарниров во вращательных парах.

Мгновенный КПД, который является функцией положения звена 1, равен:

$$\eta_{\Sigma} = \frac{P_{\text{пл}}}{P_{\text{зт}}}.$$

Тема 2.6

Использование вибраций. Защита от вибраций. Уравновешивание масс механизмов

- 2.6.1. Основы виброзащиты машин.
- 2.6.2. Основные методы виброзащиты. Виброизоляция.
- 2.6.3. Статическое уравновешивание рычажных механизмов.
- 2.6.4. Различные виды неуравновешенности роторов и её устранение.

2.6.1 Основы виброзащиты машин

Повышение быстроходности машин, характерное для развития машиностроения, неизбежно приводит к повышению уровня создаваемых динамических воздействий. Это проявляется в увеличении динамических напряжений в элементах машин, снижении их несущей способности, появлении усталостных напряжений.

Особенно сложны проблемы виброзащиты в современных высокоскоростных механизмах. Создатели новых машин могут по-разному подходить к решению проблемы виброзащиты. Так, защищая водителя от вибрационных воздействий, конструктор может пойти по пути снижения колебаний массы со всеми установленными на нём агрегатами или по пути уменьшения колебаний только одного сиденья механика-водителя. Очевидно, что во втором случае эффективность решения достигается более простыми техническими средствами, чем в первом случае.

Виброзащита — это совокупность методов и средств, уменьшающих вредное влияние вибраций. Создание виброзащитных устройств, позволяющих эффективно решать поставленные перед ними задачи при ограниченных массовых и геометрических характеристиках, является сложной технической задачей, решение которой оказывается возможной только при всестороннем учёте характера возмущений и особенностей динамики создаваемых систем. Всё это привело к возникновению и развитию большого самостоятельного раздела динамики машин — теории виброзащитных систем.

2.6.2 Основы методы виброзащиты. Виброизоляция

Уменьшение интенсивности колебаний объекта может быть достигнуто разными способами:

1. Уменьшением уровней механических воздействий, возбуждаемых источником (такой способ виброзащиты называется **снижением виброактивности**

источника). Для этого осуществляют уравнивание рычажных механизмов и балансировку роторов.

2. Изменением конструкции объекта, при котором заданные механические воздействия будут вызывать менее интенсивные колебания объекта или отдельных его частей (этот метод называется **внутренней виброзащитой объекта**).

3. Присоединением к объекту дополнительной динамической системы, изменяющей характер его колебаний. Такая система называется **динамическим гасителем колебаний**, а метод защиты, основанный на её применении, — **динамическим гашением колебаний**.

4. Установкой между объектом и источником колебаний дополнительной системы, изменяющей характер его колебаний. Этот метод виброзащиты называется **виброизоляцией**, а устройства, устанавливаемые между источником и объектом, — **виброизоляторами (виброизолирующими устройствами)**.

Действие виброизоляции сводится к ослаблению связей между источником и объектом; при этом уменьшаются динамические воздействия, передаваемые объекту [23].

Ослабление связей обычно сопровождается возникновением некоторых нежелательных явлений:

- увеличением статических смещений объекта относительно источника;
- увеличением амплитуд относительных колебаний при низкочастотных воздействиях.

Поэтому применение виброизоляции как метода виброзащиты в большинстве случаев связано с нахождением компромиссного решения, удовлетворяющего всей совокупности требований.

Рассмотрим случай виброизоляции с помощью упругих амортизаторов (рис. 2.45).

Случай силового возбуждения. Между основанием и амортизируемым объектом устанавливается упругий амортизатор (или упругие амортизаторы).

К амортизируемому объекту приложена внешняя сила ($F(t)$). Ставится задача снизить динамические силы, передаваемые на основание, за счёт введения в систему упругих амортизаторов.

Поведение системы описывается следующим дифференциальным уравнением:

$$m\ddot{x} = F(t) + R(x, \dot{x}),$$

где m — масса амортизированного объекта;

x — обобщённая координата;

$F(t)$ — внешняя сила, приложенная к объекту;

$R(x, \dot{x})$ — сила, приложенная к массе со стороны упругого амортизатора.

Простейшим примером таких воздействий может служить гармоническая вынуждающая сила

$$F = F_0(\sin \omega t + \varphi),$$

где F_0 — амплитуда колебаний;

ω — круговая частота (рад / с);

ωt — фаза колебания;

$T = \frac{2\pi}{\omega}$ — период колебаний, с;

$f = \frac{1}{T} = \frac{\omega}{2\pi}$ — частота колебаний, Гц (рис. 2.46).

В более сложных случаях воздействие на массу m может быть описано конечной (или бесконечной) суммой гармонических компонентов. Тогда

$$F(t) = \sum_{i=1}^N F_i (\sin \omega_i t + \varphi_i).$$

Такое вибрационное воздействие принято называть полигармоническим. Существует множество различных видов ударных воздействий, но о них из-за краткости курса мы говорить не будем, а рекомендуем обратиться к учебнику [24].

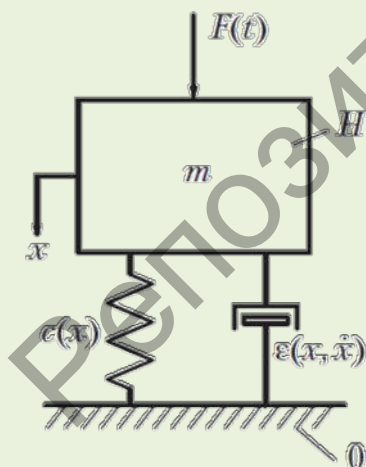


Рисунок 2.45 — Принципиальная схема виброзащитной системы

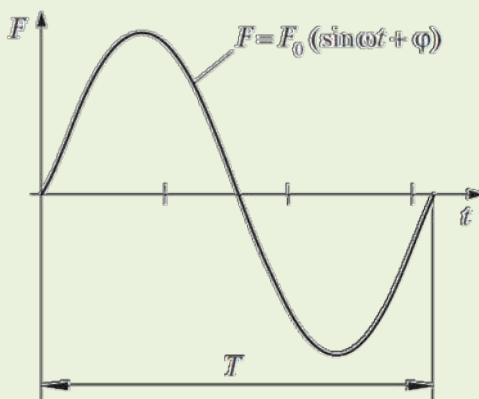


Рисунок 2.46 — Изменение частоты колебаний

Этапы решения задач виброзащиты. Решение задач виброзащиты машин и механизмов включает следующие этапы:

- построение модели объекта;
- формирование критериев качества;
- изучение реакции объекта на заданное внешнее воздействие;
- сравнение по заданному критерию результирующих показателей с допустимыми величинами.

2.6.3 Статическое уравнивание рычажных механизмов

При движении звеньев механизма в кинематических парах возникают дополнительные динамические нагрузки от сил инерции звеньев. Это происходит из-за того, что центры масс звеньев в общем случае имеют переменные по величине и направлению ускорения. Так как всякий механизм имеет неподвижное звено-стойку, то и на стойку механизма также воздействуют вполне определённые динамические нагрузки. В свою очередь, через стойку эти нагрузки передаются на фундамент механизма. Динамические нагрузки, возникающие при движении механизма, являются источниками дополнительных сил трения в кинематических парах, вибраций звеньев и фундамента, дополнительных напряжений в отдельных звеньях механизма, причиной шума и т. д. Поэтому при проектировании механизма ставится задача о рациональном подборе масс звеньев механизма, обеспечивающем полное или частичное устранение указанных динамических нагрузок. Решение подобной задачи, относящейся к динамическому проектированию механизма машины, называется его уравниванием [25].

Цель уравнивания механизмов — устранение переменных воздействий на фундамент, вызывающих нежелательные колебания как самого фундамента, так и здания, в котором он находится.

Динамические составляющие нагружения основания численно равны общему главному вектору Φ_Σ и общему главному моменту M_{Φ_Σ} системы сил инерции.

Уравновешенным считается механизм, для которого главный вектор и главный момент сил инерции равны нулю.

Если $\bar{\Phi}_S = 0$, то такой механизм называется статически уравновешенным.

Если $\bar{M}_{\Phi_S} = 0$, то такой механизм называется моментно-уравновешенным.

Рассмотрим случай, когда необходимо уравновесить статически, т. е. $\bar{\Phi}_S = 0$. Этого можно добиться только тогда, когда $\bar{a}_S = 0$, так как

$$\bar{\Phi}_S = m \cdot \bar{a}_S \quad S \rightarrow A.$$

Когда центр масс совмещён с A (рис. 2.47), то он становится неподвижным. Этому добиваются с помощью двух противовесов, один из которых устанавливается на продолжении шатуна, а другой на продолжении кривошипа.

Метод замещающих масс.

Для того чтобы рассчитать массы противовесов, применяют метод замещающих масс. При использовании метода замещающих масс звено механизма с распределённой массой заменяется расчётной моделью, которая состоит из точечных масс. *Метод замещающих масс* состоит в следующем: каждое звено механизма надо заменить двумя сосредоточенными массами, затем, вводя корректирующие массы (противовесы) и объединяя их с замещающими массами, добиться того, чтобы объединённые массы оказались бы в конечном счёте размещёнными в неподвижных точках механизма [26]. Масса каждого звена условно разносится по двум точкам. При этом должны выполняться следующие условия: разнесём массу этого звена по точкам A и B так, чтобы положение центра масс не изменилось (рис. 2.48):

$$m = m_A + m_B,$$

$$l_{AB} = l_{AS} + l_{BS},$$

$$m_A \cdot l_{AS} = m_B \cdot l_{BS}.$$

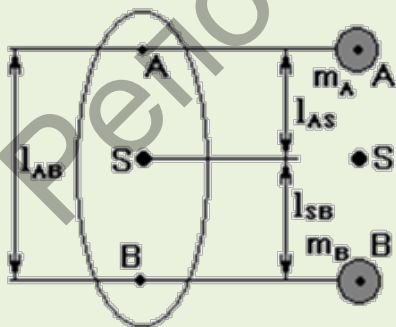


Рисунок 2.48 — Метод замещающих масс

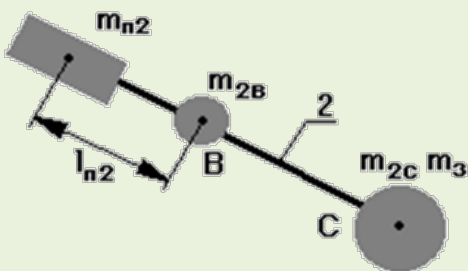


Рисунок 2.49 — Уравновешивание 2-го звена

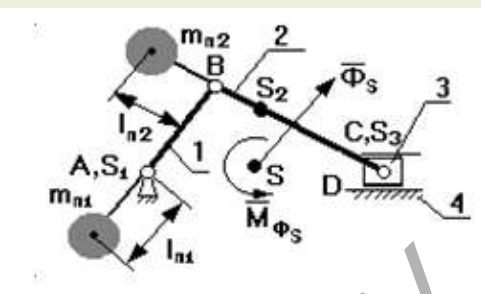


Рисунок 2.47 — Схема уравновешивания кривошипно-шатунного механизма

Сосредоточим массу 3-го звена в т. C (рис. 2.49).

Массу 2-го звена разнесем по шарнирам B и C (см. рис. 2.49). Если на продолжении звена 2 поставить противовес массой $m_{\text{пр}2}$ и на расстоянии от точки B равное $l_{\text{пр}2}$, то центр масс звеньев 2 и 3 переместится в точку B , при этом

$$m_{\text{пр}2} \cdot l_{\text{пр}2} = (m_{2C} + m_{3C}) \cdot l_{BC}.$$

При этом либо задаются массой противовеса и определяют $l_{\text{пр}2}$, либо задаются $l_{\text{пр}2}$ и определяют массу противовеса.

После всех указанных мероприятий, центр масс переместится в точку A (рис. 2.50), при этом

$$m_{\text{пр}1} \cdot l_{\text{пр}1} = (m_{1B} + m_{\text{пр}2} + m_{2B} + m_{2C} + m_{3C}) \cdot l_{AB}.$$

Однако не всегда конструктивно возможно установить противовес на продолжении шатуна и ограничиваются установкой противовеса на звене 1. В этом случае центр масс системы смещают на линию AC (рис. 2.51), и этот центр масс перемещается с постоянным ускорением: $a = \text{const}$.

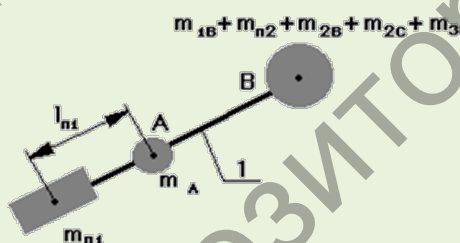


Рисунок 2.50 — Уравновешивание 2-го звена

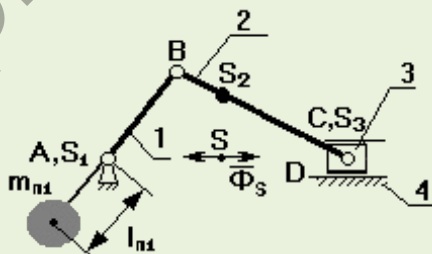


Рисунок 2.51 — Схема частично статически уравновешенного механизма

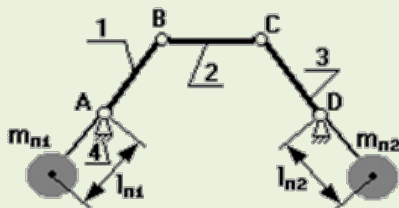


Рисунок 2.52 — Схема уравновешивания четырёхшарнирного механизма

В этом случае механизм — частично статически уравновешенный, его нежелательно устанавливать на высоком фундаменте, так как главный вектор сил инерции создаёт опрокидывающий момент, что недопустимо.

В четырёхшарнирном механизме центр масс системы разносится по точкам A и D (рис. 2.52), а противовесы устанавливаются на продолжении звеньев 1 и 3.

2.6.4 Различные виды неуравновешенности роторов и её устранение

Балансировка ротора является вторым основным направлением в теории уравновешивания и несколько отличается от первой, уже разобранный. В ней рассматриваются условия рационального подбора масс звеньев механизма, которые обеспечили бы полное или частичное уменьшение динамических давлений на некоторые кинематические пары механизма. Уравновешивание (балансировка) вращающихся масс приобрело особое значение в современных высокоскоростных механизмах. Так, в турбинах и гироскопах частота вращения достигает 30 000 об / мин, веретена суперцентрифуг вращаются со скоростями до 50 000 об / мин и выше. При скоростях даже меньше указанных от небольшого смещения центра масс с геометрической оси вращения возникают совершенно непредвиденные конструктором значительные силы инерции, вызывающие появление больших динамических давлений в опорах, следствием чего является ряд нежелательных вибрационных явлений в машине, её раме или даже фундаменте.

В теории уравновешивания **ротором** называют любое вращающееся материальное тело независимо от его технического назначения (коленчатый вал, рабочее колесо турбины, якорь электродвигателя, магнитный диск для записи информации в ЭВМ и т. д.)

Если вращение ротора сопровождается появлением динамических реакций его подшипников, что проявляется в виде вибрации станины, то такой ротор называется **неуравновешенным**. Источником этих динамических реакций является главным образом несимметричное распределение массы ротора по его объёму [27].

Пусть в силу каких-либо причин центр масс ротора смещён от оси вращения O на постоянную величину e (рис. 2.53).

1. $\omega = 0 \rightarrow$ на опоры действует только сила тяжести $G = mg$.

2. $\omega = \text{const}$.

Заменив воздействие опоры реакцией и получаем условие статического равновесия (по Даламберу):

$$\underline{\underline{\Phi}}_s + \underline{\underline{G}} + \underline{\underline{Q}}_{12} = 0.$$

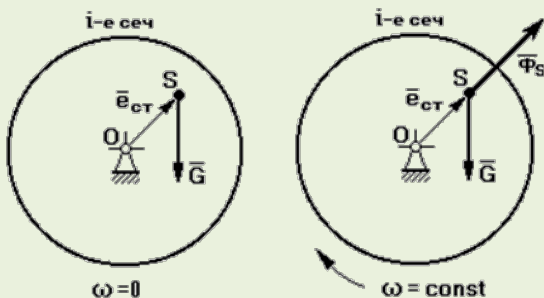


Рисунок 2.53 — Схема ротора

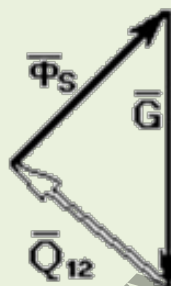


Рисунок 2.54 — Треугольник статического равновесия

Из рассмотрения данного треугольника (рис. 2.54) следует, что при вращении ротора на его опоре возникает знакопеременная нагрузка Q_{12} , которая достигает максимума, когда Φ_S и G направлены вниз, и минимума, когда эти вектора направлены по вертикали в разные стороны.

Состояние ротора, характеризующегося таким распределением масс, при котором на его опорах возникает знакопеременная нагрузка, называется **неуравновешенностью ротора**.

Причины вызывающие неуравновешенность ротора:

- 1) неточность изготовления ротора;
- 2) неоднородность материалов по объёму;
- 3) различные включения при отливке частей ротора;
- 4) перепады температур.

Мерой неуравновешенности ротора является **дисбаланс** ($\bar{D}$, г · мм) — вектор, направленный по Φ_S и отличающийся от него в ω^2 раз:

$$\bar{D} = m \cdot \bar{e}_{ст},$$

где $\bar{e}_{ст}$ — величина смещения центра масс от центра вращения (эксцентриситет);
 m — масса ротора.

Для того чтобы определить величину и направление D , в рассмотрение вводят плоскость дисбаланса (рис. 2.55), в которой этот вектор расположен, и угол дисбаланса.

Мероприятие, связанное с определением величины и направления D , с целью его последующего уменьшения, называется **уравновешиванием ротора**.

Существуют 3 вида неуравновешенности:

- 1) статическая;
- 2) моментная;
- 3) динамическая (общий случай).

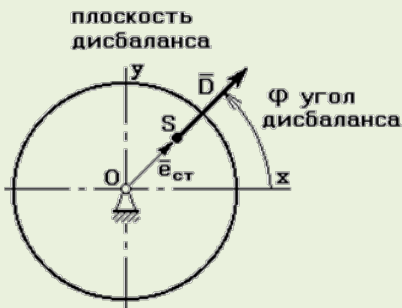


Рисунок 2.55 — Плоскость дисбаланса

Статическая неуравновешенность ротора и способы её устранения. Статическая неуравновешенность характеризуется тем, что главная центральная ось инерции ротора расположена параллельно оси его вращения, а центр масс ротора смещён от оси вращения на величину $\bar{e}_{\text{ст}}$.

Статическая неуравновешенность проявляется в статике: если ось вращения ротора установить на призмы, то ротор, стремясь занять положение устойчивого положения равновесия, будет поворачиваться (рис. 2.56).

При вращении ротора возникает статический дисбаланс $D_{\text{ст}}$. Для устранения статической неуравновешенности по линии действия $D_{\text{ст}}$ устанавливают корректирующую массу m_k на расстоянии e_k от оси вращения, и эта корректирующая масса создаёт дисбаланс:

$$\bar{D}_k = m \cdot \bar{e}_k.$$

Для статического уравнивания необходимо, чтобы

$$-\bar{D}_k = \bar{D}_{\text{ст}}.$$

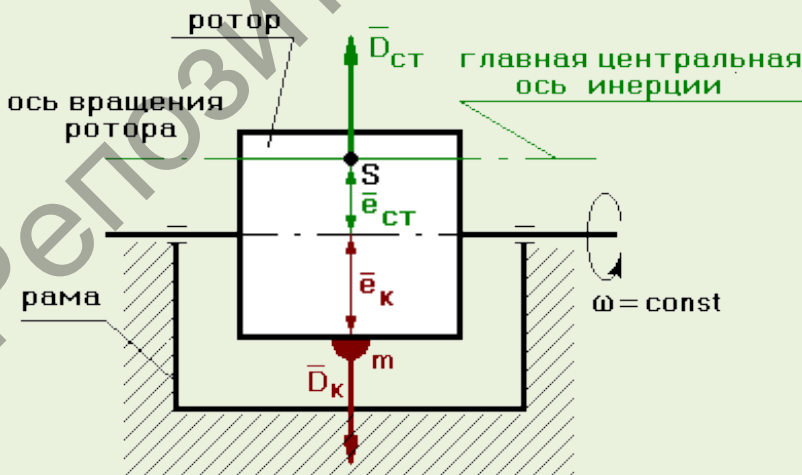


Рисунок 2.56 — Схема статической неуравновешенности ротора

При этом можно задаться величиной корректирующей массы m_k и определить расстояние на котором она находится e_k , или задаться e_k и найти m_k .

В результате уравнивания главная центральная ось инерции должна совпасть с осью вращения.

Однако бывают случаи, когда в силу конструктивных особенностей ротора нельзя установить одну корректирующую массу. Тогда устанавливают две корректирующие массы в разных плоскостях.

Следующий случай статической неуравновешенности, когда ротор по своему объёму имеет какие-либо включения сторонних предметов или частиц. Каждая частица создаёт свой дисбаланс: $D_{ст1}$, $D_{ст2}$, $D_{ст3}$ (рис. 2.57).

Для определения расположения корректирующей массы составляем векторное уравнение

$$\bar{D}_{ст1} + \bar{D}_{ст2} + \bar{D}_{ст3} + \bar{D}_K = 0.$$

Строится план дисбалансов (рис. 2.58).

$$\bar{D}_K = m \cdot \bar{e}_K.$$

Величину и направление D_k определяют из плана.

Здесь также либо задаются величиной m_k и определяют e_k , либо задаются e_k и находят m_k .

Моментная неуравновешенность ротора и способы её устранения. Моментная неуравновешенность характеризуется тем, что центр масс ротора расположен на оси его вращения, главная центральная ось инерции повернута относительно оси вращения на некоторый угол γ (рис. 2.59).

Моментная неуравновешенность проявляется только при вращении ротора (появляются биения на опорах).

Динамический момент, возникающий при вращении ротора

$$M_D = D_D \cdot l_D.$$

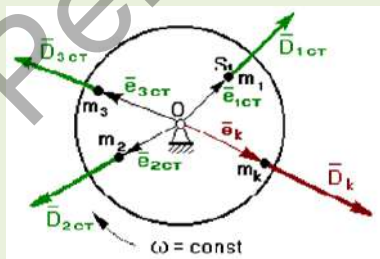


Рисунок 2.57 — Схема ротора с включениями сторонних предметов

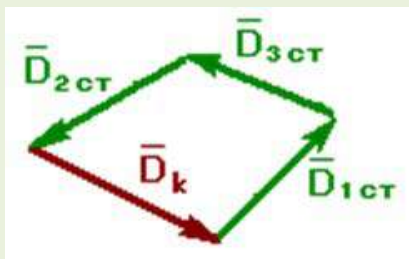


Рисунок 2.58 — План дисбалансов

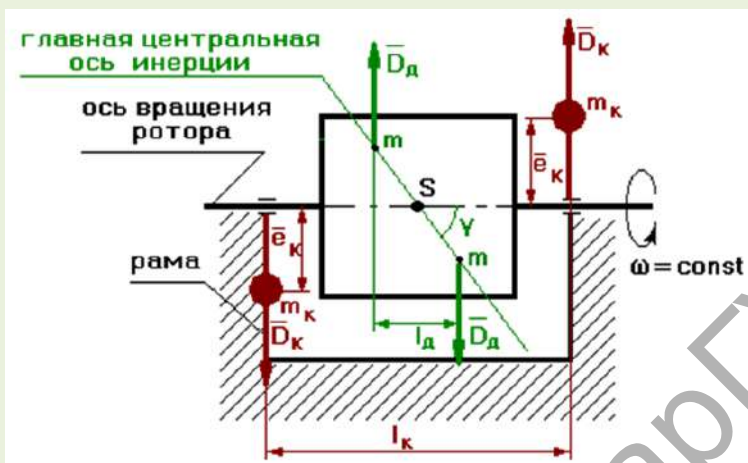


Рисунок 2.59 — Схема моментной неуравновешенности ротора

Для устранения моментной неуравновешенности выбирают в произвольном месте две корректирующие плоскости.

Выберем их так, чтобы одна проходила через опору A , другая — через опору B . Корректирующий дисбаланс для обеих

$$\bar{D}_K = m \cdot \bar{e}_K,$$

$$\bar{M}_K = \bar{l}_K \cdot \bar{D}_K.$$

Для моментного уравнивания необходимо чтобы

$$-\bar{M}_K = \bar{M}_D.$$

Таким образом, для устранения моментной неуравновешенности необходимо иметь две корректирующие массы, которые размещают в 2-х корректирующих плоскостях.

Динамическая неуравновешенность ротора и способы её устранения. Динамическая неуравновешенность является общим случаем неуравновешенности ротора, а именно имеет место как статическая, так и моментная неуравновешенности.

При этом центр масс ротора не лежит на оси вращения, и главная центральная ось инерции повернута на угол γ относительно оси вращения (рис. 2.60).

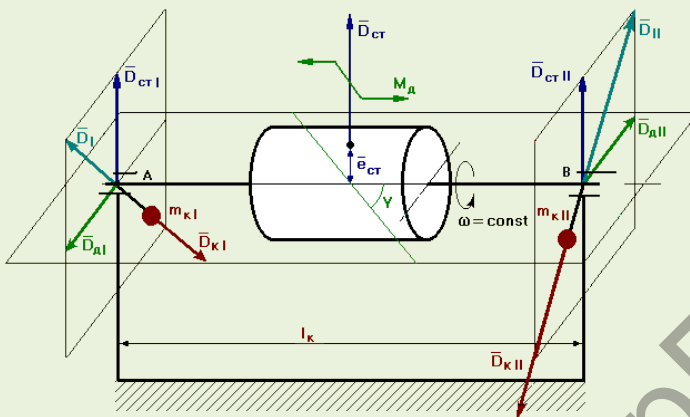


Рисунок 2.60 — Схема динамической неуравновешенности ротора

$$\bar{D}_{CT} = m \cdot \bar{e}_{CT}.$$

Выберем в произвольном месте две корректирующие плоскости (опоры A и B).

Вектор дисбаланса разнесём по этим плоскостям так, чтобы выполнялось условие:

$$\bar{D}_{CT} = D_{CT}^I + D_{CT}^{II}.$$

Динамический момент представим в виде пары сил

$$\bar{D}_{DI} = \bar{D}_{DII}.$$

Динамический момент определяем

$$M_D = D_D \cdot l_D,$$

где $l_D = l_{AB}$.

Уравновешивание осуществляется в каждой плоскости отдельно. В 1-ой плоскости находим результирующий вектор дисбаланса.

Для уравновешивания D_I необходимо на линии его действия установить корректирующую массу m_{K1} на расстоянии e_{K1} так, чтобы она создавала дисбаланс корректирующей массы в 1-ой плоскости

$$\bar{D}_I = -\bar{D}_{KI},$$

где

$$\bar{D}_{KI} = m_{KI} \cdot \bar{e}_{KI}.$$

Во 2-ой плоскости

$$\bar{D}_{II} = -\bar{D}_{KI},$$

где

$$\bar{D}_{KI} = m_{KI} \cdot \bar{e}_{KI}.$$

Динамическая неуравновешенность устраняется путём установки двух корректирующих масс в двух корректирующих плоскостях. При этом дисбалансы корректирующих масс в 1-ой и во 2-ой плоскостях неравны и не параллельны.

Тема 2.7

Промышленные роботы и манипуляторы

2.7.1 Манипуляторы, промышленные роботы. Область их применения.

2.7.2 Классификация промышленных роботов.

2.7.3 Принципиальное устройство промышленного робота.

2.7.4 Основные понятия и определения. Структура манипуляторов. Геометро-кинематические характеристики.

2.7.1 Манипуляторы, промышленные роботы. Область их применения

Манипулятор — совокупность пространственного рычажного механизма и системы приводов, осуществляющая под управлением программируемого автоматического устройства или человека-оператора действия (манипуляции), аналогичные действиям руки человека (рис. 2.66).

Манипулятором называют техническое устройство, предназначенное для воспроизведения рабочих функций рук человека. Основной механизм манипулятора — пространственный рычажный механизм с незамкнутой кинематической цепью и несколькими степенями свободы.

С помощью манипуляторов решают ряд задач в различных областях техники, связанных с работой в опасных или вредных для человека зонах, а также при выполнении трудоёмких и монотонных работ. Манипуляторы применяют в кузнечно-прессовом и литейном производствах (например, для укладки тяжёлых заготовок на штамп, обслуживания пескодувных машин), в буровых машинах угольной промышленности, для сборки часов, для выполнения таких технологических операций в машиностроении, как сварка, сборка, окраска изделий и т. д.

Различают механические манипуляторы с ручным и автоматическим управлением.

В манипуляторах с ручным управлением осуществляется копирование движений и усилий руки оператора (копирующие манипуляторы), причём в ряде случаев с изменением перемещений и усилий на исполнительном механизме.

Механические копирующие манипуляторы состоят из двух симметрично расположенных механизмов — управляющего и исполнительного (другими словами: задающей и исполнительной рук), связь между которыми осуществляется различными механическими передачами.

Обслуживаемое манипуляторов рабочее пространство по сравнению с рабочим пространством руки человека-оператора может быть увеличено путём применения сферического шарнира, через который проходит труба

с размещенными в ней силовыми связями; эта труба выполняет роль неравноплечего рычага, копирующего движения управляющей рукоятки, но в увеличенном размере. Если нужно передать движение и усилие оператора через герметичную стенку, применяют торцовые и цилиндрические магнитные муфты.

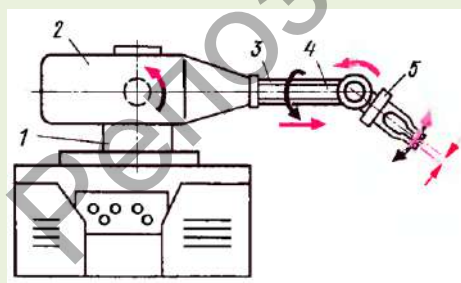
Во многих случаях работой копирующего манипулятора нужно управлять на значительном расстоянии от оператора; в таких дистанционно-управляемых манипуляторах применяют следящие системы, обеспечивающие передачу движения и сил.

В манипуляторах с автоматическим управлением звенья исполнительного механизма приводятся в движение от приводов по определённой программе.

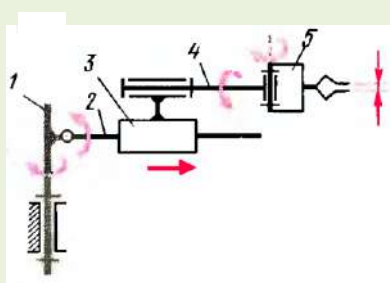
Приводы в манипуляторах могут быть механические, электрические, гидравлические, пневматические и комбинированные. Гидропривод позволяет манипулировать наиболее значительными массами (50 кг и более со скоростью до 1 м / с) [28].

Манипуляторы с автоматическим управлением, применяемые в машинах автоматах для выполнения различных транспортных операций (загрузка, перемещение, выгрузка изделий и т. п.) и работающие по жёсткой (неизменяемой) программе, носят название автооператоров.

Манипуляторы с автоматическим управлением и неизменяемой программой, используемые в производстве для многократного выполнения определённых технологических и транспортных операций, называют промышленными роботами (ПР). ПР отличаются от обычных машин-автоматов тем, что благодаря наличию незамкнутой кинематической цепи основного механизма с несколькими степенями свободы они обладают широким диапазоном различных пространственных движений рабочих органов и, как следствие, возможностью быстрой переналадки на выполнение другой программы.



а)

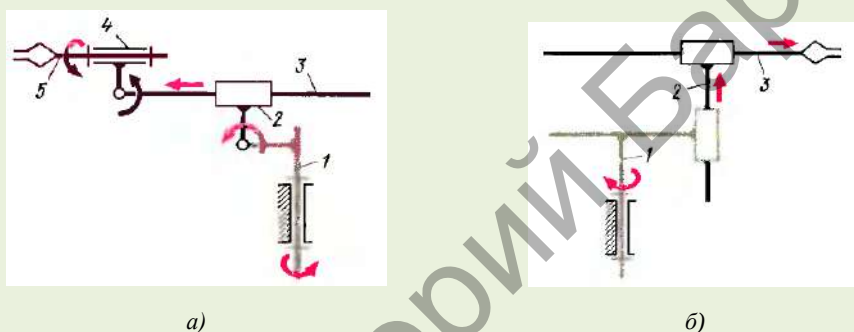


б)

а — общий вид ПР; б — схема ПР

Рисунок 2.61 — Кинематические схемы ПР

Конструктивные схемы манипуляторов ПР весьма разнообразны. Так, на рис. 2.61, *а* изображён общий вид одного из ПР; его кинематическая схема (рис. 2.61, *б*); с учётом движения губок схвата у данного ПР шесть степеней свободы. На рис. 2.62, *а* представлена кинематическая схема ПР «Универсал 15» с пятью основными степенями свободы (без учёта движения губок схвата). На рис. 2.62, *б* дана кинематическая схема промышленного робота «М 901» с тремя основными степенями свободы, а на рис. 2.63 — модель механизма манипулятора ПР с шестью степенями свободы, включая движения губок схвата. Основные элементы такого манипулятора: неподвижная станина 0, вращающийся стол 1, «рука», состоящая из звеньев 2, 3, 4, «кисть» 5 и схват с губками («пальцами») 6.



а — схема ПР «Универсал 15»; *б* — схема ПР «М 901»

Рисунок 2.62 — Кинематические схемы ПР

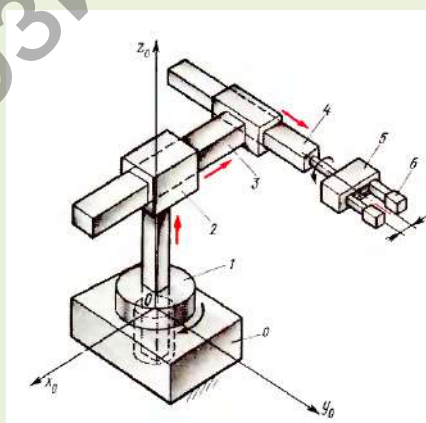


Рисунок 2.63 — Модель механизма манипулятора ПР

Каждая модель ПР, как правило, имеет несколько схватов разной конструкции и зависимости от формы и размеров объекта манипулирования. Применяют схваты в виде клещевых захватов, сдвигающихся губок, пневмоприсосов, электромагнитов и др. В тех случаях, когда требуется информация о контакте с объектом манипулирования, на схвате устанавливают соответствующие датчики.

Преимущественное применение в основных рычажных механизмах манипуляторов ПР получили кинематические цепи с одноподвижными поступательными и вращательными парами. Сферические шарниры затрудняют подвод движений от приводов, и по этой причине заменяются кинематическими соединениями с тремя вращательными парами [29].

Различают три класса или поколения ПР с автоматическим управлением. К первому поколению относят те из них, которые работают по жёсткой программе. Такие роботы-манипуляторы находят всё более широкое применение в машиностроении и выпускаются серийно в нашей стране и за рубежом.

Ко второму поколению относят роботы-манипуляторы, в системе управления которых жёсткая программа сочетается с элементами адаптации (приспособления) к неизвестным или меняющимся условиям внешней среды (например, поиск предмета в заданной зоне); информацию о внешней среде получают с помощью соответствующих датчиков.

Роботы-манипуляторы третьего поколения — с элементами искусственного интеллекта; их система управления сама формирует и затем реализует программу в зависимости от поставленной цели, решая логические задачи и самообучаясь; это — кибернетические устройства.

Кинематический анализ пространственных рычажных механизмов манипуляторов при их исследовании и проектировании наиболее целесообразно проводить матричным методом преобразования координат.

Промышленный робот — автоматическая машина, состоящая из манипулятора и устройства программного управления его движением, предназначенная для замены человека при выполнении основных и вспомогательных операций в производственных процессах.

Промышленные роботы предназначены для замены человека при выполнении основных и вспомогательных технологических операций в процессе промышленного производства. При этом решается важная социальная задача — освобождения человека от работ, связанных с опасностями для здоровья или с тяжёлым физическим трудом, а также от простых монотонных операций, не требующих высокой квалификации. Гибкие автоматизированные производства, создаваемые на базе промышленных роботов, позволяют решать задачи автоматизации на предприятиях с широкой номенклатурой продукции при мелкосерийном и штучном производстве. Копирующие манипуляторы, управляемые человеком-оператором, необходимы при

выполнении различных работ с радиоактивными материалами. Кроме того, эти устройства незаменимы при выполнении работ в космосе, под водой, в химически активных средах. Таким образом, промышленные роботы и копирующие манипуляторы являются важными составными частями современного промышленного производства.

2.7.2 Классификация промышленных роботов

Промышленные роботы классифицируются по следующим признакам:

1) по характеру выполняемых технологических операций:

- основные;
- вспомогательные;
- универсальные;

2) по виду производства:

- литейные;
- сварочные;
- кузнечно-прессовые;
- для механической обработки;
- сборочные;
- окрасочные;
- транспортно-складские;

3) по системе координат руки манипулятора:

- прямоугольная;
- цилиндрическая;
- сферическая;
- сферическая угловая (ангулярная);
- другие;

4) по числу подвижностей манипулятора;

5) по грузоподъёмности:

- сверхлёгкие (до 10 Н);
- лёгкие (до 100 Н);
- средние (до 2000 Н);
- тяжёлые (до 10000 Н);
- сверхтяжёлые (свыше 10000 Н);

6) по типу силового привода:

- электромеханический;
- пневматический;
- гидравлический;
- комбинированный;

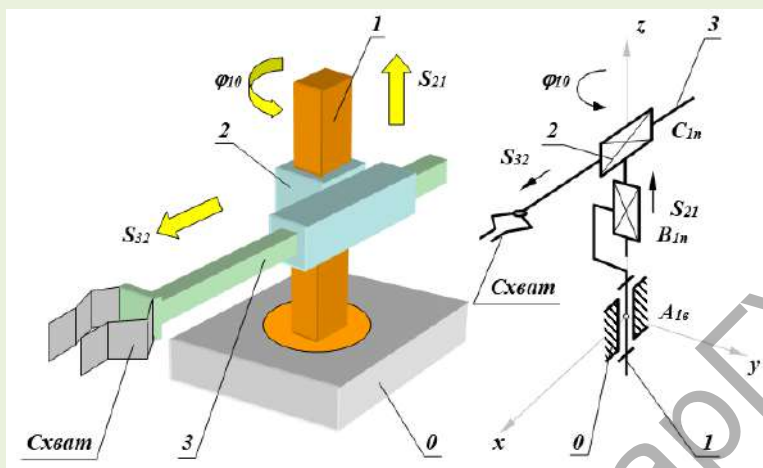
- 7) по подвижности основания:
 - мобильные;
 - стационарные;
- 8) по виду программы:
 - с жёсткой программой;
 - перепрограммируемые;
 - адаптивные;
 - с элементами искусственного интеллекта;
- 9) по характеру программирования:
 - позиционное;
 - контурное;
 - комбинированное.

2.7.3 Принципиальное устройство промышленного робота

Манипулятор промышленного робота по своему функциональному назначению должен обеспечивать движение выходного звена и, закреплённого в нём, объекта манипулирования в пространстве по заданной траектории и с заданной ориентацией. Для полного выполнения этого требования основной рычажный механизм манипулятора должен иметь не менее шести подвижностей, причём движение по каждой из них должно быть управляемым. Промышленный робот с шестью подвижностями является сложной автоматической системой. Эта система сложна как в изготовлении, так и в эксплуатации. Поэтому в реальных конструкциях промышленных роботов часто используются механизмы с числом подвижностей менее шести. Наиболее простые манипуляторы имеют три, реже две, подвижности. Такие манипуляторы значительно дешевле в изготовлении и эксплуатации, но предъявляют специфические требования к организации рабочей среды. Эти требования связаны с заданной ориентацией объектов манипулирования относительно механизма робота. Поэтому оборудование должно располагаться относительно такого робота с требуемой ориентацией [30].

Рассмотрим для примера структурную и функциональную схемы промышленного робота с трёхподвижным манипулятором. Основной механизм руки манипулятора состоит из неподвижного звена 0 и трёх подвижных звеньев 1, 2 и 3 (рис. 2.64).

Механизм этого манипулятора соответствует цилиндрической системе координат. В этой системе звено 1 может вращаться относительно звена 0 (относительное угловое перемещение φ_{10}), звено 2 перемещается по вертикали относительно звена 1 (относительное линейное перемещение S_{21}) и звено 3 перемещается в горизонтальной плоскости относительно звена 2



(относительное линейное перемещение S_{32}). На конце звена 3 укреплено захватное устройство или схват, предназначенный для захвата и удержания объекта манипулирования при работе манипулятора. Звенья основного рычажного механизма манипулятора образуют между собой три одноподвижные кинематические пары (одну вращательную A и две поступательные B и C) и могут обеспечить перемещение объекта в пространстве без управления его ориентацией. Для выполнения каждого из трёх относительных движений манипулятор должен быть оснащён приводами, которые состоят из двигателей с редуктором и системы датчиков обратной связи. Так как движение объекта осуществляется по заданному закону движения, то в системе должны быть устройства, сохраняющие и задающие программу движения, которые назовём программноносителями. При управлении от ЭВМ такими устройствами могут быть дискеты, диски CD, магнитные ленты и др. Преобразование заданной программы движения в сигналы управления двигателями осуществляется системой управления. Эта система включает ЭВМ, с соответствующим программным обеспечением, цифроаналоговые преобразователи и усилители. Система управления, в соответствии с заданной программой, формирует и выдаёт на исполнительные устройства приводов (двигатели) управляющие воздействия u_i . При необходимости она корректирует эти воздействия по сигналам Δx_i , которые поступают в нее с датчиков обратной связи (рис. 2.65).

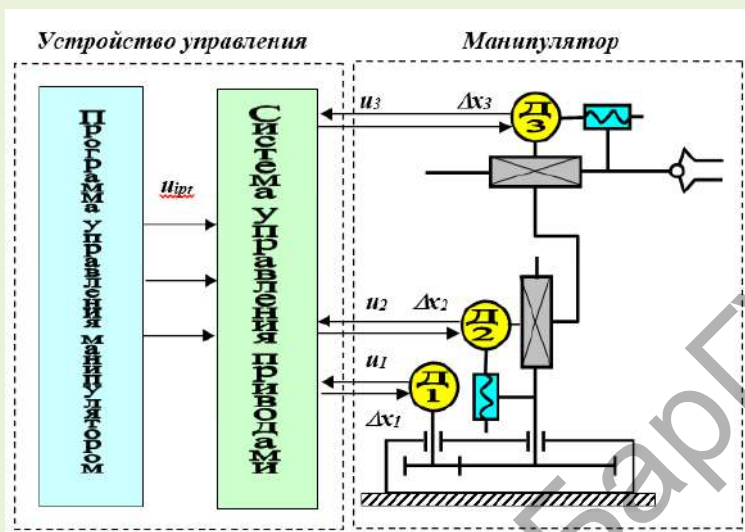


Рисунок 2.65 — Функциональная схема промышленного робота

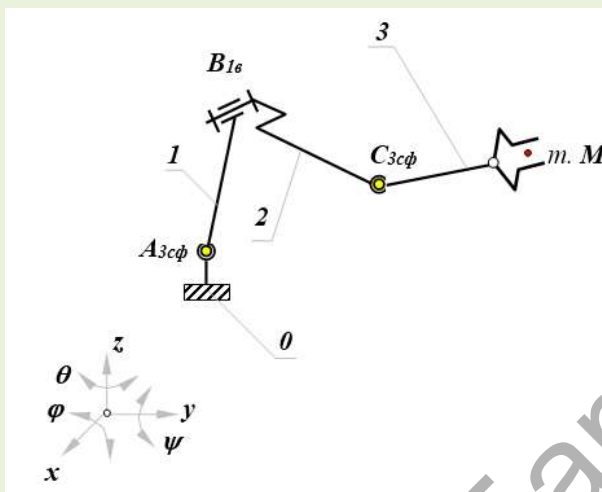
2.7.4 Основные понятия и определения. Структура манипуляторов. Геометро-кинематические характеристики

Формула строения — математическая запись структурной схемы манипулятора, содержащая информацию о числе его подвижностей, виде кинематических пар и их ориентации относительно осей базовой системы координат (системы, связанной с неподвижным звеном).

Движения, которые обеспечиваются манипулятором, делятся на:

- *глобальные* (для роботов с подвижным основанием) — движения стойки манипулятора, которые существенно превышают размеры механизма;
- *региональные* (транспортные) — движения, обеспечиваемые первыми тремя звеньями манипулятора или его «рукой», величина которых сопоставима с размерами механизма;
- *локальные* (ориентирующие) — движения, обеспечиваемые звеньями манипулятора, которые образуют его «кисть», величина которых значительно меньше размеров механизма.

В соответствии с этой классификацией движений, в манипуляторе можно выделить два участка кинематической цепи с различными функциями: механизм руки и механизм кисти. Под «рукой» понимают ту часть манипулятора, которая обеспечивает перемещение центра схвата — точки M (региональные движения схвата); под «кистью» — те звенья и пары, которые обеспечивают ориентацию схвата (локальные движения схвата).



1 — плечо; 2 — предплечье; 3 — кисть

Рисунок 2.66 — Манипулятор механизма руки человека

Рассмотрим структурную схему антропоморфного манипулятора, т. е. схему которая в первом приближении соответствует механизму руки человека (рис. 2.66).

Этот механизм состоит из трёх подвижных звеньев и трёх кинематических пар: двух трёхподвижных сферических $A_{3сф}$ и $C_{3сф}$ и одной одноподвижной вращательной $B_{1в}$.

Кинематические пары манипулятора характеризуются: именем или обозначением КП — заглавная буква латинского алфавита (A, B, C и т. д.); звеньями, которые образуют пару (0/1, 1/2 и т. п.); относительным движением звеньев в паре (для одноподвижных пар — вращательное, поступательное и винтовое); подвижностью КП (для низших пар от 1 до 3, для высших пар от 4 до 5); осью ориентации оси КП относительно осей базовой или локальной системы координат.

Рабочее пространство манипулятора — часть пространства, ограниченная поверхностями огибающими к множеству возможных положений его звеньев. **Зона обслуживания манипулятора** — часть пространства соответствующая множеству возможных положений центра схвата манипулятора. Зона обслуживания является важной характеристикой манипулятора. Она определяется структурой и системой координат руки манипулятора, а также конструктивными ограничениями наложенными на относительные перемещения звеньев в КП.

Подвижность манипулятора W — число независимых обобщённых координат однозначно определяющее положение схвата в пространстве.

$$W = 6n - \sum_{i=1}^5 (6 - i) \cdot p_i,$$

где n — число подвижных звеньев,

p_i — класс кинематической пары

Или для незамкнутых кинематических цепей

$$W = \sum_{i=1}^5 i \cdot p_i.$$

Маневренность манипулятора M — подвижность манипулятора при зафиксированном (неподвижном) схвате

$$M = W - 6.$$

Возможность изменения ориентации схвата при размещении его центра в заданной точке зоны обслуживания характеризуется углом сервиса — телесным углом ψ , который может описать последнее звено манипулятора (звено на котором закреплен схват) при фиксации центра схвата в заданной точке зоны обслуживания.

$$\psi = f_C / l_{CM^3}$$

где f_C — площадь сферической поверхности, описываемая точкой C звена 3, l_{CM^3} — длина звена 3.

Относительная величина $k_\psi = \psi / (4\pi)$ называется коэффициентом сервиса. Для манипулятора, изображённого на рис. 2.67.

Подвижность манипулятора определяем

$$W = 6 \cdot 3 - (3 \cdot 2 + 5 \cdot 1) = 18 - 11 = 7.$$

Маневренность определяется

$$M = 7 - 6 = 1,$$

формула строения

$$W = [\theta_{10} + \varphi_{10} + \psi_{10}] + \varphi_{21} + [\theta_{32} + \varphi_{32} + \psi_{32}].$$

РАЗДЕЛ 3

ПРОЕКТИРОВАНИЕ СХЕМ ОСНОВНЫХ ВИДОВ МЕХАНИЗМОВ

Тема 3.1

Синтез рычажных механизмов

3.1.1. Постановка задачи, виды и способы синтеза. Решение задач оптимального синтеза стержневых механизмов.

3.1.2. Условия проворачиваемости кривошипа в шарнирном четырёхзвеннике. Учёт углов давления в стержневых механизмах.

3.1.3. Синтез рычажных механизмов.

3.1.4. Понятие о синтезе механизма по заданному закону движения выходного звена и по заданной траектории.

3.1.5. Общий порядок проектирования рычажного механизма.

3.1.1 Постановка задачи, виды и способы синтеза. Решение задач оптимального синтеза стержневых механизмов

Задачи синтеза рычажных механизмов в общем случае являются сложными задачами оптимального проектирования, включающими этапы структурного, кинематического и динамического расчёта. Поэтому для упрощения решения рассматриваются частные задачи, в которых учитываются лишь некоторые (основные) условия проектирования.

В зависимости от исходных данных различают следующие виды синтеза:

- геометрический, когда заданы отдельные положения звеньев или траектории отдельных точек;

- кинематический, когда заданы некоторые скорости, ускорения или их соотношения;

- динамический, когда заданы действующие силы или наложены некоторые ограничения на динамические параметры.

К способам синтеза относятся:

- а) опытный, когда экспериментальным путём подбираются размеры звеньев для реализации заданной траектории;

- б) графический;

- в) аналитический.

Возможны различные комбинации видов и способов синтеза, перечисленных выше.

При постановке задачи оптимального синтеза следует различать входные и выходные параметры.

Входные — это изначально заданные параметры (размеры звеньев, скорости, ускорения или их соотношения).

Выходные — это параметры, определяемые в результате решения задачи.

При синтезе необходимо учитывать ряд требований кинематического, конструктивного, технологического характера и т. д., среди которых одно, как правило, является главным, а остальные — второстепенными (дополнительными). Если главное требование записать математически в виде функции:

$$Z = f(x_1, x_2, \dots, x_n),$$

где x_1, x_2 — выходные параметры, то такая функция называется *функцией цели* (целевой), при этом дополнительные условия, выраженные в виде $g_i(x_1, x_2, \dots, x_n) \leq, =, \geq b_i$ при $(i = 1, 2, \dots, m)$, называются ограничениями.

Задачей оптимального синтеза является обеспечение экстремального значения Z при соблюдении всех ограничений.

Например, выразив вес механизма в виде функции Z его параметров (длин звеньев) можно решать задачу минимизации Z при соблюдении условий его существования. К таким условиям относятся условия проворачивания кривошипа в шарнирном четырёхзвеннике, условие соблюдения заданного угла давления и ряд других.

При малом числе выходных параметров решение задачи оптимизации может быть получено в аналитической форме. В противном случае используются численные методы направленного, случайного или комбинированного поиска оптимальных решений.

3.1.2 Условия проворачиваемости кривошипа в шарнирном четырёхзвеннике. Учёт углов давления в стержневых механизмах

При проектировании (синтезе) четырёхшарнирного механизма одним из учитываемых условий может быть проворачиваемость звеньев, т. е. наличие одного или двух кривошипов. Это зависит от соотношения длин звеньев. Например, для того, чтобы звено АВ четырёхзвенника (рис. 3.1) могло стать кривошипом, оно должно последовательно пройти через два крайних положения. Используя три положения механизма, получим следующие условия: для положений 1, 2, 3, предварительно обозначив длины звеньев:

$$l_{AB} = a; l_{BC} = b; l_{CD} = c; l_{AD} = d.$$

При этом:

$a + d < b + c$ — положение 1;

$a + b < d + c$ — положение 2;

$c < b + d - a$ или $a + c < b + d$ — положение 3;

т. е. сумма длин кривошипа и любого другого звена меньше суммы остальных звеньев.

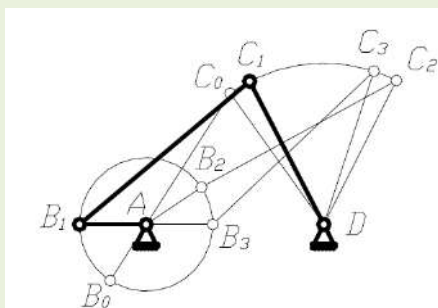


Рисунок 3.1 — Схема четырёхшарнирного механизма

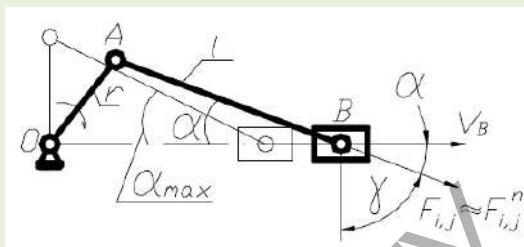


Рисунок 3.2 — Схема кривошипно-ползунного механизма

Сложим попарно полученные неравенства и получим: $a < c$; $a < d$; $a < b$, т. е. кривошип является самым коротким звеном.

А если данные условия не выполняются, то механизм будет либо двухкривошипным, либо двухкоромысловым. Эти условия используются при геометрическом синтезе.

Учёт углов давления в стержневых механизмах. Углы давления во многом определяют условия работы механизма. Так как угол давления α (рис. 3.2), измеряемый между вектором силы и вектором скорости в точке её приложения, влияет на трение и износ в кинематических парах, то эти углы, в частности их максимальные значения при синтезе ограничивают для исключения возможностей заклинивания и уменьшения коэффициента полезного действия.

Для упрощения расчётов, связанных с определением углов давления, обычно пренебрегают тангенциальными составляющими реакций, что позволяет находить наихудшие положения с точки зрения риска заклинивания и назначать длины звеньев $l_{\min}$, обеспечивающие приемлемые условия работы при заданном предельном угле $\alpha_{\text{доп}}$ (см. рис. 3.2), т. е. при

$$\alpha_{\max} \leq \alpha_{\text{доп}} \rightarrow l \geq l_{\min} = \frac{r}{\sin \alpha_{\text{доп}}}.$$

Углы $\gamma = 90^\circ - \alpha$ называются углами передачи и ограничиваются при проектировании величиной $\gamma_{\min}$.

3.1.3 Синтез рычажных механизмов

Синтез четырёхзвенника по трём заданным положениям шатуна. Так как точки B и C шарнирного четырёхзвенника описывают дуги окружностей (рис. 3.3), то проведя перпендикуляры через середины хорд, соединяющих концы шатуна в трёх положениях, получим центры вращения звеньев AB и CD (точки A и D). Вид синтеза — геометрический; способ синтеза — графический.

Синтез кривошипно-кулисного механизма по заданному коэффициенту изменения скорости хода. Одной из кинематических характеристик стержневого механизма может служить коэффициент изменения скорости хода k_V представляющий собой отношение средней скорости холостого хода $V_{x. x.}$ к средней скорости рабочего хода $V_{p. x.}$.

При равномерном движении кривошипа коэффициент k_V равен (рис. 3.4):

$$k_V = \frac{V_{x. x.}}{V_{p. x.}} = \frac{S}{t_{x. x.}} \cdot \frac{t_{p. x.}}{S} = \frac{180^\circ + \theta}{\omega} \cdot \frac{\omega}{180^\circ - \theta} = \frac{180^\circ + \theta}{180^\circ - \theta},$$

где S — ход ползуна;

$t_{p. x.}$ и $t_{x. x.}$ — время рабочего и холостого хода;

ω — угловая скорость кривошипа;

θ — угол размаха кулисы.

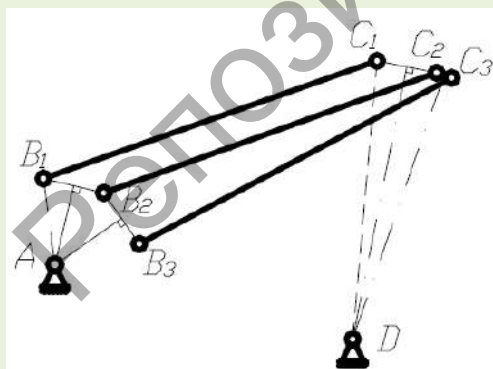


Рисунок 3.3 — Схема четырёхзвенника

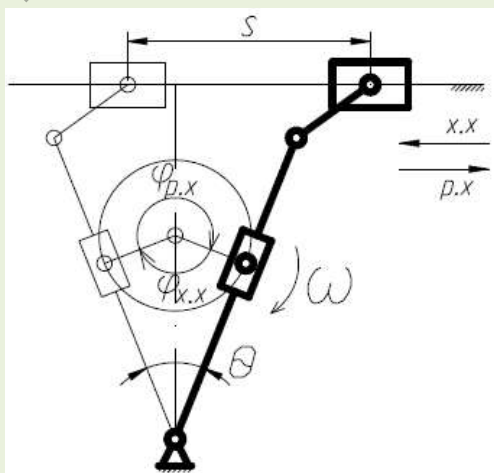


Рисунок 3.4 — Схема кривошипно-кулисного механизма

При заданном k_V можно определить θ или наоборот. Используя дополнительные конструктивные соображения, можно определить размеры всех звеньев механизма.

Вид синтеза — кинематический; способ — графо-аналитический.

Синтез кривошипно-ползунного механизма по некоторым заданным размерам. Кривошипно-ползунный механизм (рис. 3.5) характеризуется пятью параметрами:

$$\alpha, \varphi_1, \varphi_2, r = l_{OA}, l = l_{AB},$$

при этом можно записать два аналитических выражения, связывающие эти параметры:

$$\sin \varphi_1 = \frac{a}{l+r}; \sin \varphi_2 = \frac{a}{l-r}.$$

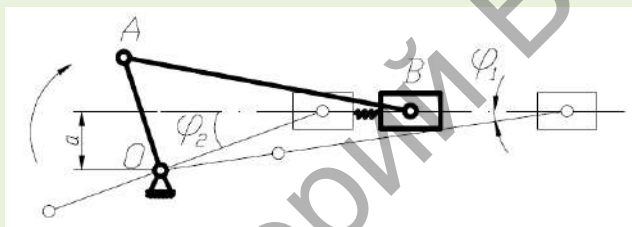


Рисунок 3.5 — Схема кривошипно-ползунного механизма

Таким образом, задавая три параметра из пяти, можно определить два оставшихся из указанных выражений. Например, задав величины $\alpha, \varphi_1, \varphi_2$, можно определить r, l .

Вид синтеза — геометрический; способ — аналитический.

3.1.4 Понятие о синтезе механизма по заданному закону движения выходного звена и по заданной траектории

Понятие о синтезе механизма по заданному закону движения выходного звена.

Пусть задан закон движения ведомого звена (угла поворота коромысла — ψ) в зависимости от угла поворота кривошипа φ , например, в четырёхшарнирном механизме (рис. 3.6).

Приближенный синтез включает разбивку всего интервала по оси графика $\psi(\varphi)$ по оси абсцисс φ на участки, соответствующие трём произвольным

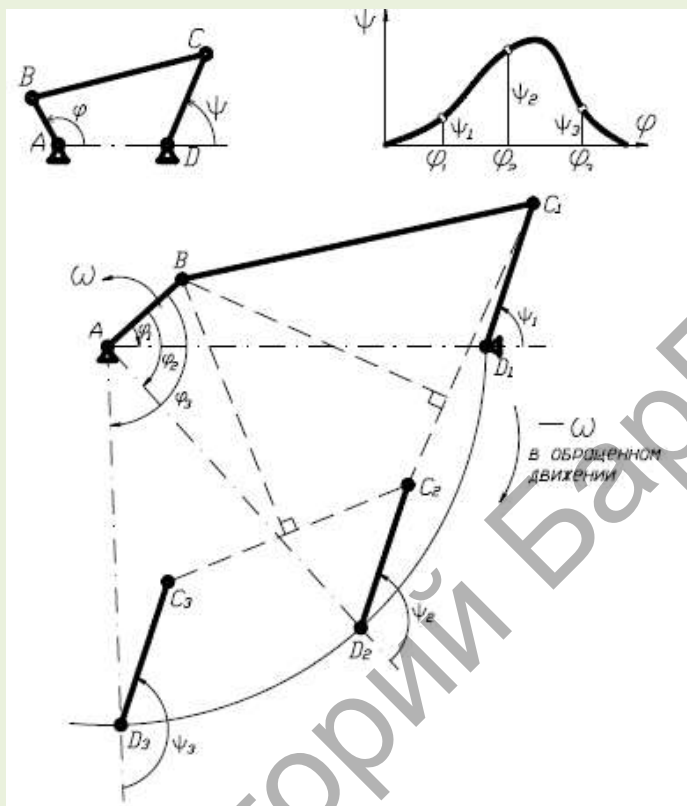


Рисунок 3.6 — Схема четырёхзвенного механизма с заданным законом движения

значениям $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$. Используется метод обращения движения, когда механизму условно задаётся движение, обратное кривошипу. Если заданы длина коромысла и межцентровое расстояние, то по трём положениям в обращённом движении можно найти размеры шатуна и кривошипа согласно рисунку 3.6, где точки B находят как центр вращения точку C в обращённом движении. Существует постановка задачи, когда отыскивается оптимальный закон движения с точки зрения различных параметров: скорости, ускорения, работы динамических сил и т. д.

Понятие о синтезе механизма по заданной траектории. Часто требуется спроектировать механизм с заданной траекторией движения ведомого звена. Например, четырёхшарнирный механизм стрелы портального крана позволяет перемещать груз горизонтально при вращении стрелы в вертикальной плоскости (рис. 3.7).

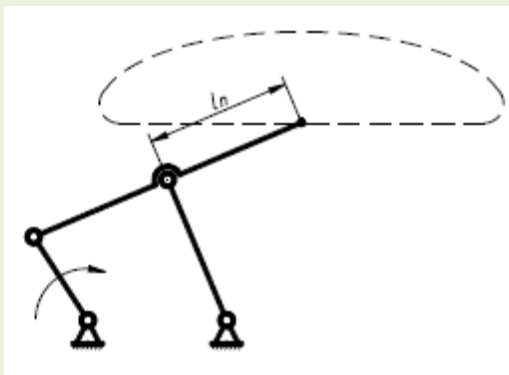


Рисунок 3.7 — Схема четырёхшарнирного механизма с заданной траекторией

Синтез таких механизмов осуществляется графическими и аналитическими методами с использованием теории функций с наибольшим приближением к заданной траектории. В этой области имеются работы Чебышева, который первым предложил решение задачи для лямбдообразного прямилы Чебышева, положенного в основу конструкции стрелы портального крана (рис. 3.7).

Искомymi параметрами являются длины звеньев, включая и длину l_n .

3.1.5 Общий порядок проектирования рычажного механизма

Процесс проектирования рычажного механизма включает следующие основные этапы:

1. Производится синтез кинематической схемы (определяются длины звеньев по заданным условиям).
2. Принимается упрощённый закон движения входного звена, определяются скорости и ускорения звеньев, производится приближённый силовой расчёт (определяются реакции в кинематических парах).
3. По найденным усилиям подбираются сечения звеньев и определяются их массы.
4. Производится приведение сил и масс, подбор маховика и определение истинного закона движения звена приведения.
5. При найденном законе движения звена приведения находятся уточнённые значения скоростей и ускорений, определяются более точные величины реакций и производится проверка прочности и жёсткости звеньев. Размеры сечений и массы звеньев последовательно уточняются.

Иногда используют более простую последовательность, в которой расчёт ведётся при заданных длинах и массах звеньев, а также при упрощённом законе движения входного звена.

Тема 3.2

Синтез зубчатых механизмов

3.2.1. Зубчатые механизмы. Условие существования и кинематика высшей кинематической пары.

3.2.2. Эвольвента и её свойства.

3.2.3. Основные расчётные зависимости для определения основных параметров эвольвентных зубчатых передач.

3.2.4. Качественные показатели зацепления.

3.2.5. Способы изготовления зубчатых колёс.

3.2.6. Специальные передаточные (планетарные) механизмы.

3.2.7. Определение передаточного отношения планетарных механизмов.

3.2.8. Синтез планетарных механизмов.

3.2.1 Зубчатые механизмы.

Условие существования зубчатых механизмов

Передача непрерывного вращения от одного вала к другому с заданным передаточным отношением чаще всего осуществляется с помощью зубчатых механизмов. Зубчатые механизмы получили очень широкое применение как в машиностроении, так и приборостроении благодаря большой надёжности и точности в воспроизведении заданного закона движения.

К достоинствам зубчатых механизмов следует отнести:

- 1) малые габариты и вес;
- 2) возможность точного воспроизведения закона движения выходного звена (по сравнению с рычажными механизмами зубчатые передачи имеют меньше зазоров);
- 3) высокий КПД (0,85 — зубчатая передача, 0,99 — планетарный механизм).

К недостаткам относят то, что наличие высшей КП может привести к повышенным удельным давлениям в точке контакта. Это в свою очередь может привести к выкрашиванию материалов (питтинг).

Условие существования высшей кинематической пары (КП). Для того чтобы не было отрыва или внедрения поверхностей звеньев, образующих высшую КП, необходимо, чтобы проекции линейных скоростей взаимодействующих тел на общую нормаль, проведённую в точке контакта тел, были равны (рис. 3.8).

Кинематика высшей КП. Для определения мгновенного центра скоростей (МЦС) тела 1 и тела 2 в относительном движении применим метод обращения движения, в соответствии с которым мысленно сообщим каждому из звеньев, включая стойку, дополнительное движение с угловой скоростью $(-\omega_1)$ относительно центра O_1 (рис. 3.9).

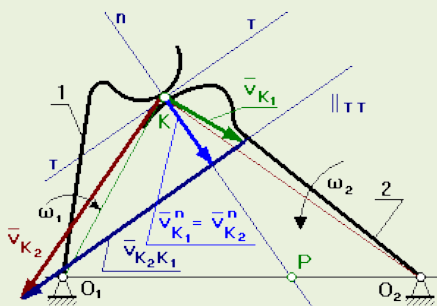


Рисунок 3.8 — Условие существования высшей кинематической пары

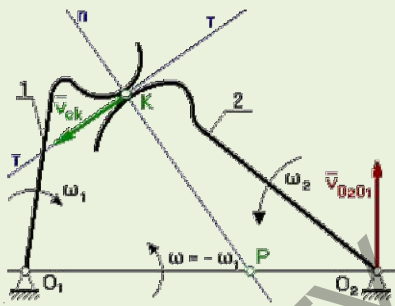


Рисунок 3.9 — Определение мгновенного центра скоростей

$$\bar{V}_{K_2} = \bar{V}_{K_1} + \bar{V}_{K_2 K_1},$$

$$\bar{V}_{K_2 K_1} = \bar{V}_{CK}.$$

Тогда в обращённом движении

$$\omega_1^* = \omega_1 + (-\omega_1) = 0,$$

$$\omega_2^* = \omega_2 + (-\omega_1) = \omega_2 - \omega_1,$$

$$V_{CK} = l_{KP} \cdot \omega_2^* = l_{KP} \cdot (\omega_2 - \omega_1).$$

Для нахождения МЦС к относительным линейным скоростям $V_{O_2 O_1}$ и V_{CK} восстанавливают перпендикуляры, на пересечении которых получают точку P . — МЦС в относительном движении. Точка P . — полюс зацепления.

Если зацепляющиеся тела имеют наружные зубья, то полюс P . расположен между осями O_1 и O_2 .

Если хотя бы одно из колёс имеет внутренние зубья, то полюс P расположен за линией $O_1 O_2$.

Сопряжённые поверхности — поверхности, которые постоянно или с определённой периодичностью входят в зацепление друг с другом.

По отношению к начальным окружностям сопряжённые поверхности могут занимать различные положения. Правильным положением является то, которое удовлетворяет основной теореме зацепления, теореме о мгновенном передаточном отношении, которое формулируется:

Общая нормаль, проведённая в точке контакта сопряжённых поверхностей, проходит через линию центров $O_1 O_2$ и делит эту линию на части, обратно пропорциональные отношению угловых скоростей.

Передаточное отношение (см. рис. 3.9)

$$u_{12} = -\frac{\omega_1}{\omega_2} = -\frac{O_2P}{O_1P}.$$

Сопряжённые профили должны удовлетворять следующим требованиям:

- 1) быть простыми в изготовлении (технологичными);
- 2) иметь высокий КПД.

Таким требованиям удовлетворяют эвольвентные профили.

3.2.2 Эвольвента и её свойства

Эвольвента образуется путём перекатывания производящей прямой K_yN_y без скольжения по основной окружности радиуса r_b (рис. 3.10).

Радиус произвольной окружности — r_y , $ON_y \parallel \tau\tau$. Из треугольника ON_yK_y следует, что

$$r_y = \frac{r_b}{\cos \alpha_y}. \quad (3.1)$$

Так как K_yN_y перекачивается без скольжения по основной окружности, то

$$L_{\overline{K_bN_y}} = \overline{K_yN_y},$$

$$r_b = (\theta_y + \alpha_y) = r_b \operatorname{tg} \alpha_y,$$

$$\theta_y = \operatorname{tg} \alpha_y - \alpha_y, \quad (3.2)$$

$$\theta_y = \operatorname{inv} \alpha_y,$$

где θ_y — инволюта.

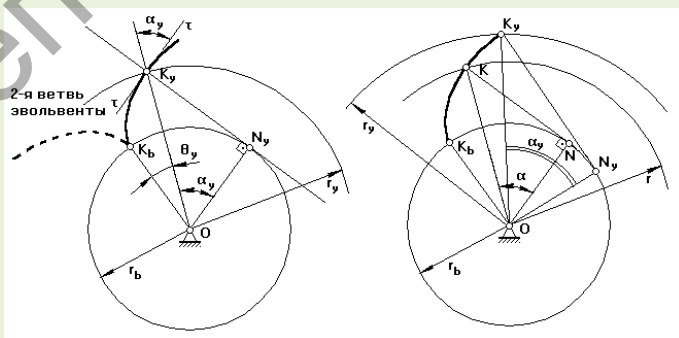


Рисунок 3.10 — Образование эвольвенты

Уравнения (3.1) и (3.2) являются уравнениями эвольвенты в параметрической форме, где α_y — угол профиля эвольвенты для точки K_y , лежащей на произвольной окружности; α — угол профиля эвольвенты для точки K , лежащей на делительной окружности радиуса r .

Угол профиля эвольвенты для точки K_b , лежащей на основной окружности, равен нулю: $\alpha_b = 0$.

Свойства эвольвенты:

1. Форма эвольвенты зависит от радиуса основной окружности. При стремлении $r_b \rightarrow \infty$, эвольвента превращается в прямую линию (пример рейки).

2. Производящая прямая $K_y N_y$ является нормалью к эвольвенте в данной точке.

3. Эвольвента начинается от основной окружности. Внутри основной окружности точек эвольвенты нет.

Элементы эвольвентного зубчатого колеса. Делительной окружностью называется окружность стандартных шага p , модуля m и угла профиля α (рис. 3.11).

Шаг — расстояние между одноименными точками двух соседних профилей зубьев, измеренные по дуге соответствующей окружности.

Модулем называется часть диаметра делительной окружности, приходящаяся на один зуб.

Модуль m , [мм] — стандартная величина [32] и определяется по справочникам, исходя из трёх рядов:

1 ряд — наиболее предпочтительный;

2 ряд — средней предпочтительности;

3 ряд — наименее предпочтительный.

Модуль характеризует высоту зуба.

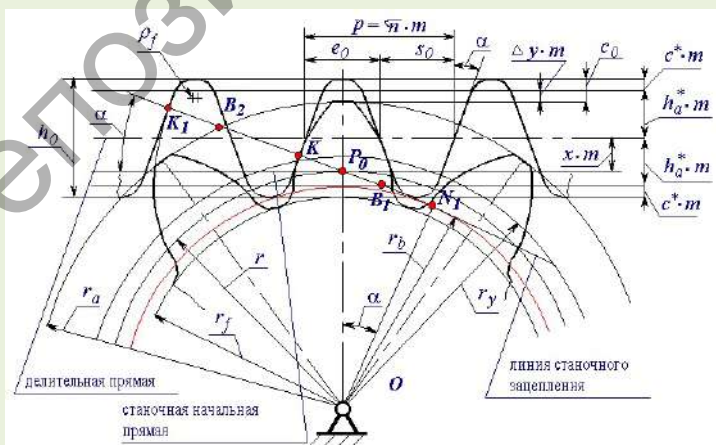


Рисунок 3.11 — Исходный производящий контур

Угол профиля — угол между касательной к эвольвенте в данной точке и радиус-вектором данной точки.

Угол профиля для точки, лежащей на делительной окружности, является величиной стандартной и равной 20° .

Основные расчётные зависимости для определения параметров эвольвентного зубчатого колеса.

Из формулы (3.1) следует, что радиус делительной окружности:

$$r = \frac{r_b}{\cos \alpha}, \quad r_b = r \cdot \cos \alpha.$$

Расчётный модуль определяется по [33]

$$m = \frac{p}{\pi}, \quad p = \pi \cdot m,$$

где p — шаг по делительной окружности.

$$2\pi \cdot r = p \cdot z,$$

$$r = \frac{p \cdot z}{2\pi} = \frac{m \cdot z}{2},$$

$$2\pi \cdot r_y = p_y \cdot z,$$

$$\frac{r}{r_y} = \frac{p}{p_y} \rightarrow p_y = p \frac{r}{r_y} = p \frac{r_b \cdot \cos \alpha}{r_b \cdot \cos \alpha_y} = p \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_y}.$$

Шаг для окружности произвольного радиуса

$$p_y = p \frac{\cos 20^\circ}{\cos \alpha_y}.$$

По основной окружности

$$\alpha_y = 0 \rightarrow p_b = p \cdot \cos 20^\circ.$$

Виды зубчатых колёс. В зависимости от знака коэффициента Δ различают виды зубчатых колёс:

1. $\Delta = 0, s = e = p/2$ — **нулевое** зубчатое колесо;

2. $\Delta > 0, s > e$ — **положительное** зубчатое колесо;

3. $\Delta < 0, s < e$ — **отрицательное** зубчатое колесо.

$$p = s + e,$$

$$s = \frac{p}{2} + \Delta m,$$

где Δ — коэффициент изменения толщины зуба;

s — толщина зуба;

e — ширина впадины.

Эвольвентную зубчатую передачу составляют, как минимум, из 2-х зубчатых колёс, при этом в рассмотрение вводятся две начальные окружности радиусами r_{w1} и r_{w2} (рис. 3.12).

Меньшее зубчатое колесо в обычной понижающей зубчатой передаче называется **шестерня**.

Вместо производящей прямой здесь вводится в рассмотрение линия зацепления N_1N_2 , которая одновременно касается 2-х основных окружностей r_{b1} и r_{b2} (см. рис. 3.12).

Линия зацепления является геометрическим местом точек контакта сопряжённых эвольвентных профилей. В точке B_1 пара эвольвент, которые в данный момент времени контактируют в точке K , входят в зацепление. В точке B_2 эта же пара эвольвент из зацепления выходят.

На линии зацепления N_1N_2 все взаимодействующие эвольвенты при зацеплении касаются друг друга. Вне участка N_1N_2 эвольвенты пересекаются, и если такое случится, то произойдёт заклинивание зубчатого колеса.

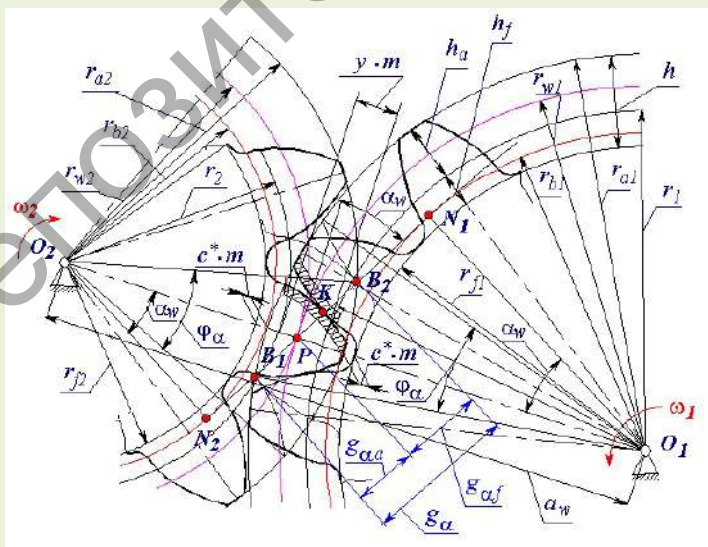


Рисунок 3.12 — Схема зацепления эвольвентной зубчатой передачи

Угол $\angle N_1 O_1 P = \angle N_2 J_2 P = \alpha_W$ — угол зацепления. Для передачи, составленной из нулевых зубчатых колёс $\alpha_W = 20^\circ$. Для передачи, составленной из положительных зубчатых колёс $\alpha_W > 20^\circ$. Для передачи, составленной из отрицательных зубчатых колёс $\alpha_W < 20^\circ$.

$c = c^* m$ — **радиальный зазор**, величина стандартная, необходим для нормального обеспечения смазки.

c^* — **коэффициент радиального зазора**, по ГОСТ $c^* = 0,25$.

Между делительными окружностями ($y \cdot m$) — это **воспринимаемое смещение**.

y — **коэффициент воспринимаемого смещения**, он имеет знак, и в зависимости от знака различают:

1. $y = 0 \rightarrow y \cdot m = 0$ — **нулевая** зубчатая передача (рис. 3.13);
2. $y > 0 \rightarrow y \cdot m > 0$ — **положительная** зубчатая передача (рис. 3.14);
3. $y < 0 \rightarrow y \cdot m < 0$ — **отрицательная** зубчатая передача (рис. 3.15).

Свойства эвольвентного зацепления:

1. Эвольвентное зацепление малочувствительно к погрешностям изготовления, т. е. при отклонении межосевого расстояния от номинала передаточное отношение зубчатой передачи не изменится.

2. Линия зацепления $N_1 N_2$ является общей нормалью к сопряжённым эвольвентным профилям.

3. Контакт эвольвент осуществляется только на линии зацепления.

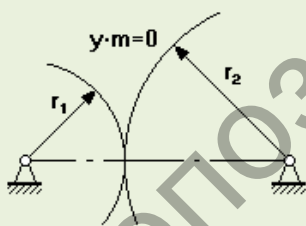


Рисунок 3.13 — Нулевая зубчатая передача

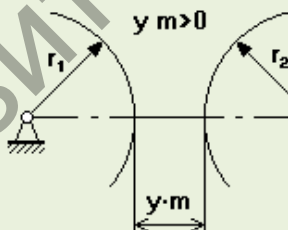


Рисунок 3.14 — Положительная зубчатая передача

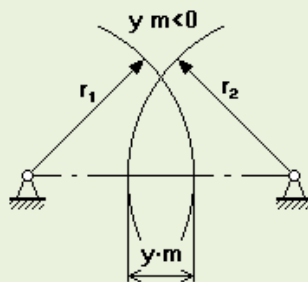


Рисунок 3.15 — Отрицательная зубчатая передача

3.2.3 Основные расчётные зависимости для определения основных параметров эвольвентных зубчатых передач

1. Определение угла зацепления (см. рис. 3.12)

$$\operatorname{inv} \alpha_w = \operatorname{inv} \alpha + \frac{\Delta_1 + \Delta_2}{z_1 + z_2},$$

где Δ_1, Δ_2 — изменение толщины зуба;

z_1, z_2 — число зубьев.

2. Определение межосевого расстояния зубчатых передач.

$$a_w = r_{w1} + r_{w2} = \frac{r_{b1}}{\cos \alpha_w} + \frac{r_{b2}}{\cos \alpha_w} = \frac{m \cdot z_1 \cdot \cos \alpha}{2 \cdot \cos \alpha_w} + \frac{m \cdot z_2 \cdot \cos \alpha}{2 \cdot \cos \alpha_w} = \frac{m \cdot z_\Sigma \cdot \cos \alpha}{2 \cdot \cos \alpha_w}, \quad (3.3)$$

$$z_\Sigma = z_1 + z_2.$$

3. Определение коэффициента воспринимаемого смещения y .

$$a_w = r_1 + r_2 + y \cdot m,$$

подставив формулу (3.3)

$$\frac{m \cdot z_\Sigma \cdot \cos \alpha}{2 \cdot \cos \alpha_w} = \frac{m \cdot z_1}{2} + \frac{m \cdot z_2}{2} + y \cdot m,$$

$$y = \frac{z_\Sigma}{2} \cdot \left(\frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w} - 1 \right).$$

3.2.4 Качественные показатели зацепления

К качественным показателям зацепления относятся:

1. Коэффициент перекрытия ϵ_α .

Характеризует плавность работы зубчатой передачи и показывает, какое число зубьев одновременно участвуют в перекрытии зацепления (насколько одна пара зубьев перекрывает работу другой).

Теоретически ϵ_α может равен 1, и это означает, что как только одна пара зубьев вышла из зацепления, следующая пара сразу же вошла в зацепление.

Если $\epsilon_\alpha < 1$, то предыдущая пара зубьев из зацепления вышла, а следующая пара в зацепление не вошла. Такая передача работает с ударами, и её применение недопустимо. Поэтому конструкторы при проектировании передачи считают минимально допустимым ϵ_α равным 1,05.

Как правило, эвольвентная зубчатая передача с прямозубыми колёсами имеет коэффициент перекрытия $\varepsilon_\alpha = 1,1 - 1,5$. Для косозубых колёс за счёт осевого перекрытия зубьев $\varepsilon_\beta = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\gamma$, $\varepsilon_\gamma \approx 1 \rightarrow \varepsilon_\beta = 2,1 - 2,5$.

Зубчатая передача с косозубыми колёсами работает более плавно.

2. Коэффициент удельного давления ϑ .

Характеризует прочностные характеристики передачи с точки зрения контактных напряжений в высшей КП.

3. Коэффициент удельного скольжения γ .

Характеризует износостойкость зубчатой передачи в высшей КП.

3.2.5 Способы изготовления зубчатых колёс

Существуют два основных способа изготовления зубчатых колёс:

1) копирование: профиль зуба инструмента (протяжка) переносится, и он оставляет след. Способ очень неточный, малопроизводительный и требует наличие инструмента в большом ассортименте, различаемых по модулю и количеству зубьев. Применяется в мелко серийном производстве.

2) огибание: инструменту и заготовке сообщают такое относительное движение, при котором огибающая к положению режущей кромке инструмента очерчивает эвольвенту. Инструмент может быть различным: рейки (гребенки), долбяки и фрезы.

Понятие о производящем исходном контуре реечного инструмента. Производящий исходный контур — проекция режущей грани инструмента на плоскость, перпендикулярную оси вращения заготовки.

Рейка — зубчатое колесо с теоретически бесконечно большим количеством зубьев. Как правило, их бывает 8.

Из описания способов изготовления зубчатых колёс ясно, что размеры зуба полностью зависят от профиля инструмента. По [34] профиль инструмента стандартизован путём задания так называемого «исходного контура». На рисунке 3.16 представлен теоретический исходный контур. Он выполнен в виде рейки с трапециевидными зубьями.

Размеры рейки выражаются через один основной параметр, называемый модулем. Модуль m имеет размерность мм и выбирается из ряда рациональных чисел от 0,05 до 100.

Шаг рейки p — расстояние между одноименными точками двух соседних зубьев. Шаг складывается из толщины зуба s и ширины впадины e . Та единственная прямая, на которой толщина зуба равна ширине впадины, называется делительной прямой рейки, остальные прямые называются начальными. Шаг зубьев рейки $p = \pi \cdot m \cdot s = e = \pi \cdot m/2$.

Делительная прямая делит зуб на головку и ножку. Высота головки — $h_a = 1,25m$, высота ножки — $h_f = m$, высота всего зуба — $h = 2,25m$. Головка закруглена радиусом $\rho = 0,38m$.

Инструмент изготавливается по производящему исходному контуру, отличающемуся от теоретического исходного контура тем, что впадина сделана глубже на $0,25m$ и закруглена так же как головка. Это сделано для того, чтобы впадина инструмента не касалась заготовки. Следовательно, впадина не участвует в нарезании зуба. Зуб нарезают прямолинейные боковые кромки и скругленная вершина зуба. Рейку можно рассматривать как зубчатое колесо бесконечно большого радиуса. В этом случае эвольвента превращается в прямую линию.

Все параметры по делительной прямой и по прямым, параллельным делительной прямой, стандартизированы.

Станочное зацепление. Станочное зацепление — зацепление заготовки и инструмента.

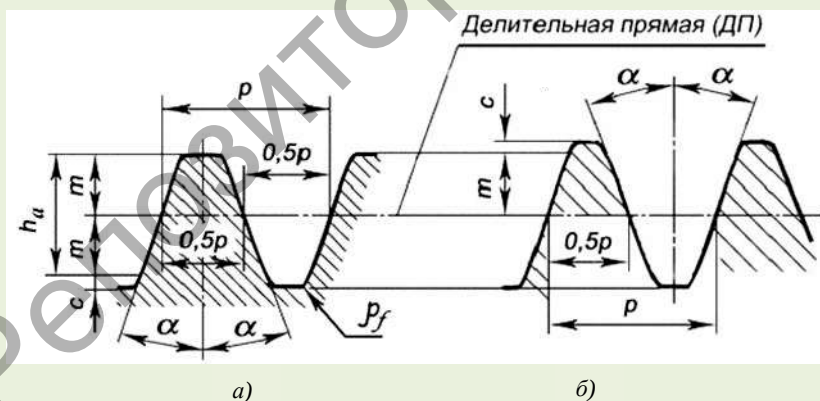
Параметры, относящиеся к инструменту, имеют индекс « 0 »:

e_0 — ширина впадины инструмента по делительной прямой,

s_0 — толщина зуба инструмента по делительной прямой.

У инструмента всегда $e_0 = s_0$, $r_{W0} = r$.

В станочном зацеплении начальная окружность всегда совпадает с делительной окружностью, так как необходимо перенести с инструмента стандартные параметры: шаг p , модуль m и угол профиля α . Эти стандартные параметры имеют место на делительной окружности или на прямой, параллельной делительной прямой.



a — исходный контур нормальных цилиндрических зубчатых колёс эвольвентного зацепления и конических колёс с прямыми и тангенциальными зубьями;
 b — исходный контур инструментальной рейки

Рисунок 3.16 — Иллюстрация исходного контура зубчатых колёс и соответствующего исходного контура инструментальной рейки

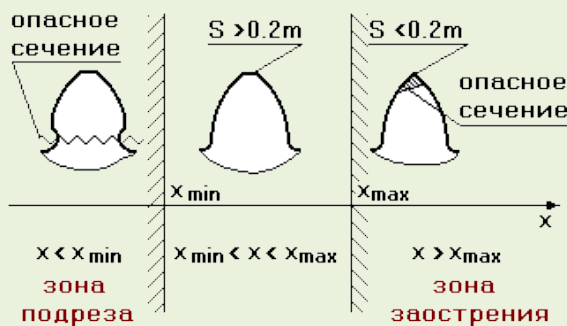


Рисунок 3.17 — Диапазон перемещения инструмента

По отношению к делительной окружности заготовки, делительная прямая может занимать следующие положения:

1. Инструмент отодвигается от центра заготовки и между делительной окружностью заготовки и делительной прямой инструмента имеет место смещение ($x \cdot m$), где x — коэффициент смещения инструмента, который имеет знак.

В рассматриваемом случае $x > 0$, $xm > 0$ — нарезается **положительное зубчатое колесо** (рис. 3.17).

Прямая инструмента, касательная к делительной окружности заготовки — **станочно-начальная прямая**.

2. Делительная прямая инструмента является станочно-начальной прямой, т. е. касается делительной окружности; $x = 0$, $xm = 0$ — **нулевое зубчатое колесо**.

3. При смещении инструмента к центру заготовки, между делительной прямой и делительной окружностью смещение $x < 0$, $xm < 0$ — **отрицательное зубчатое колесо**.

Коэффициент изменения толщины зуба Δ :

$$\Delta = 2 \cdot x \cdot \operatorname{tg} \alpha.$$

$$x_{\min} = \frac{h_a^* \cdot (z_{\min} - z)}{z_{\min}},$$

где $x_{\min}$ — минимальный коэффициент смещения инструмента, при котором наступает подрез зуба;

$z_{\min}$ — минимальное количество зубьев нулевого зубчатого колеса, которое можно нарезать без подреза.

Если B_1 выйдет за N , то будет подрез (B_1 — точка пересечения граничной прямой рейки с линией зацепления, а N — точка касания линии зацепления с основной окружностью).

$$z_{\min} = \frac{2 \cdot h_a^*}{\sin^2 \alpha},$$

где $\alpha = 20^\circ$, $h_a^* = 1$, получаем

$$z_{\min} = \frac{2 \cdot 1}{\sin^2 20^\circ} = 17,01.$$

Так как z должно быть целым, при $z_{\min} = 18$ гарантировано, что подреза не будет.

Основные расчётные зависимости для определения параметров зубчатого колеса, исходя из схемы станочного зацепления.

1. Радиус окружности вершин r_a .

$$r_a = r + xm + h_a^* - \Delta_{\text{ум}},$$

где $\Delta_{\text{ум}}$ — **уравнительное смещение инструмента** (расстояние между граничной прямой инструмента и окружностью вершин заготовки), $\Delta_{\text{у}}$ вводится в расчёт для того, чтобы при создании зубчатой передачи с колёсами z_1 и z_2 было бы обеспечено зацепление этих колёс без бокового зазора при стандартном радиальном зазоре.

2. Радиус окружности впадин r_f .

$$r_f = r - h_a^* - c^*m + xm.$$

3. Определение высоты зуба h .

$$h = r_a - r_f = 2h_a^*m + c^*m - \Delta_{\text{ум}}.$$

4. Определение коэффициента изменения толщины зуба Δ .

$$\Delta = 2 \cdot x \cdot \operatorname{tg} \alpha.$$

3.2.6 Специальные передаточные (планетарные) механизмы

Планетарным называется механизм, имеющий в своём составе хотя бы одно звено с подвижной геометрической осью в пространстве.

Звено, имеющее подвижную геометрическую ось в пространстве, называется **сателлит**.

Звено, на которое устанавливают ось сателлитов, называется **водило** (H).

Зубчатые колёса, имеющие неподвижную геометрическую ось в пространстве, называются **центральными**.

Центральное колесо, имеющее внешние зубья, называется **солнечное колесо**.

Центральное колесо, имеющее внутренние зубья, называется **коронная шестерня** (опорное колесо).

Достоинства планетарных передач:

1) имеют малые габариты и вес из-за того, что поток мощности, подводимый к центральному колесу, распределяется по k сателлитам (k — количество сателлитов). Затем поток мощности собирается на выходном звене. На одной планетарной передаче можно поставить до 24 сателлитов.

2) очень высокий КПД, в среднем 0,99.

Недостатки: если число сателлитов неравно 3, то необходим специальный механизм, который бы выравнивал нагрузку между сателлитами. Этот механизм утяжеляет и удорожает конструкцию.

Сравнительный анализ передачи с неподвижными осями планетарной передачи. На первое колесо подаётся крутящий момент, а со второго снимают.

Для передачи (рис. 3.18, *а*) передаточное отношение определяем

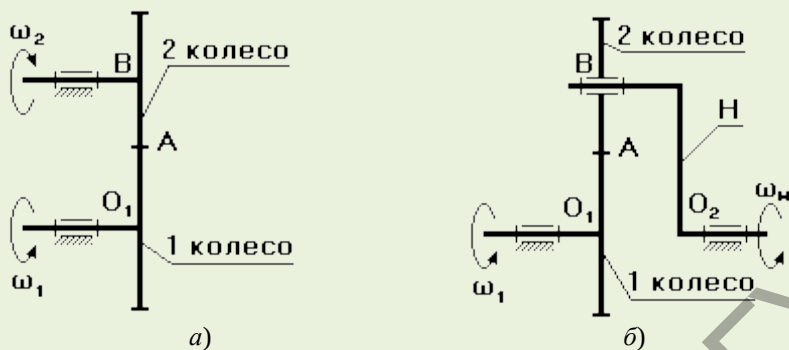
$$u_{1-2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = -\frac{z_2}{z_1}$$

Для передачи (рис. 3.18, *б*) передаточное отношение определяем

$$u_{1-H} = \frac{\omega_1}{\omega_H} = -\frac{z_2}{z_1}$$

Через число зубьев u_{1-H} записать нельзя, так как ось B — подвижная ось.

Чтобы записать передаточное отношение через число зубьев, применим метод обращения движения: мысленно сообщим всем звеньям механизма, включая стойку, дополнительное движение с угловой скоростью $-\omega_H$. Получим обращённый планетарный механизм с неподвижными осями зубчатых колёс.



а — ось В неподвижна; б — ось В подвижна

Рисунок 3.18 — Передатки с неподвижными осями колёс

В обращённом движении звенья этого механизма будут иметь следующие угловые скорости:

$$\omega_1^* = \omega_1 - \omega_H;$$

$$\omega_2^* = \omega_2 + (-\omega_H) = \omega_2 - \omega_H;$$

$$\omega_H^* = \omega_H - \omega_H = 0.$$

В результате формула передаточного отношения (формула Виллиса) следующая:

$$\omega_{1-2}^{(H)} = \frac{\omega_1^*}{\omega_2^*} = \frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_2 - \omega_H}.$$

3.2.7 Определение передаточного отношения планетарных механизмов

Планетарный однорядный механизм (механизм Джеймса). КПД в одном ряду — 0,99. Диапазон передаточного отношения данного механизма $\omega_{1-H}^{(3)} = 2,5 \div 8$.

Передаточное отношение можно определить:

- 1) графическим способом по чертежу;
- 2) аналитическим способом, используя формулу Виллиса.

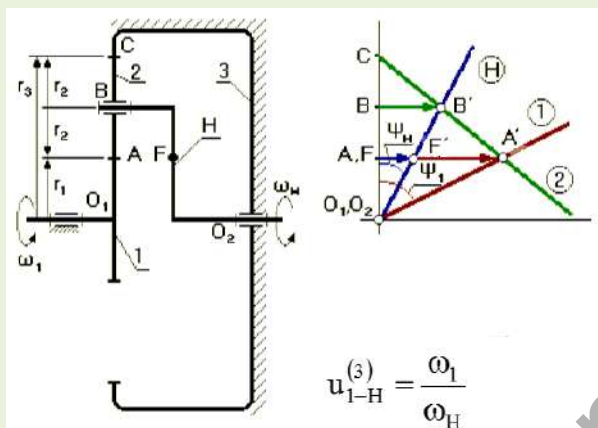


Рисунок 3.19 — Планетарный однорядный механизм

Графический способ определения передаточного отношения (рис. 3.19).

Выберем на водиле H точку F которая расположена на том же расстоянии от оси O_2 , что и точка A . Оси O_1 и O_2 расположены на одном уровне.

Для данной схемы входное звено — звено 1 (солнечное колесо), выходным является водило H .

Зададимся отрезком AA' , который изображает линейную скорость колеса 1 в точке A . Так как колесо 1 вращается вокруг O_1 , то закон распределения линейной скорости по первому звену изображается прямой линией O_1A' . Сателлит 2 в точке A имеет такую же линейную скорость, что и колесо 1. В точке C сателлит 2 имеет МЦС в абсолютном движении, так как идёт контакт с неподвижным колесом 3. Закон распределения линейной скорости по второму колесу изображается прямой линией CA' . В точке B сателлит имеет линейную скорость, которая изображается отрезком BB' , однако точке B является также и осью водила H , которое вращается вокруг O_2 . Следовательно, закон распределения линейной скорости по водилу изобразится прямой линией O_2B' . Для точки F водила линейная скорость изображается отрезком FF' .

От вертикали до линии распределения скоростей по водилу измеряем угол ψ_H , а от вертикали до линии распределения скоростей по колесу 1 измеряем угол ψ_1 . Так как углы ψ_1 и ψ_H отложены от вертикали в одном направлении, то это показывает, что входное звено 1 и выходное звено вращаются в одном направлении.

$$\omega_1 = \frac{V_A}{O_1A}; \quad \omega_2 = \frac{V_F}{O_2F};$$

$$\omega_{1-H}^{(3)} = \frac{V_A/O_1P}{V_F/O_2F} = \frac{AA'/O_1P}{FF'/O_2F} = \frac{\operatorname{tg} \psi_1}{\operatorname{tg} \psi_H} = \frac{AA'}{FF'}$$

Аналитический способ определения передаточного отношения. Применим метод обращения движения, обратив планетарный механизм в непланетарный.

$$u_{1-3}^{(H)} = u_{1-2}^{(H)} \cdot u_{2-3}^{(H)} = \frac{\omega_1^*}{\omega_2^*} \cdot \frac{\omega_2^*}{\omega_3^*} = \frac{\omega_1^*}{\omega_3^*};$$

$$\omega_1^* = \omega_1 - \omega_H;$$

$$\omega_3^* = \omega_3 - \omega_H = -\omega_H;$$

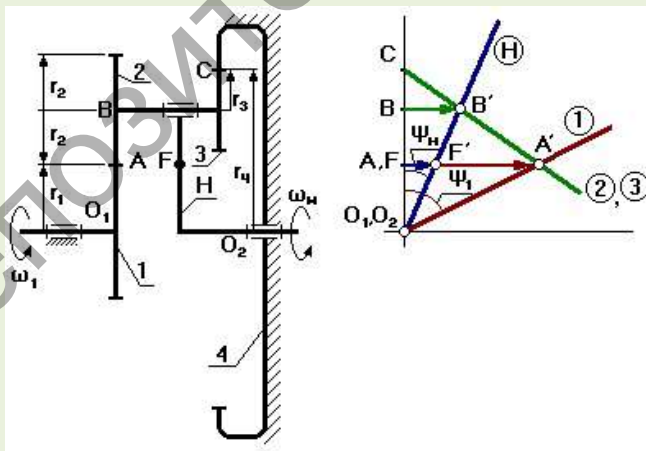
$$u_{1-3}^{(H)} = \frac{\omega_1 - \omega_H}{-\omega_H} = 1 - \frac{\omega_1}{\omega_H} = 1 - u_{1-H}^{(3)},$$

$$u_{1-H}^{(3)} = 1 - u_{1-3}^{(H)},$$

$$u_{1-H}^{(3)} = 1 - \left[\left(-\frac{z_2}{z_1} \right) \cdot \left(\frac{z_3}{z_2} \right) \right] = 1 \oplus \frac{z_3}{z_1},$$

где $\oplus$ — показывает, что механизм плюсовой.

Планетарный механизм со смешанным зацеплением (с одним внешним и одним внутренним зацеплением) (рис. 3.20). КПД механизма — 0,99. Диапазон передаточного отношения данного механизма $u_{1-H}^{(4)} = 10 \div 24$. Входное звено — первое звено, а выходное — водило.



1 — солнечное колесо; 2, 3 — блок сателлитов;
4 — коронная шестерня; H — водило.

Рисунок 3.20 — Планетарный механизм со смешанным зацеплением
(с одним внешним и одним внутренним зацеплением)

Выберем на выходном звене (на водиле) точку F так, чтобы $O_1A=O_2F$ (O_1 и O_2 соосны).

Графический способ определения передаточного отношения.

$$u_{1-H}^{(4)} = \frac{\omega_1}{\omega_H} = \frac{V_A/O_1A}{V_H/O_2F} = \frac{AA'/O_1A}{FF'/O_2F}.$$

$$u_{1-H}^{(4)} = \frac{\operatorname{tg} \psi_1}{\operatorname{tg} \psi_H} = \frac{AA'}{FF'}.$$

Отрезок AA' принимаем произвольно.

Аналитический способ определения передаточного отношения.

Обратим мысленно планетарный механизм в механизм с неподвижным водилом, для того чтобы использовать формулы для механизма с неподвижными осями зубчатых колес (применим метод обращения движения).

В обращённом движении каждое из звеньев будет иметь:

- 1 звено: $\omega_1^* = \omega_1 + (-\omega_H)$;
- 2 звено: $\omega_2^* = \omega_3^* = \omega_2 + (-\omega_H)$;
- 3 звено: $\omega_3^* = \omega_2^* = \omega_3 + (-\omega_H)$;
- 4 звено: $\omega_4^* = \omega_4 + (-\omega_H) = -\omega_H$;
- 5 звено: $\omega_H^* = \omega_H + (-\omega_H) = 0$.

$$u_{1-4}^{(H)} = u_{1-2}^{(H)} \cdot u_{3-4}^{(H)}, \quad (3.4)$$

$$u_{1-H}^{(4)} = \frac{\omega_1^*}{\omega_2^*} \cdot \frac{\omega_3^*}{\omega_4^*} = \frac{\omega_1 - \omega_H}{-\omega_H} = 1 - \frac{\omega_1}{\omega_H} = 1 - u_{1-H}^{(4)};$$

если формулу (3.2.4) переписать через количество зубьев, то

$$u_{1-H}^{(4)} = \left(-\frac{z_2}{z_1}\right) \cdot \left(\frac{z_4}{z_3}\right),$$

$$u_{1-H}^{(4)} = 1 \oplus \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_4}{z_3},$$

где $\oplus$ — показывает, что механизм плюсовой.

Механизм с двумя внутренними зацеплениями. КПД механизма — 0,99.

Диапазон передаточного отношения данного механизма $u_{H-1}^{(4)} = 20 \div 50$.
Входное звено — водило, а выходное — первое звено (рис. 3.21).

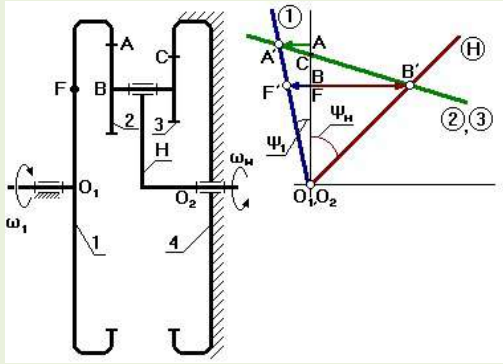


Рисунок 3.21 — Механизм с двумя внутренними зацеплениями

$$u_{1-H}^{(4)} = 1/u_{H-1}^{(4)}.$$

Графический способ. Выберем точку F на входном звене так, чтобы $O_1F = O_2B$.

Точка C для данной схемы может располагаться как выше, так и ниже точки A . В зависимости от положения точки C план скоростей будет разным.

ψ_1 и ψ_H — направлены в разные стороны от вертикали. Следовательно, водило и колесо 1 вращаются в разные стороны.

$$u_{H-1}^{(4)} = \frac{\omega_H}{\omega_1} = \frac{V_B/O_2B}{V_F/O_1F} = \frac{BB'/O_2B}{FF'/O_1F}.$$

$$u_{H-1}^{(4)} = \frac{\operatorname{tg} \psi_H}{\operatorname{tg} \psi_1} = \frac{BB'}{FF'}.$$

Аналитический способ. Применим метод обращения движения.

$$u_{1-H}^{(4)} = 1 - u_{1-4}^{(H)}.$$

Запишем передаточное отношение через число зубьев:

$$u_{1-4}^{(H)} = \left(\frac{z_2}{z_1} \right) \cdot \left(\frac{z_4}{z_3} \right),$$

$$u_{1-H}^{(4)} = 1 \ominus \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_4}{z_3},$$

где $\ominus$ — показывает, что механизм минусовой.

Планетарный механизм с двумя внешними зацеплениями (механизм Давида). Применяется в приборных устройствах, так как $u_{H-1}^{(4)}$ до 10 000; недостаток — низкий КПД.

Графический способ. Выберем на водиле H точку F (рис. 3.22) так, чтобы $O_2F = O_1A$ (валы O_1 и O_2 соосны). Точка C может быть выше или ниже точки A .

FF' — произвольный отрезок (линейная скорость точки F). Для колёс 2 и 3 точка C — МЦС.

$$u_{H-1}^{(4)} = \frac{\omega_H}{\omega_1} = \frac{V_B/O_2B}{V_F/O_1F} = \frac{BB'/O_2B}{FF'/O_1F}.$$

$$u_{H-1}^{(4)} = \frac{\operatorname{tg} \psi_H}{\operatorname{tg} \psi_1} = \frac{BB'}{FF'}.$$

Аналитический способ. Применим метод обращения движения.

$$u_{1-H}^{(4)} = 1 - u_{1-4}^{(H)}.$$

Запишем передаточное отношение через число зубьев:

$$u_{1-4}^{(H)} = \left(-\frac{z_2}{z_1}\right) \cdot \left(-\frac{z_4}{z_3}\right).$$

$$u_{1-H}^{(4)} = 1 \ominus \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_4}{z_3}.$$

Минусовой механизм.

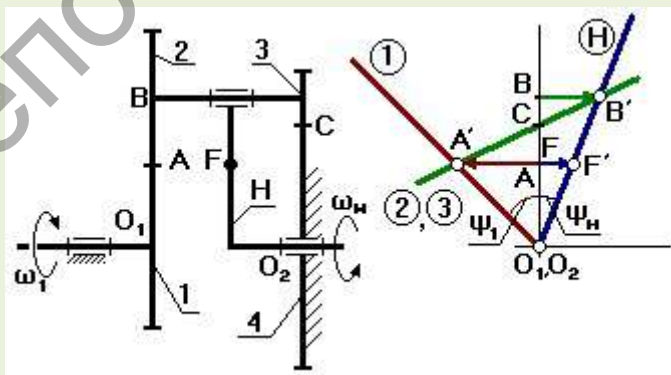


Рисунок 3.22 — Механизм с двумя внешними зацеплениями

3.2.8 Синтез планетарных механизмов

Под синтезом в этом курсе будем понимать подбор (определение) чисел зубьев планетарных механизмов при условии, что зубчатые колёса нулевые, а радиальный габарит механизма минимальный.

Расчёт на прочность не проводим, но он обязательно должен быть проведён при проектировании.

При проектировании конструктор обязан выполнить ряд условий:

1. Отклонение от заданного передаточного отношения не должно превышать 10% (5%).

2. Обеспечить отсутствие подреза у нулевых зубчатых колёс:

– у колёс с внешними зубьями $z_1, z_2, z_3 \geq 18$;

– у колёс с внутренними зубьями $z \geq 85$;

– если колёса не нулевые, то z_{min} до 7 или до 56.

3. Обеспечить отсутствие заклинивания в зацеплении сателлит — коронная шестерня. Заклинивания нет, если $z_{кш} - z_{сат} \geq 8$.

4. Обеспечить выполнение условия соосности входного и выходного звеньев.

5. Необходимо обеспечить выполнение условия соседства (окружности вершин соседних сателлитов не должны касаться друг друга).

6. Обеспечить выполнение условия сборки. Определить условие сборки, исходя из чертежа невозможно, необходимо проверить выполнение этого условия по уравнению.

Проектирование однорядного планетарного механизма. При проектировании однорядного планетарного механизма задаёмся следующими параметрами, $u_{1-H}^{(4)} = 6$, $m=1$ мм, $k=3$ — число сателлитов для определения чисел зубьев зубчатых колёс z_1, z_2, z_3 при минимальном радиальном габарите.

Воспользуемся формулой передаточного отношения планетарного механизма

$$u_{1-H}^{(3)} = 1 + \frac{z_3}{z_1} \rightarrow \frac{z_3}{z_1} = u_{1-H}^{(3)} - 1 = 6 - 1 = 5.$$

Зададимся числом зубьев z_1 так, чтобы выполнялось условие 2, тогда $z_1 = 18, z_3 = 5 \cdot 18 = 90 \geq 85$.

Условие соосности (см. рис. 3.19) записывается в виде

$$O_1B = O_2B;$$

$$r_1 + r_2 = r_3 - r_2.$$

Расписываем радиусы зубчатых колёс

$$\frac{mz_1}{2} + \frac{mz_2}{2} = \frac{mz_3}{2} - \frac{mz_2}{2}.$$

— 20 —

Сокращаем каждое слагаемое на $m/2$, и получаем условие соосности:

$$z_1 + z_2 = z_3 - z_2,$$

откуда

$$z_2 = \frac{z_3 - z_1}{2} = \frac{90 - 18}{2} = 36.$$

Условие соседства. Условие соседства: окружности вершин соседних сателлитов не касаются друг друга

$$B_I B_{II} > 2r_{a2}. \quad (3.5)$$

Рассмотрим треугольник $O_I B_I q$ (рис. 3.23):

$$B_I B_{II} = 2B_I q,$$

$$\frac{B_I q}{O_I B_I} = \sin \frac{180^\circ}{k},$$

$$B_I q = O_I B_I \sin \frac{180^\circ}{k}.$$

$$O_I B_I = r_1 + r_2 = \frac{m}{2}(z_1 + z_2),$$

$$2B_I q = B_I B_{II} = m(z_1 + z_2), \quad (3.6)$$

$$r_{a2} = r_2 + xm + h_a^* m - \Delta ym.$$

Так как колёса нулевые, то $xm = 0$ и $\Delta ym = 0$.

$$r_{a2} = r_2 + h_a^* m,$$

$$r_{a2} = \frac{m}{2}(z_2 + 2h_a^*),$$

$$2r_{a2} = m(z_2 + 2h_a^*), \quad (3.7)$$

Подставим (3.7), (3.6) в (3.5)

$$\sin \frac{180^\circ}{k} > \frac{z_2 + 2h_a^*}{z_1 + z_2}. \quad (3.8)$$

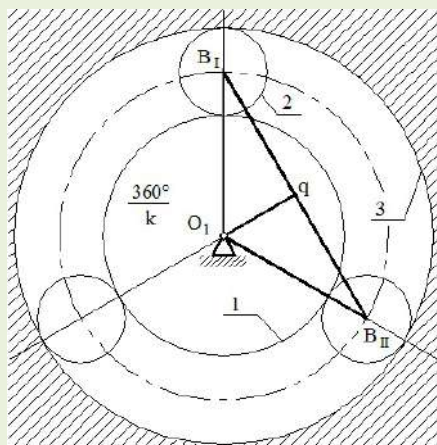


Рисунок 3.23 — Планетарный однорядный механизм

води́ла на угол $(360^\circ/k)$ зубья центральных колёс будут ориентированы относительно оси симметрии точно так же, как и при установке первого сателлита.

Если на указанной дуге не укладывается целое число шагов, то при повороте водила на угол $(360^\circ/k)$ зуб 1-го колеса не встанет на то же место и тогда, чтобы установить следующий сателлит, нужно от позиции B_{II} сделать p дополнительных оборотов водила, чтобы за счёт выборки углового шага правильно ориентировать зубья центральных колёс.

Уравнение соседства справедливо для всех схем, только для рисунков 3.20, 3.21 и 3.22 в знаменателе стоит правая или левая часть условия соосности, а в числителе вместо z_2 ставят число зубьев наибольшего из сателлитов.

Условие сборки. Приняв, что каждый последующий блок сателлитов устанавливается в позиции B_I (рис. 3.24).

Чтобы освободить место, нужно повернуть водило на угол $(360^\circ/k)$.

При установке 1-го сателлита зубья центральных колёс ориентированы относительно оси симметрии.

Если на дуге AB укладывается целое число шагов, то при повороте

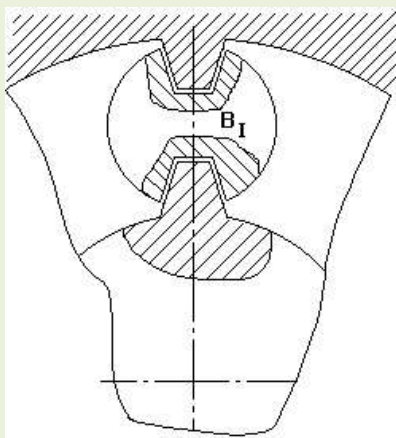
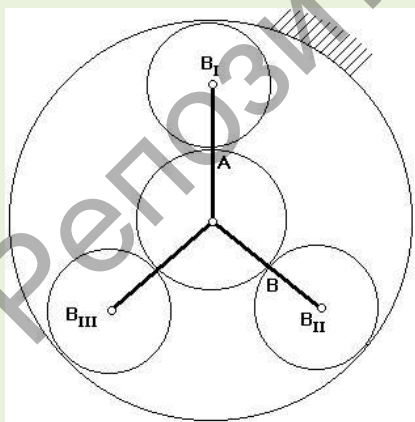


Рисунок 3.24 — Отрицательная зубчатая передача

Уравнение сборки имеет вид:

$$\frac{z_1 u_{1-H}^{(3)}}{k} = (1 + kp) = \gamma,$$

где γ — целое число.

Для нашего случая: $18 \cdot 6 (1 + 3p) / 3 = 36 (1 + 3p)$.

Условие сборки выполняется при $p = 0$.

После подбора чисел зубьев определяют радиусы делительных окружностей колёс:

$$r_1 = \frac{mz_1}{2} = \frac{1 \cdot 18}{2} = 9 \text{ мм},$$

$$r_2 = \frac{mz_2}{2} = \frac{1 \cdot 36}{2} = 18 \text{ мм},$$

$$r_3 = \frac{mz_3}{2} = \frac{1 \cdot 90}{2} = 45 \text{ мм}.$$

По полученным данным строится схема механизма в масштабе и проверяется выполнение передаточного отношения.

Проектирование планетарного механизма со смешанным зацеплением (рис. 3.25). При проектировании планетарного механизма со смешанным зацеплением задаёмся следующими параметрами, $u_{1-H}^{(4)} = 21$, $m=1$ мм, $k=3$ — число сателлитов для определения чисел зубьев зубчатых колёс z_1, z_2, z_3, z_4 при минимальном радиальном габарите.

Воспользуемся формулой передаточного отношения планетарного механизма.

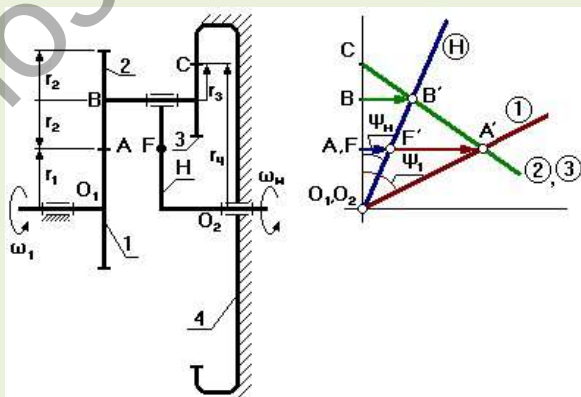


Рисунок 3.25 — Планетарный механизм со смешанным зацеплением

Формула передаточного отношения:

$$u_{1-H}^{(4)} = 1 - u_{1-4}^{(H)} = 1 + \frac{z_2 \cdot z_4}{z_1 \cdot z_3},$$

$$\frac{z_2 \cdot z_4}{z_1 \cdot z_3} = u_{1-H}^{(4)} - 1 = 21 - 1 = 20.$$

Представим число (20/1) в виде произведений сомножителей:

$$\frac{C_2 \cdot C_4}{C_1 \cdot C_3} = \frac{4 \cdot 5}{1 \cdot 1} = \frac{2 \cdot 10}{1 \cdot 1} = \frac{1 \cdot 20}{1 \cdot 1},$$

где $C_1 \sim z_1$;

$C_2 \sim z_2$;

$C_3 \sim z_3$;

$C_4 \sim z_4$; при этом C_1, C_2, C_3, C_4 — взаимно простые числа, т. е. не имеют общих делителей.

Указываются все возможные разложения

1: $C_1 = 4, C_2 = 1, C_3 = 1, C_4 = 5$.

Запишем условие соосности данного редуктора

$$O_1 B = O_2 B;$$

$$r_1 + r_2 = r_4 - r_3.$$

Расписываем радиусы зубчатых колёс

$$\frac{mz_1}{2} + \frac{mz_2}{2} = \frac{mz_4}{2} - \frac{mz_3}{2}.$$

Сокращаем каждое слагаемое на $m/2$, и получаем условие соосности

$$z_1 + z_2 = z_4 - z_3.$$

$$z_1 \left(1 + \frac{z_2}{z_1} \right) = z_4 \left(1 - \frac{z_3}{z_4} \right),$$

$$z_1 \left(1 + \frac{C_2}{C_1} \right) = z_4 \left(1 - \frac{C_3}{C_4} \right).$$

В результате преобразований

$$z_1 = C_1(C_4 - C_3) \cdot q,$$

$$z_4 = C_4(C_1 + C_2) \cdot q,$$

где q — коэффициент пропорциональности — любое число но такое, чтобы z было целым.

$$z_2 \left(1 + \frac{z_1}{z_2}\right) = z_3 \left(\frac{z_4}{z_3} - 1\right),$$

тогда

$$z_2 = C_2(C_4 - C_3) \cdot q;$$

$$z_3 = C_3(C_1 + C_2) \cdot q;$$

$$z_1 = 1(5 - 1) \cdot q = 4q;$$

$$z_2 = 4(5 - 1) \cdot q = 16q;$$

$$z_3 = 1(1 + 4) \cdot q = 5q;$$

$$z_4 = 5(1 + 4) \cdot q = 25q;$$

$$z_1 = 20;$$

$$z_2 = 80;$$

$$z_3 = 25;$$

$$z_4 = 125.$$

Значение q назначается так, чтобы не было подреза, например $q = 5$.

Проверяем выполнение условия соседства:

$$\sin \frac{180^\circ}{k} > \frac{z_2 + 2h_a^*}{z_1 + z_2},$$

$$\sin 60^\circ > \frac{80 + 2 \cdot 1}{20 + 80} = 0,82,$$

$$0,87 > 0,82.$$

Условие соседства выполняется.

Проверяем выполнение условия сборки:

$$\frac{z_1 u_{1-H}^{(3)}}{k} = (1 + kp) = \gamma, \quad (3.9)$$

$$20 \cdot 21 (1 + 3p) / 3 = 140 \text{ при } p=0.$$

Для передач со сдвоенными сателлитами формула (3.9) не является общей. Общей формулой является:

$$\frac{z_1 \cdot z_3 \cdot u_{1-H}^{(4)}}{k \cdot \text{НОД}_{(z_2 z_3)}} = \gamma,$$

$$\frac{20 \cdot 25 \cdot 21}{3 \cdot 5_{(20 \ 25)}} = 700 \text{ — целое.}$$

Условие сборки выполняется.

Если хотя бы одно из условий не выполняется, то необходимо рассмотреть следующий вариант разложения на простые множители.

Если, перебрав все возможные варианты разложения, не удалось подобрать числа зубьев, то допускается изменить заданное передаточное отношение в пределах 10%.

Для других схем числа зубьев подбираются по формулам, представленным в таблице (3.1):

Таблица 3.1 — Подбор чисел зубьев

Значения	2 внутренних зацепления Схема 3	2 внешних зацепления Схема 4
Условие соосности	$z_1 - z_2 = z_4 - z_3$	$z_1 + z_2 = z_4 + z_3$
z_1	$C_1 (C_4 - C_3) q$	$C_1 (C_4 + C_3) q$
z_2	$C_2 (C_4 - C_3) q$	$C_2 (C_4 + C_3) q$
z_3	$C_3 (C_1 - C_2) q$	$C_3 (C_1 + C_2) q$
z_4	$C_4 (C_1 - C_2) q$	$C_4 (C_1 + C_2) q$

Тема 3.3

Синтез механизмов прерывистого движения

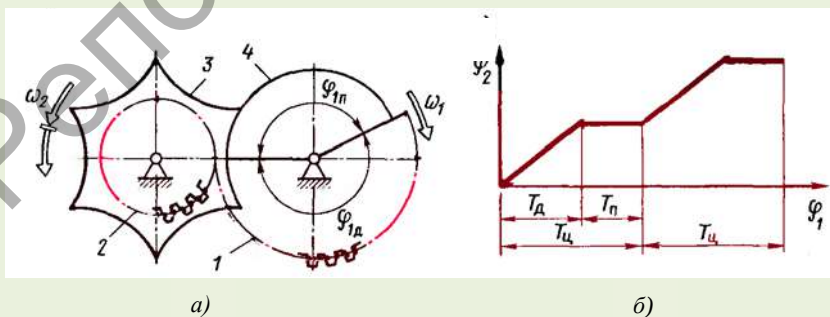
3.3.1. Зубчатые и храповые механизмы.

3.3.2. Мальтийские механизмы.

3.3.1 Зубчатые и храповые механизмы

В машинах автоматического и полуавтоматического действия широко используются механизмы, которые позволяют в пределах рабочего цикла иметь остановки выходного звена заданной продолжительности, при непрерывном действии входного звена. Такие механизмы называют механизмами с остановками или механизмами с прерывистым движением выходного звена. Остановка может быть полной или почти полной (квазиостановка), а её продолжительность как заданной, так и неопределённой. Оценку долей движения и остановки в общем рабочем цикле механизма осуществляется посредством относительных коэффициентов времени движения и времени остановки выходного звена. Для сообщения прерывистого движения выходному звену применяются разные механизмы: храповые, мальтийские, зубчатые с неполными колёсами и др.

На рисунке. 3.26, *а* приведена схема зубчатого механизма прерывистого движения, в котором ведущее звено 1 представляет собой зубчатый сектор с z_1 зубьями, который может входить в зацепление с зубчатым колесом 2, число зубьев которого $z_2 = z_1$. После поворота зубчатого сектора 1 на угол $\varphi_{1д}$ звено 2 останавливается и фиксируется в неподвижном состоянии запирающими дугами: выступом 4 на ведущем звене 1 и вырезом 3 на ведомом звене 2. Состояние остановки соответствует повороту ведущего колеса на угол $\varphi_{1п}$.



а — схема механизма; *б* — график работы

Рисунок 3.26 — Механизм прерывистого движения

Коэффициент k_{π} времени остановки (рис. 3.26, б):

$$k_{\pi} = T_{\pi}/T_{\text{ц}} = \varphi_{1\pi}/(2\pi).$$

Угол $\varphi_{1\text{д}}$ содержит целое число угловых шагов $2\pi/z_1$, которое соответствует целому числу угловых шагов $2\pi/z_2$ на колесе 1. Однако коэффициент перекрытия в зубчатой передаче сектор 2 — колесо 1 обычно > 1 и это может вызвать дополнительный поворот колеса 2 по сравнению с углом 2π , что нарушит условие сопряжения зубьев в начале следующей фазы движения. Для устранения этого явления на стадии проектирования механизма предусматривают обеспечение коэффициента перекрытия последней пары зубьев равным 1. Это наиболее просто достигается уменьшением высоты последнего зуба на сегменте 1 на расчётную величину [35].

Недостатком зубчатых механизмов с неполным числом зубьев является наличие удара в моменты начала зацепления и начала фиксации остановки запирающими дугами. Поэтому они используются в тихоходных машинах при незначительной величине ускоряемых масс. Более широкое применение находят рычажные механизмы в сочетании с муфтами свободного хода или с храповыми колесами.

В муфте свободного хода (рис. 3.27, а) ролики или шарики 4 расположены между элементами 3 и 5. В зависимости от направления относительного поворота звеньев 3 и 5 ролики или шарики 4 могут заклиниваться между поверхностями или проскальзывать. Для удержания роликов или шариков в постоянном контакте с поверхностью звена 3 применяют пружину, натяжения которых можно регулировать винтами (на схеме не показаны). Непрерывное вращение кривошипа 1 преобразуется в одностороннее прерывистое движение звена 5 посредством шатуна 2, коромысла 3 и роликов или шариков 4. Угловая скорость ω_5 звена 5 является переменной.

Храповые механизмы (рис. 3.27, б, в), допускающее движение выходного звена только в одном направлении с остановками, имеют в своём составе ведомое храповое колесо 4 с зубьями, в рабочие поверхности которых упираются элементы рабочей 5 и стопорной 6 собачек (см. рис. 3.27, б). Рабочая собачка 5 шарнирно крепится на коромысле 3 шарнирного четырёхзвенника $ABCD$ с кривошипом 1 и шатуном 2. При постоянном угле качания коромысла 3 число захватываемых собачкой зубьев можно регулировать щитком 7, передвигая его по наружной дуге. Стопорная собачка 6 не допускает поворота храпового колеса 4 под действием сил полезного сопротивления.

В некоторых устройствах входное звено 2 может совершать поступательное движение (см. рис. 3.27, в), а храповое колесо 1 — вращательное движение с остановками. Для надёжного контакта собачек с зубьями храпового колеса используют принудительное замыкание силой упругости пружины (см. рис. 3.27, б).

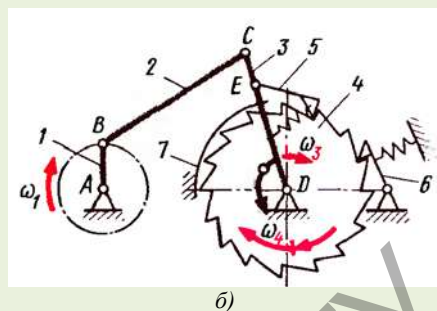


Рисунок 3.27 — Схемы храповых механизмов

Основным размерным параметром храповых колёс является стандартный модуль m [36] по окружности вершин радиуса $r_a = mz$. Высота зуба $h = r_a - r_f$ зависит от формы зуба. Для нормального профиля без поднутрения высота зуба определяется по формуле:

$$h = \frac{mz \sin(\pi/z)}{\sin \gamma} \cos(\gamma - \pi/z).$$

Для нормального профиля с поднутрением высота зуба определяется аналогично:

$$h = \frac{mz \sin(\pi/z)}{\sin \gamma} \cos(\gamma + \alpha - \pi/z) \cos \alpha.$$

Угол впадины γ по нормали станкостроения в зависимости от модуля равен 55 или 60°. Угол головки собачки выполняется меньшим, чем γ

на угол $\psi = 5^\circ$. Остальные размеры l, y_E, x_E, x_{Π} назначаются в зависимости от выбранных значений m и z .

Храповые механизмы редко применяют в быстроходных машинах из-за большого уровня шума при их работе и малой надёжности вращения на их выходе при отсутствии тормозной системы.

Значительно большее распространение по сравнению с храповыми получили мальтийские механизмы из-за более благоприятных кинематических характеристик и надёжного обеспечения заданного времени покоя, связанного с выполнением многократно повторяющихся операций определённой продолжительности.

3.3.2 Мальтийские механизмы

В станках-автоматах, обрабатывающих центрах и автоматических линиях нашли широкое применение устройства, преобразующие непрерывное вращательное движение входного звена в одностороннее прерывистое движение выходного звена, называемое **шаговыми механизмами**. С помощью этих механизмов транспортируются заготовки, происходит смена инструментов и приспособлений на один линейный или угловой шаг, т. е. с одной фиксированной позиции на другую позицию. Среди шаговых механизмов простейшими являются мальтийские механизмы, получившие своё назначение от сходства очертаний выходного звена с эмблемой духовно-рыцарского Мальтийского ордена. Некоторые разновидности мальтийских механизмов приведены на рисунке 3.28: a — с поступательным и $b, в, г$ — вращательным движением выходного звена; b — с внешним и $в$ — внутренним зацеплением; $b, в$ — между параллельными и $г$ — пересекающимися осями.

Выходное звено 2 мальтийского механизма выполняется в виде диска или стола, на котором расположено несколько пазов. Наиболее часто число пазов z равно четырём (см. рис. 3.28, $в$ и 3.29, a) или шести (см. рис. 3.28, $б$). В паз может входить палец B , расположенный на ведущем кривошипе 1, вращающемся относительно оси O_1 . Палец B входит в паз по касательной к окружности радиуса O_1B , совпадающей с направлением оси паза, что необходимо для жёсткого удара. Начальное положение диска с пазами должно быть фиксированным. Для этого применяют различные стопорные устройства. Например, на рисунке 3.29, a стол 2 фиксируется в определённом положении фиксатором 3, движение которого согласовано с вращением входного звена 1 с помощью цилиндрического кулачка 5 и рычага 4. При повороте диска 2 на угол ψ_2 фиксатор 3 не имеет связи с диском 2. После выхода пальца B из паза наступает окончание поворота диска 2 и он надёжно фиксируется в заданном положении фиксатора 3. Для этой же цели можно использовать стопорные устройства, типа запирающих дуг C и D равного радиуса (см. рис.

3.28, б, в). В момент когда центры кривизны поверхностей C и D совпадают и находятся на оси O_1 , запирающие дуги обеспечивают надежное фиксирование выходного звена 2 в неподвижном состоянии. Это состояние сохраняется в период поворота входного звена на угол $\varphi_{1п}$ (см. рис. 3.29, б).

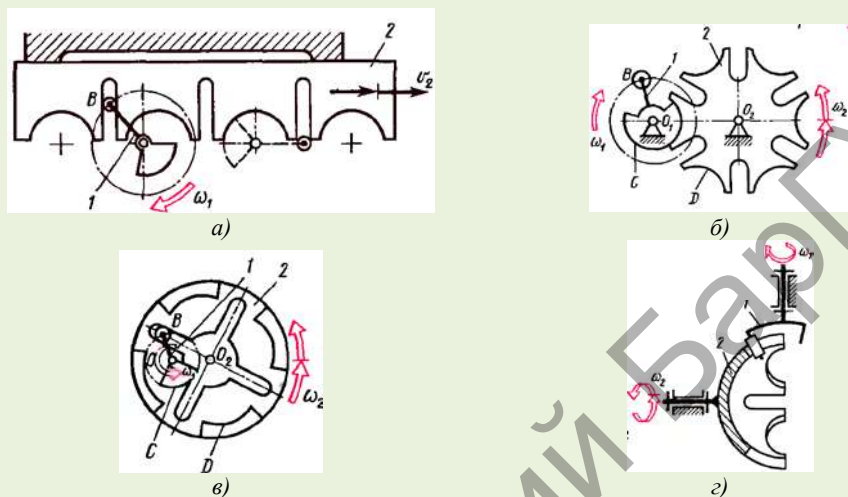


Рисунок 3.28 — Схемы мальтийских механизмов

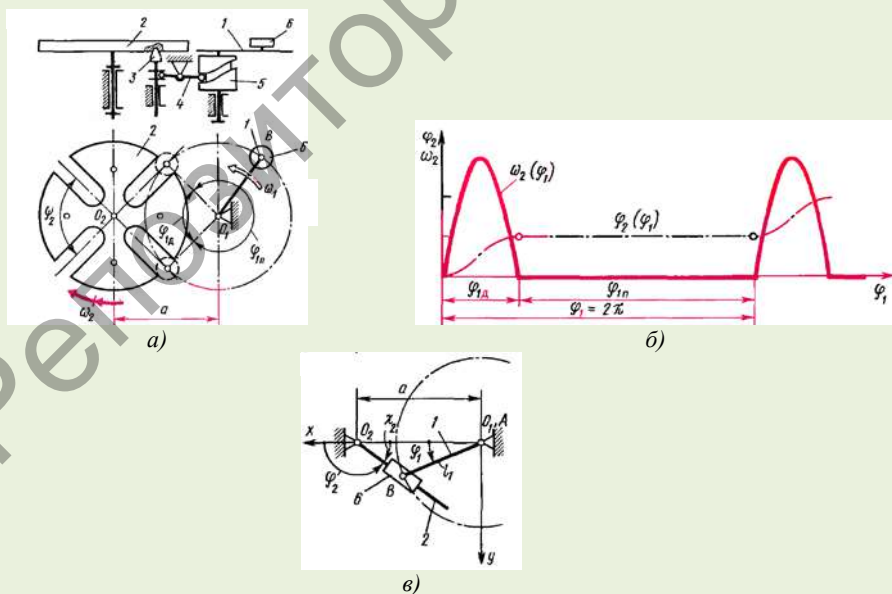


Рисунок 3.29 — Схема мальтийского механизма с четырьмя пазами

Механизм у которых радиальные пазы расположенные на диске равномерно, называют **правильными (или однородными) мальтийскими механизмами**.

Коэффициент времени движения мальтийского механизма определяются по соотношению

$$k_d = \frac{T_d}{T_c} = \frac{\varphi_{1д}}{2\pi} = \frac{\pi - \psi_2}{2\pi} = \frac{\pi - 2\pi/z}{2\pi} = \frac{z - 2}{2z};$$

коэффициент времени остановки

$$k_n = \frac{T_n}{T_c} = \frac{2\pi - \varphi_{1д}}{2\pi} = \frac{\pi + \psi_2}{2\pi} = \frac{\pi + 2\pi/z}{2\pi} = \frac{z + 2}{2z}.$$

Для двухпазового диска ($z = 2$) $k_d = 0$ и $k_n = 1$, т.е. такой механизм является неработоспособным. Поэтому наименьшее число пазов на диске мальтийского механизма равно трём.

Для технологических машин, у которых рабочий процесс или операция производится в период остановки диска, применяют диски с малым числом пазов. Это позволяет снизить потери времени на вспомогательный ход, соответствующий повороту выходного звена. Однако этот критерий является не единственным и в ряде случаев он может оказаться не определяющим окончательный выбор числа пазов. Это связано с динамикой привода, или поворот ведомых звеньев происходит неравномерно. Для определения кинематических передаточных функций мальтийского механизма рассматривают расчётную схему, представленную на рисунке 3.29, в виде заменяющего кулисного механизма: кулиса 2 совпадает с осью паза на диске 2, а ползун 6 заменяет палец, скользящий вдоль паза при вращении входного звена 1 длиной l_1 . Длину межосевого расстояния O_1O_2 обозначают буквой a .

Угол φ_2 поворота кулисы определяют по соотношению

$$\operatorname{tg} \varphi_2 = \frac{l_1 \sin \varphi_1}{a - l_1 \cos \varphi_1} = \frac{\lambda_1 \sin \varphi_1}{a - \lambda_1 \cos \varphi_1} = \frac{\sin \varphi_1}{\lambda_a - \cos \varphi_1}, \quad (3.10)$$

где $\lambda_a = a/l_1$ — относительная длина межосевого расстояния a ; $\lambda_1 = l_1/a$ — относительная длина радиуса входного звена l_1 , отсюда

$$\varphi_2 = \pi - \operatorname{arctg}[\sin \varphi_1 / (\lambda_a - \cos \varphi_1)], \quad (3.11)$$

или

$$\varphi_2 = \pi - \chi,$$

где

$$\chi = \arcsin \left[-\frac{\lambda_1 \sin \varphi_1}{\sqrt{1 - 2\lambda_1 \cos \varphi_1 + \lambda_1^2}} \right].$$

Угловая скорость ω_2 выходного звена мальтийского механизма определяют путём дифференцирования выражения (3.11) по обобщённой координате φ_1 :

$$\omega_2 = \frac{d\varphi_2}{dt} = \omega_1 \frac{d\varphi_2}{d\varphi_1} = -\omega_1 \frac{\lambda_1 (\cos \varphi_1 - \lambda_1)}{1 - 2\lambda_1 \cos \varphi_1 + \lambda_1^2}. \quad (3.12)$$

Угловая скорость ω_2 достигает максимального значения при угле $\varphi_1 = 0$:

$$\omega_{2\max} = -\omega_1 \frac{\lambda_1}{1 - \lambda_1} = -\omega_1 \frac{\sin(\pi/z)}{1 - \sin(\pi/z)}.$$

Угловое ускорение ε_2 выходного звена мальтийского механизма определяют путём дифференцирования выражения (3.12)

$$\varepsilon_2 = \omega_1^2 \frac{\lambda_1 (1 - \lambda_1^2) \sin \varphi_1}{(1 - 2\lambda_1 \cos \varphi_1 + \lambda_1^2)^2}.$$

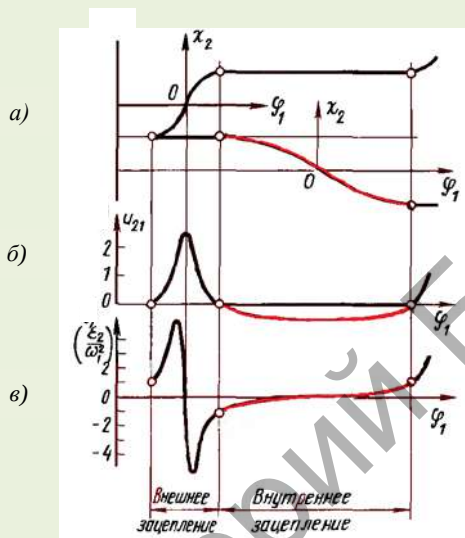
Кинематическая передаточная функция (ε_2/ω_1^2) углового ускорения выходного звена достигает максимального значения при значениях угла φ_1 , определяемых по соотношению

$$(\varphi_1)_{e\max} = \arccos \left[-\frac{1 + \lambda_1^2}{4\lambda_1} + \sqrt{\left(\frac{1 + \lambda_1^2}{4\lambda_1} \right)^2 + 2} \right].$$

Оптимальное сочетание требуемого коэффициента времени остановки, коэффициента времени движения и допустимых значений динамических нагрузок в кинематических парах выбирают на основе анализа конкретных условий работы механизма. На практике чаще всего применяют диски с числом пазов 4, 6 и 8. Следует обратить внимание, что угловое ускорение диска в начале периода движения и при остановке изменяется скачком от нулевого значения до некоторой конечной величины. Величина этого скачка определяет интенсивность «мягкого» удара.

Если нет жёстких ограничений на коэффициент времени движения, то можно применять мальтийские механизмы с внутренним зацеплением (см. рис. 3.28, в), которые имеют более благоприятные динамические свойства. При внутреннем зацеплении максимальные ускорения выходного звена значительно меньше, чем при внешнем зацеплении, однако время поворота выходного звена всегда больше времени остановки, так как $k_d > 0,5$.

Представление об особенностях мальтийских механизмов с внешним и внутренним зацеплением дают графики, приведённые на рисунке 3.30: *а* — функция положения $\chi_2(\varphi_1)$ и кинематических передаточных функций; *б* — скорости u_{21} и *в* — ускорения ε_2/ω_1^2 выходного звена. Черные линии относятся к внешнему зацеплению, а красные — к внутреннему зацеплению [37].



а) функция положения; *б*) функция скорости;
в) функция ускорения

Рисунок 3.30 — Графики функций
 выходного звена

Тема 3.4

Синтез кулачковых механизмов

3.4.1. Виды и назначение кулачковых механизмов.

3.4.2. Основные параметры кулачковых механизмов. Определение закона движения толкателя кулачкового механизма.

3.4.3. Угол давления и его влияние на передачу сил, на размеры и надёжность механизмов.

3.4.4. Синтез (проектирование) кулачковых механизмов по заданному закону движения толкателя.

3.4.1 Виды и назначение кулачковых механизмов

Кулачковым называется механизм, который содержит два основных звена: кулачок и толкатель, образующих высшую кинематическую пару.

Кулачковые механизмы нашли широкое применение в системах газораспределения ДВС, в системах управления электроцепей в вагонах метрополитена (контролёры), а также в системах автоматизации технологического оборудования.

Достоинства кулачковых механизмов:

- 1) возможность воспроизведения практически любого закона движения выходного звена;
- 2) малое количество деталей (кулачок и толкатель), что позволяет просто изготавливать и обслуживать.

Недостаток: наличие высшей кинематической пары, в которой могут возникать повышенные удельные давления, что может привести к разрушению поверхности кулачка.

Поверхность кулачка, с которой взаимодействует толкатель — рабочий профиль кулачка (действительный) (рис. 3.31).

Поверхность, проходящая через точку B и отстоящая от действительного профиля на расстоянии радиуса ролика — теоретический профиль.

Основные схемы кулачковых механизмов. Кулачковый механизм с поступательно движущимся толкателем имеет две разновидности: с центральным толкателем (ось толкателя проходит



- 1 — кулачок; 2 — толкатель;
3 — ролик; 4 — пружина;
5 — контакты

Рисунок 3.31 — Схема кулачкового механизма

через ось вращения кулачка) (рис. 3.32, а, б); с внеосным толкателем (внеосность левая, так как ось толкателя проходит справа от оси вращения кулачка на величину эксцентриситета «е») (см. рис. 3.32, в). Кулачковый механизм с вращающимся толкателем совершает возвратно-вращающееся движение с центром вращения в точке O_2 (рис. 3.33).

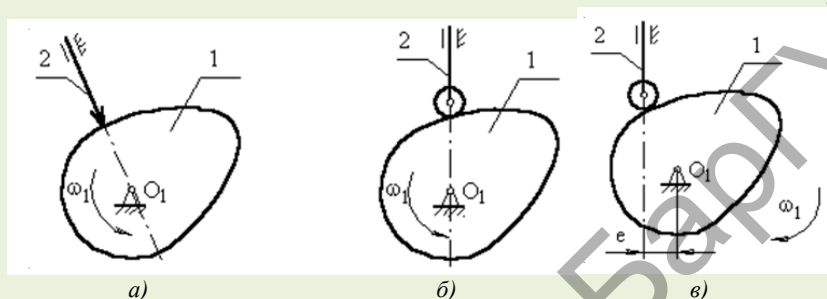


Рисунок 3.32 — Кулачковый механизм с поступательно движущимся толкателем

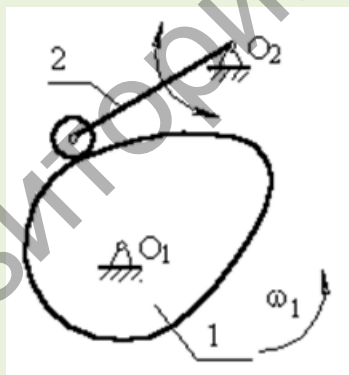


Рисунок 3.33 — Кулачковый механизм с вращающимся толкателем

3.4.2 Основные параметры кулачковых механизмов Построение графика перемещений толкателя при заданном профиле кулачка

В процессе работы толкатель совершает движения (рис. 3.34):

1) поступательно вверх — в этом случае толкатель взаимодействует с участком 0-1;

2) стоит на месте (выстой) — контакт с участком 1-2, здесь постоянный радиус кривизны;

3) толкатель опускается (сближение) — контакт с участком 2-3.

В первой фазе подъёма толкателя (фаза удаления) на профиле кулачка соответствует угол $\psi_{удал}$, в фазе выстоя — $\psi_{выс}$; в фазе сближения — $\psi_{сб}$. Рабочий угол профиля кулачка — $\psi_{раб}$, который определяется по формуле:

$$\psi_{удал} + \psi_{выс} + \psi_{сб} = \psi_{раб}.$$

Угол поворота кулачка, соответствующий выше указанным фазам перемещения толкателя, определяют, используя метод обращения движения, в соответствии с которым всей системе, включая стойку, мысленно сообщают движение с угловой скоростью (ω_1). Тогда в обращённом движении кулачек становится неподвижным:

$$\omega_1^* = \omega_1 + (-\omega_1) = 0,$$

а ось толкателя вместе со стойкой будут перемещаться в направлении $(-\omega_1)$. И угол поворота кулачка, соответствующий той или иной фазе движения, определяется по углу поворота оси толкателя в обращённом движении на соответствующем участке. Ось толкателя в обращённом движении в любом положении будет касаться окружности радиуса r_e (рис. 3.35).

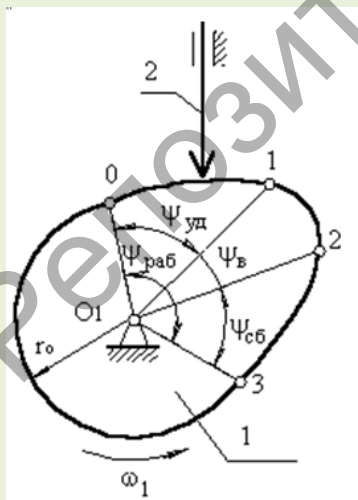


Рисунок 3.34 — Кулачковый механизм с заостренным толкателем

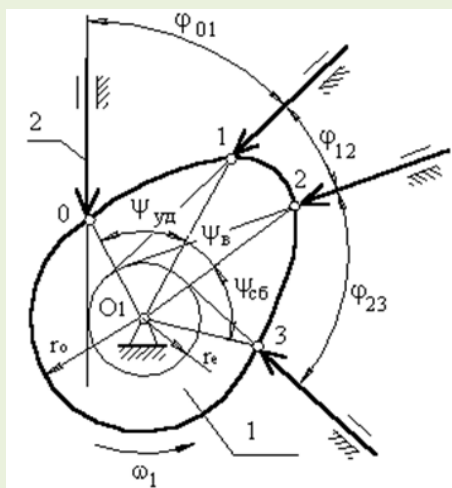


Рисунок 3.35 — Схема кулачкового механизма с заостренным толкателем

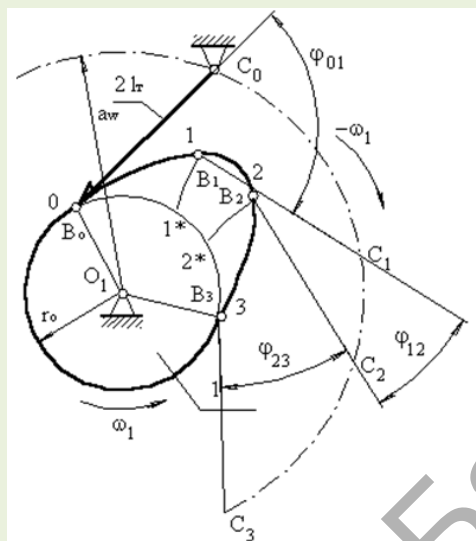


Рисунок 3.36 — Схема кулачкового механизма с вращающимся толкателем для построения графика перемещения

Поворот кулачка на участке 0-1 — φ_{01} , 1-2 — φ_{12} , 2-3 — φ_{23} , рабочий угол поворота кулачка $\varphi_{\text{раб}} = \varphi_{01} + \varphi_{12} + \varphi_{23}$. Всегда независимо от схемы механизма $\varphi_{\text{раб}} = \psi_{\text{раб}}$, а $\varphi_{\text{уд}} \neq \psi_{\text{уд}}$, $\varphi_{\text{выс}} \neq \psi_{\text{выс}}$, $\varphi_{\text{сб}} \neq \psi_{\text{сб}}$, для всех схем, кроме кулачкового механизма с центральным толкателем.

Построение графика перемещений толкателя при заданном профиле кулачка. Перемещения отсчитываются от начальной окружности радиуса r_0 (рис. 3.36). Точка B принадлежит толкателю, который поворачивается вокруг оси C , т. е. точка B перемещается по дуге окружности радиусом $r = l_T$. Из точки 1 проводим окружность $r = l_T$ до пересечения с окружностью, радиус которой равен расстоянию между точкой O_1 и точкой C : $r = a_w$. Точка пересечения C_1 — положение оси вращения толкателя в обратном движении, когда толкатель контактирует с поверхностью кулачка в точке 1. Из точки C_1 проводим дугу окружности $r = l_T$ до пресечения с начальной окружностью. Тогда перемещение точки B будет равным длине дуги 1-1* (рис. 3.37). На участке 1-2 толкатель не перемещается. На участке 2-3 перемещение точки B ищется аналогично перемещению на участке 0-1.

Т а б л и ц а 3.2 — Значения для построения графика перемещения

№ пол.	0	1	2	3
S_B , мм	0	1-1*	2-2*	0

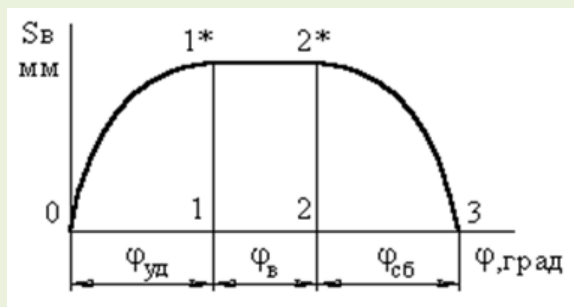


Рисунок 3.37 — График перемещения толкателя кулачкового механизма

3.4.3 Угол давления и его влияние на передачу сил, на размеры и надёжность механизмов

Угол давления — угол между вектором линейной скорости выходного звена (толкателя) и реакцией, действующей с ведущего звена (кулачка) на выходное звено. Эта реакция без учёта сил трения направлена по общей нормали к взаимодействующим поверхностям. Угол давления определяется экспериментально. Для кулачкового механизма с поступательно движущимся толкателем допустимый угол давления равен: $[\theta] = 25^\circ \div 35^\circ$. Для кулачкового механизма с качающимся толкателем допустимый угол давления равен: $[\theta] = 35^\circ \div 40^\circ$.

Рассматривая схему кулачкового механизма с действующими реакциями, реакцию $\bar{F}_{21}$ можно разложить на две составляющие: $\bar{F}_{21}^n$ и $\bar{F}_{21}^r$ (рис. 3.38).

Если, в силу каких-либо причин, угол давления будет увеличиваться, то $\bar{F}_{21}^n$ будет уменьшаться, а $\bar{F}_{21}^r$ — увеличиваться. При достижении углов больше допустимого, возможен перекося толкателя в направляющей.

Вывод формулы для определения угла давления в кулачковом механизме. Рассмотрев схему кулачкового механизма, с определёнными направлениями векторов скоростей, можно определить угол давления, рассмотрев при этом треугольник ΔKBP :

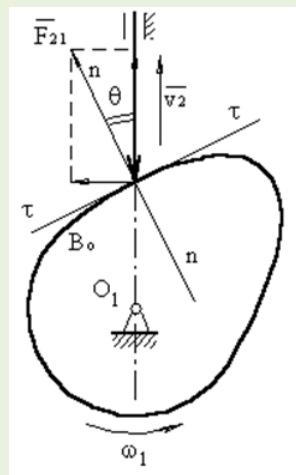


Рисунок 3.38 — Схема кулачкового механизма с действующими реакциями

$$\operatorname{tg} \theta = \frac{KP}{KB}, \quad (3.13)$$

где $KP = O_1P - O_1K = O_1 - e$, а $KB = s_o - s_B$. Подставив данные выражения в формулу (3.13), получаем формулу для определения угла давления:

$$\operatorname{tg} \theta = \frac{O_1 - e}{s_o - s_B}. \quad (3.14)$$

Треугольник ΔO_1BP подобен треугольнику ΔABC (рис. 3.39). Тогда

$$\frac{V_{B2}}{O_1P} = \frac{V_{B1}}{O_1B} \rightarrow O_1P = \frac{V_{B2} \cdot O_1B}{V_{B1}},$$

$$V_{B1} = \omega_1 \cdot O_1B,$$

$$O_1P = \frac{V_{B2} \cdot O_1B}{V_{B1} \cdot O_1B} = V_{gB2}. \quad (3.15)$$

Подставим уравнение (3.15) в выражение (3.14), получим формулу для определения угла давления кулачкового механизма:

$$\operatorname{tg} \theta = \frac{V_{gB2} \pm e}{s_o + s_B},$$

где знак « $\pm$ » — для правой внеосности, а знак « $+$ » — для левой внеосности.

Угол давления в кулачковом механизме зависит от размеров кулачковой шайбы: чем она больше, тем угол давления меньше.

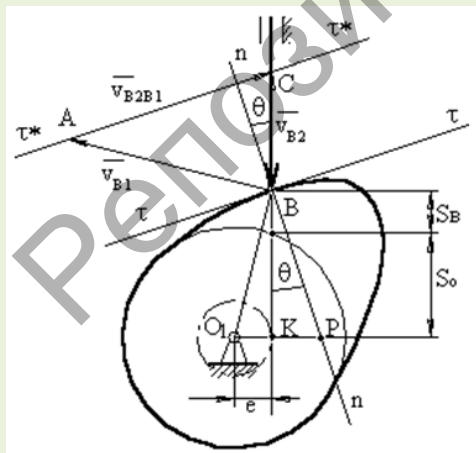


Рисунок 3.39 — Определение угла давления кулачкового механизма

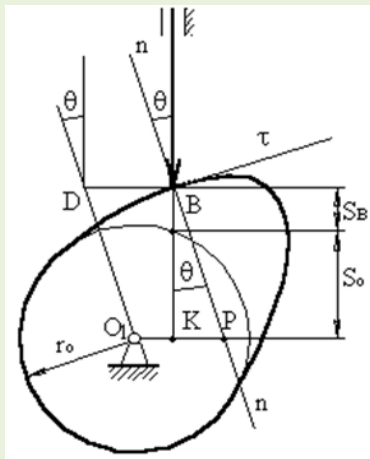


Рисунок 3.40 — Определение центра вращения кулачкового механизма

Понятие об отрезке кинематических отношений. Если из точки B для какого-то текущего положения толкателя проведём линию, параллельную O_1P , а из центра — параллельную касательную np (рис. 3.40), то при их пересечении получим точку D :

$$BD = O_1P = V_{B2}/V_{B1} = V_{gB2}.$$

Из рисунка 3.40 следует, что перемещение точки B толкателя и, найдя максимальный отрезок кинематического отношения, можно определить положение центра вращения кулачка, отложив внешним образом от точки D допустимый угол давления.

3.4.4 Синтез (проектирование) кулачковых механизмов по заданному закону движения толкателя

Под **синтезом кулачкового механизма** будем понимать построение профиля кулачка, в каждой точке которого угол давления не превышал бы допустимого, а размеры самого профиля были бы минимальны.

Данная задача решается в 3 этапа:

1. Строится график заданного закона движения (как правило либо график ускорения точки B толкателя как функция угла положения — $a_B = f(\varphi_1)$, либо график линейной скорости точки B — $v_B = f(\varphi_1)$. Требуется построить график перемещения точки B как функцию от угла поворота кулачка $s_B = f(\varphi_1)$.

2. Определяется минимальный размер кулачковой шайбы при условии, что угол давления в любой точке профиля не превышает допустимого.

3. Строится профиль кулачка.

Построение закона движения оси толкателя. При построении имеем вид графика $a_B = f(\varphi_1)$, $\frac{a_1}{a_2} = v$, максимальный ход толкателя h , что необходимо для построения графиков $a_B = f(\varphi_1)$, $v_B = f(\varphi_1)$, $s_B = f(\varphi_1)$, где b — база графика (сколько отводится на графике по оси φ_1) (рис. 3.41).

Порядок построения графиков изменения перемещения, скорости и ускорения толкателя:

1. Произвольно выбирается база графика.

2. Считаем масштаб по оси φ_1 по формуле:

$$\mu_\varphi = \frac{b}{\varphi}, \text{ мм / град.}$$

3. Если задан симметричный вид графика, то: $\varphi_{уд} = \varphi_{сб} \rightarrow b_{уд} = b_{сб}$. В общем случае закон движения может быть несимметричным.

4. Задаёмся произвольным образом $a_1 = 40 \div 50$ мм. Тогда $a_2 = a_1/v_2$. Возникает вопрос: каким должно быть расстояние x ?

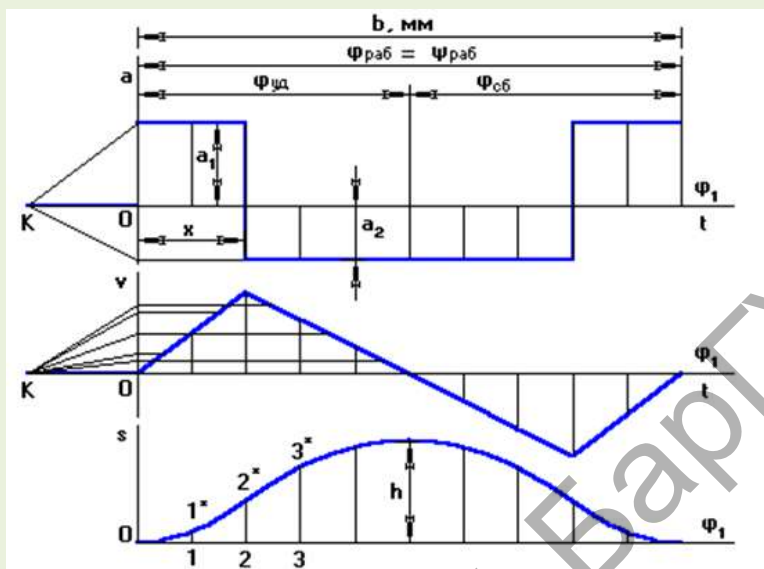


Рисунок 3.41 — Построение графиков изменения перемещения, скорости и ускорения толкателя

Его находят из условия равенства площадей под и над осью φ_1 .

$$a_1 \cdot x = a_2 \cdot (b_{\varphi_{уд}} - x),$$

$$a_1 \cdot x = a_2 \cdot b_{\varphi_{уд}} - a_2 \cdot x,$$

$$x = \frac{a_2 \cdot b_{\varphi_{уд}}}{a_1 + a_2}$$

Необходимость выдерживать равенство площадей заключается в следующем:

- физический смысл площади под кривой ускорения на площадке x — скорость толкателя на данном участке;
- физический смысл площади под кривой скорости на участке $\varphi_{уд}$ — максимальное удаление (перемещение точки B толкателя), если площади не будут равновеликими, то толкатель, поднявшись на одну величину, опустится на другую.

Построив график ускорения, строим график скорости методом графического интегрирования, выбрав отрезок интегрирования OK_1 . Интегрируя график скорости (с отрезком интегрирования OK_2 , обычно $OK_1=OK_2$), получаем график перемещения точки B толкателя. Полученную ломаную линию заменяют плавной кривой.

Построение графиков скорости, перемещения при известных математических выражениях $S' = f(\varphi_1)$, $S = f(\varphi_1)$. Величина $y_{S_{B \max}}$ на графике перемещений получается автоматически, и его величина зависит от отрезка OK_2 . Тогда, зная ход толкателя, масштаб перемещения можно определить по формуле:

$$\mu = \frac{y_{S_{B \max}}}{h_T}, \text{ мм / м.}$$

Затем в первом приближении принимаем, что кулачок вращается равномерно, тогда угол поворота кулачка пропорционален времени поворота, и оси φ и t совпадают, но каждая ось имеет свой масштаб.

$$\mu_t = \frac{6 \cdot b \cdot n}{\varphi_{\text{раб}}}, \text{ мм / с,}$$

где b — в [мм]; частота вращения кулачка n — [об / мин]; $\varphi_{\text{раб}}$ — [град].

Масштаб скорости определяем по формуле:

$$\mu_v = \frac{\mu_s}{\mu_t} \cdot OK_2, \text{ мм / с}^{-1},$$

масштаб ускорения по формуле:

$$\mu_a = \frac{\mu_v}{\mu_t} \cdot OK_1, \text{ мм / с}^{-2}.$$

Определение минимального радиуса кулачковой шайбы по известному закону движения толкателя. Для кулачкового механизма с поступательно движущимся толкателем, чтобы определить минимальный радиус кулачковой шайбы $r_{o \min}$ необходимо знать $s_B = f(\varphi_1)$, $v_B = f(\varphi_1)$, $[\theta]$ и при условии, что угол давления в любой точке профиля кулачка не превышает допустимый.

Порядок определения минимального радиуса кулачкового механизма (рис. 3.42).

1. Проводится вертикальная ось S_B , мм вдоль которой от произвольно выбранной точки B_0 (начало отсчёта) откладываются отрезки перемещения точек B , взятые с графика $s_B = f(\varphi_1)$. Масштаб по оси μ_{S^*} перемещений может быть равен масштабу графика перемещений μ_s .

2. В каждой из полученных точек определяют отрезки кинематических отношений, посчитанные в масштабе μ_{S^*} , и откладывают их под углом в 90° по направлению вращения кулачка.

$$y^*(v_{gi}) = y(v_i) \frac{\mu_{S^*}}{\mu_v \cdot \omega_1}, \text{ мм.}$$

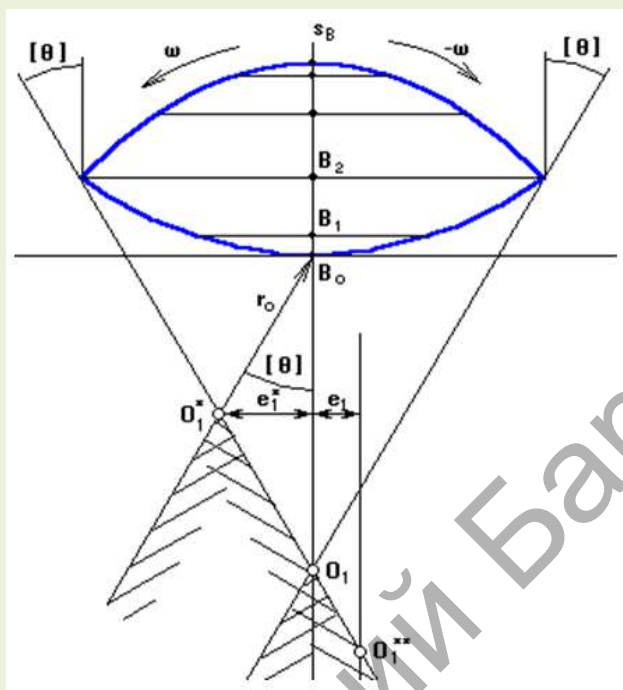


Рисунок 3.42 — Совмещённая диаграмма для кулачкового механизма с поступательно движущимся толкателем

Там, где отрезок имеет максимальное значение, восстанавливается перпендикуляр, и под углом $[\theta]$ проводится луч.

3. Если учитывать реверс, то второй луч проводят под углом $[\theta]$ через отрезок кинематических отношений, отложенный под углом в 90° по направлению реверса и имеющий максимальное значение.

Если реверс не учитывать, второй луч проводят через т. B_0 под углом $[\theta]$. Если допускается внеосность, то она будет равна e_1^* . Если внеосность равна нулю, то центр кулачка будет в точке O_1 : $r_0 = O_1B_0$.

Если внеосность задана в техническом задании, например левая, то проводят прямую, параллельную прямой O_1B_0 и отстоящая от нее на расстоянии, равном величине внеосности e_1 , с учетом масштаба $\mu_{с*}$. В итоге получают точку O_1^{**} .

Для кулачкового механизма с качающимся толкателем порядок определения минимального радиуса кулачковой шайбы следующий (рис. 3.43):

1. В произвольном месте выбирается точка C_0 , из которой радиусом, равным длине толкателя, проводят дугу окружности. По хордам откладывают перемещения точки B . Полученные точки последовательно соединяют с точкой C_0 .

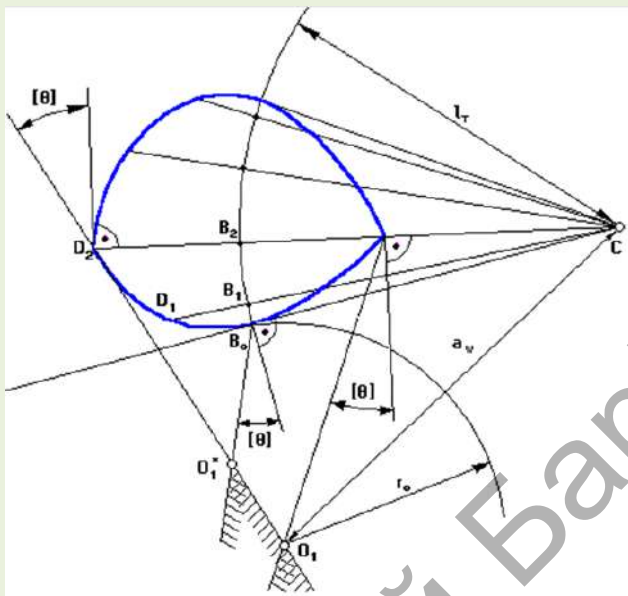


Рисунок 3.43 — Совмещённая диаграмма для кулачкового механизма с качающимся толкателем

2. На этих прямых и на их продолжении откладываются отрезки кинематических отношений, посчитанные в масштабе μ_s^* по вышеприведенной формуле. Там, где отрезок имеет максимальное значение, восстанавливается перпендикуляр, и под углом $[\theta]$ проводится луч.

3. Если учитывать реверс, то второй луч проводят под углом $[\theta]$ через отрезок кинематических отношений, отложенный под углом в 90° по направлению реверса и имеющий максимальное значение. Центр кулачка будет в точке O_1^* ; $r_0 = O_1 B_0$.

Если реверс не учитывать, то второй луч проводят через точку B_0 под углом $[\theta]$. Центр кулачка будет в точке O_1^* ; $r_0 = O_1^* B_0$.

Построение профиля кулачка. Для кулачкового механизма с поступательно движущимся толкателем (рис. 3.44, а) исходными данными для построения профиля являются $r_{0 \min}$, внеосность левая e , $\varphi_{\text{раб}} = \psi_{\text{раб}}$, $\omega_k = \omega_1$, $s_B = f(\varphi_1)$.

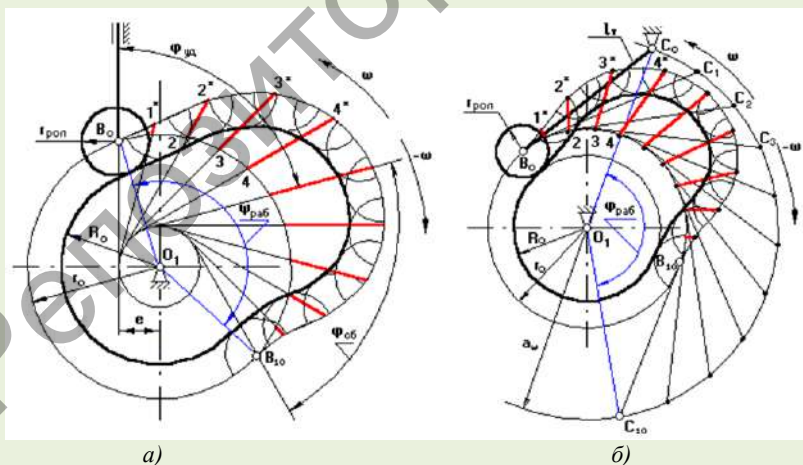
В обратном движении кулачок вращается с угловой скоростью, равной: $\omega_1 + (-\omega_1) = 0$.

На окружности, радиусом $r = r_0$, проведенной в масштабе μ_l , с левой стороны от оси O_1 на расстоянии e выбирается точка B_0 (пересечение оси толкателя, отстоящей на величину e от точки O_1 , с окружностью $r_{0 \min}$). Точку B_0 соединяют с центром O_1 . От полученного луча $B_0 O_1$ в направлении

($-\omega_1$) откладывают угол $\varphi_{\text{раб}} = \psi_{\text{раб}}$ и проводят луч O_1B_{10} . Полученная дуга B_0B_{10} делится на 10 равных частей. В каждой из позиций 1, 2... проводится положение оси толкателя в обратном движении, при этом ось толкателя, перемещаясь в направлении ($-\omega_1$), будет всё время касаться окружности радиуса e , проведённой из центра O_1 с учётом масштаба μ_l . В каждой из позиций от точек 1, 2, 3... откладывают перемещения t . В толкателя вдоль оси толкателя, взятые с графика перемещений с учётом соотношения масштабов μ_l и μ_s . Полученные точки 1*, 2*, 3*... соединяют плавной кривой и получают **центральной** или **теоретический** профиль. Для построения **рабочего** профиля необходимо знать радиус ролика толкателя. Если он не задан, то его выбирают из конструктивных соображений:

$$r_p = \left(\frac{1}{4} \div \frac{1}{16} \right) r_o \text{ min}$$

Кроме того, радиус ролика должен быть таким, чтобы при построении профиля кулачка не было заострения в вершине кулачка. Выбрав радиус ролика, из любых точек теоретического профиля кулачка (чем чаще, тем лучше) проводят дуги окружности $r = r_p$ внутренним образом. Проведя огибающую к дугам, получают рабочий профиль кулачка. Если требуется построить профиль кулачка с поступательно движущимся толкателем и внеосностью $e = 0$, то порядок построения профиля будет таким же, только ось толкателя будет проходить через центр вращения кулачка O_1 .



а — построение кулачкового механизма с поступательно движущимся толкателем; *б* — построение кулачкового механизма с качающимся толкателем

Рисунок 3.44 — Схемы построения кулачкового механизма

Для кулачкового механизма с качающимся толкателем (коромыслом) (рис. 3.44, б) исходными данными для построения профиля являются $r_{0 \min}$, длина коромысла l_T , $\varphi_{\text{раб}} = \psi_{\text{раб}}$, $\omega_k = \omega_1$, $s_B = f(\varphi_1)$, межосевое расстояние a_W (найденное из совмещённой диаграммы).

В масштабе μ_l проводятся окружности радиусами r_0 и a_W . В произвольном месте окружности с $r = a_W$ выберем точку C_0 . Соединим точку C_0 с точкой O_1 . От полученного луча в направлении $(-\omega_1)$, отложим угол $\varphi_{\text{раб}} = \psi_{\text{раб}}$, получим точку C_{10} . Дугу C_0C_{10} разделим на 10 равных частей (получим точки $C_1, C_2, C_3 \dots$ — положение оси толкателя в обратном движении). Из полученных точек проводим окружности радиусом l_T до пересечения с окружностью радиуса $r_{0 \min}$. Из полученных точек 1, 2, 3... по хордам соответствующих дуг откладывают перемещения т. В толкателя, взятых с графика перемещения с учётом масштаба μ_l . Полученные точки 1*, 2*, 3*... соединяют плавной кривой — теоретический профиль кулачка. Радиусом ролика проводят дуги во внутрь и строят огибающую. Это и есть действительный профиль кулачка.



**Учреждение образования
«Барановичский государственный университет»**

Факультет инженерный
Кафедра общенаучных дисциплин

**ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ,
МАШИН И МАНИПУЛЯТОРОВ**

Толочинец Ирина Михайловна,
м.т.н., преподаватель кафедры
общенаучных дисциплин

Барановичи
2016

Тема

ВИДЫ МАШИН И МЕХАНИЗМОВ

СОДЕРЖАНИЕ

1. Виды машин и их функции.
2. Виды механических передач.
3. Виды соединений.

1 ВИДЫ МАШИН И ИХ ФУНКЦИИ

Машины — устройство, выполняющее механические движения без приложения человеческой силы для преобразования энергии, материалов и информации.

Виды машин:

Энергетические — предназначены для преобразования энергии: электродвигатели (стиральные машины, фены); двигатели внутреннего сгорания (автомобили); турбины (самолёты); паровые машины (паровозы) и др.

Рабочие — осуществляют изменение формы, свойств, состояния и положения предмета труда:

- технологические, или машины-орудия (металлорежущие станки, горные, сельскохозяйственные машины);
- транспортные (автомобили, самолёты, теплоходы);
- транспортирующие (конвейеры, грузоподъёмные краны);
- бытовые (холодильники, пылесосы).

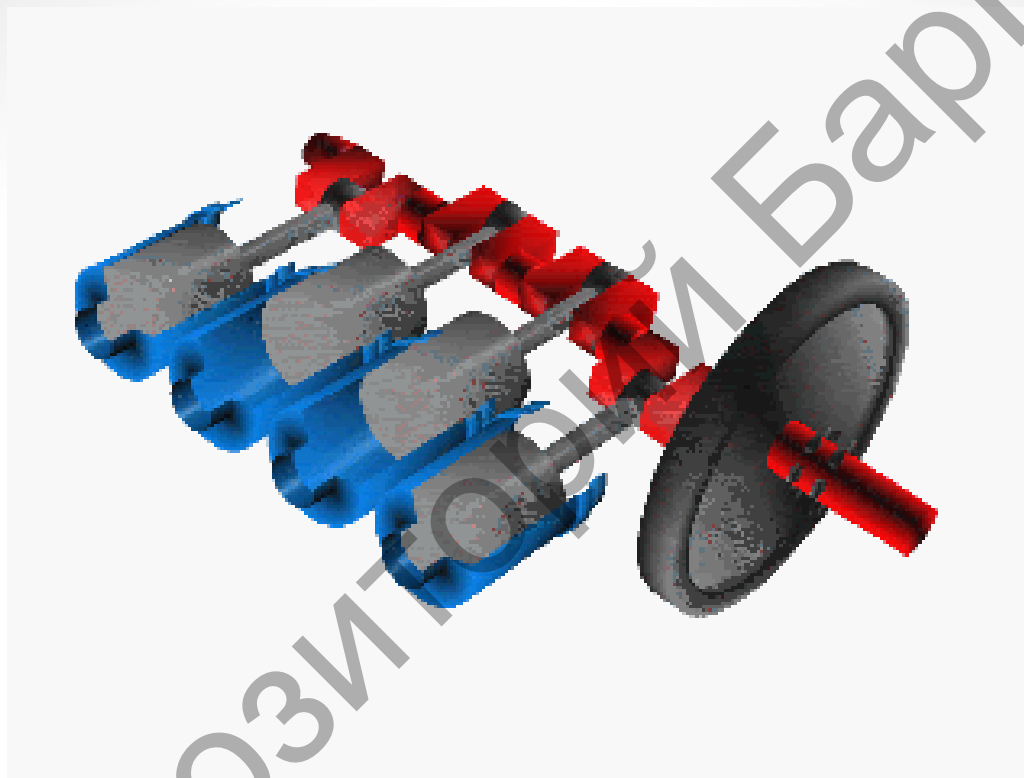
Информационные — предназначены для сбора, обработки, хранения и использования информации: вычислительные машины и устройства (компьютеры).

Механизм — это устройство для преобразования и передачи движения.



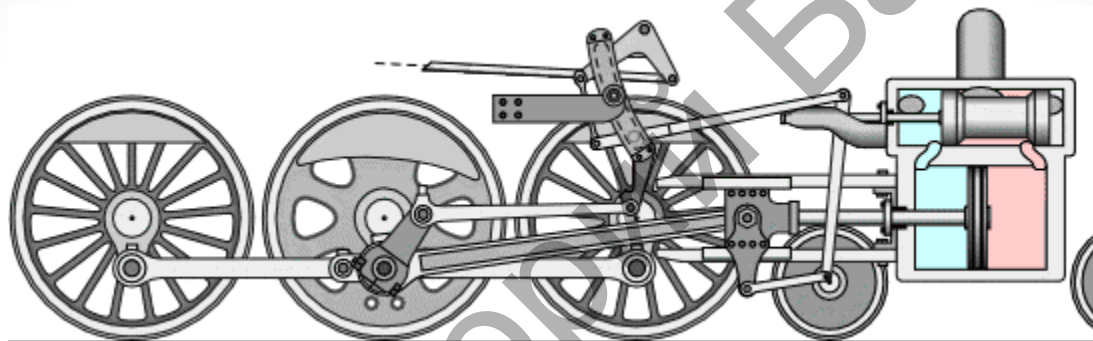
Винтовой механизм

(преобразование вращательного движения в прямолинейное)



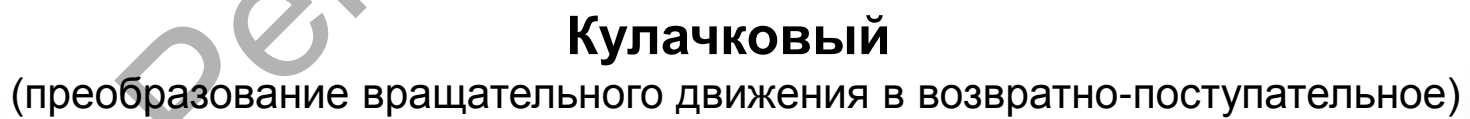
Кривошипно-шатунный

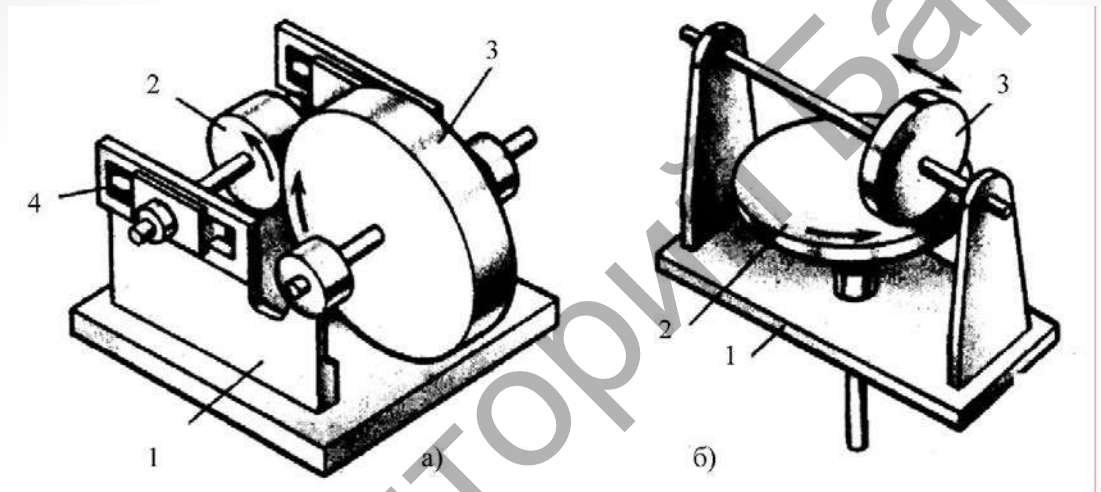
(преобразование возвратно-поступательное движения в прямолинейное)



Эксцентрик

(преобразование вращательного движения в прямолинейное)





Фрикционный

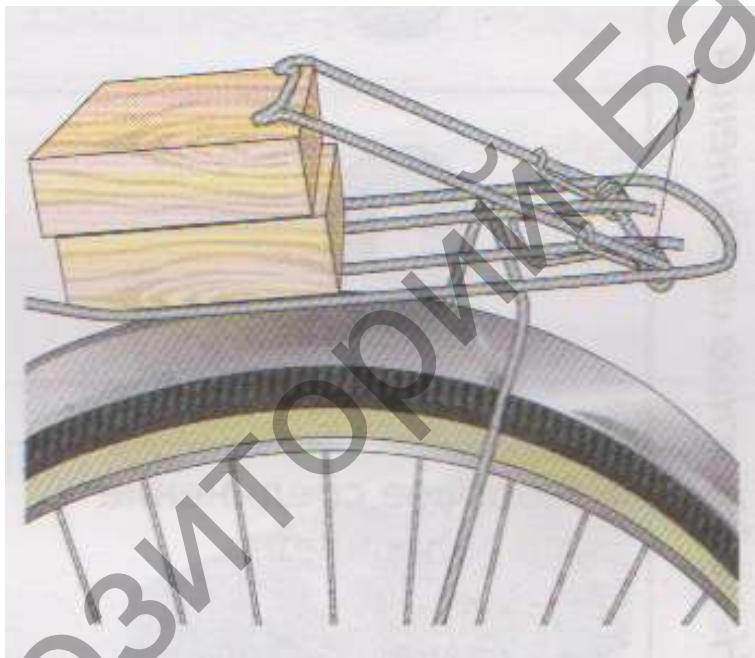
(преобразование вращательного движения одного катка за счёт второго)

2 ВИДЫ МЕХАНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ

- 1) винтовая (слесарные тиски);
- 2) зубчатая (механическая дрель);
- 3) реечная (сверлильный станок);
- 4) ременная (сверлильный и токарный станки);
- 5) цепная (велосипед, сельхозмашины);
- 6) червячная (колки на музыкальных инструментах);
- 7) карданная (автомобиль);
- 8) гидравлическая, пневматическая (привод тормозов).

3 ВИДЫ СОЕДИНЕНИЙ

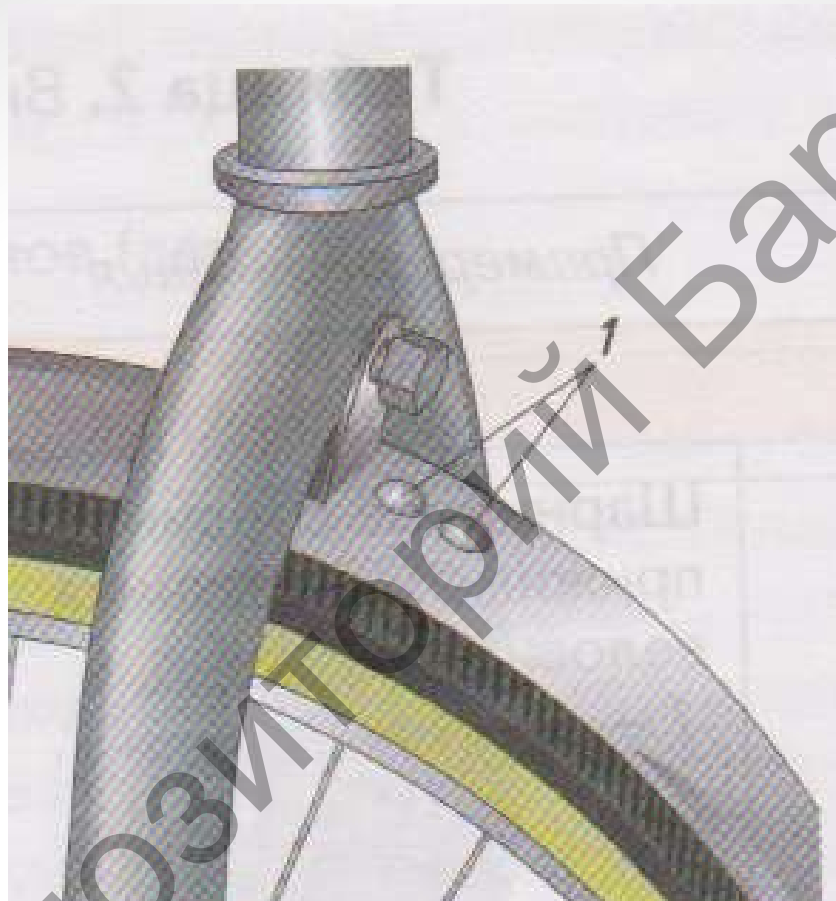
Соединения деталей могут быть **подвижными** и **неподвижными**.



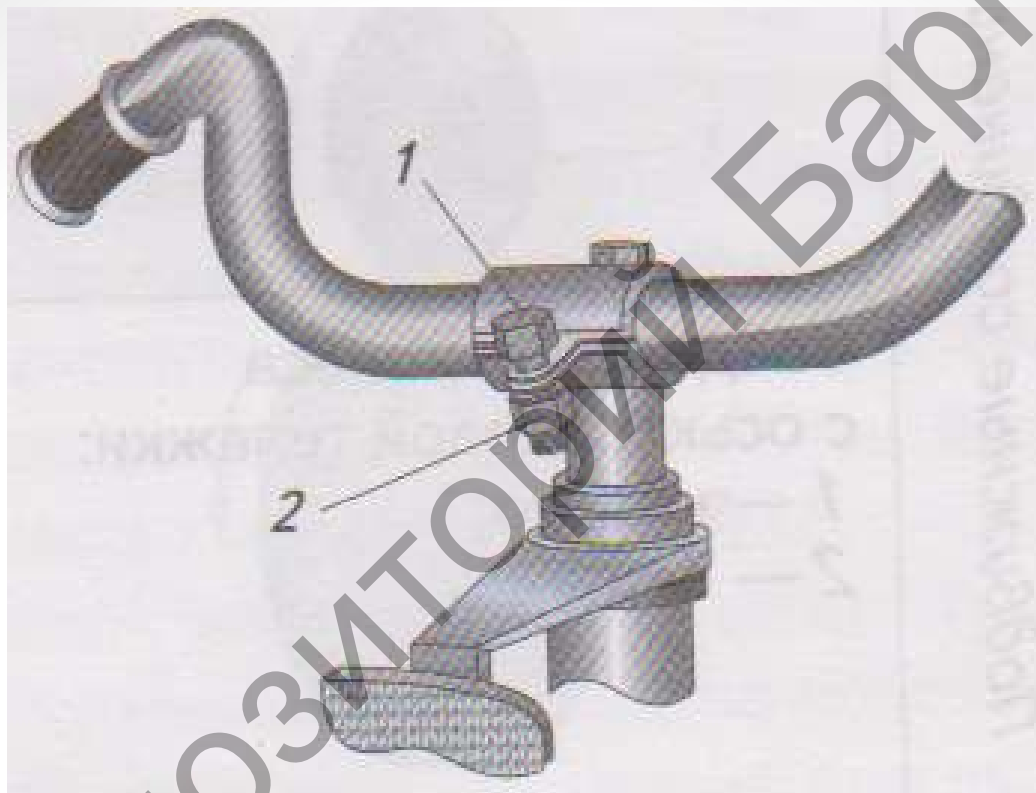
Шарнирное соединение прижима
и багажника велосипеда
(Подвижное соединение): 1 – шарнир



Соединение колеса с осью садовой тележки
(Подвижное соединение): 1 – колесо; 2 – ось



Заклёпочное соединение крыла
переднего колеса велосипеда
с крепёжной планкой (неподвижное
соединение): 1 – заклепки



Резьбовое соединение руля велосипеда
(неподвижное соединение): 1 – винт; 2 – гайка

Все машины и механизмы состоят из отдельных деталей. Детали могут быть **простые** и **сложные**.

Простые детали:

Болт



Гайка



Шайба



Сложные детали:

- Станина сверлильного станка



- Зубчатое колесо 1 ручной дрели



Условные изображения механизмов на кинематических схемах

Кинематика в переводе с греческого — движение.

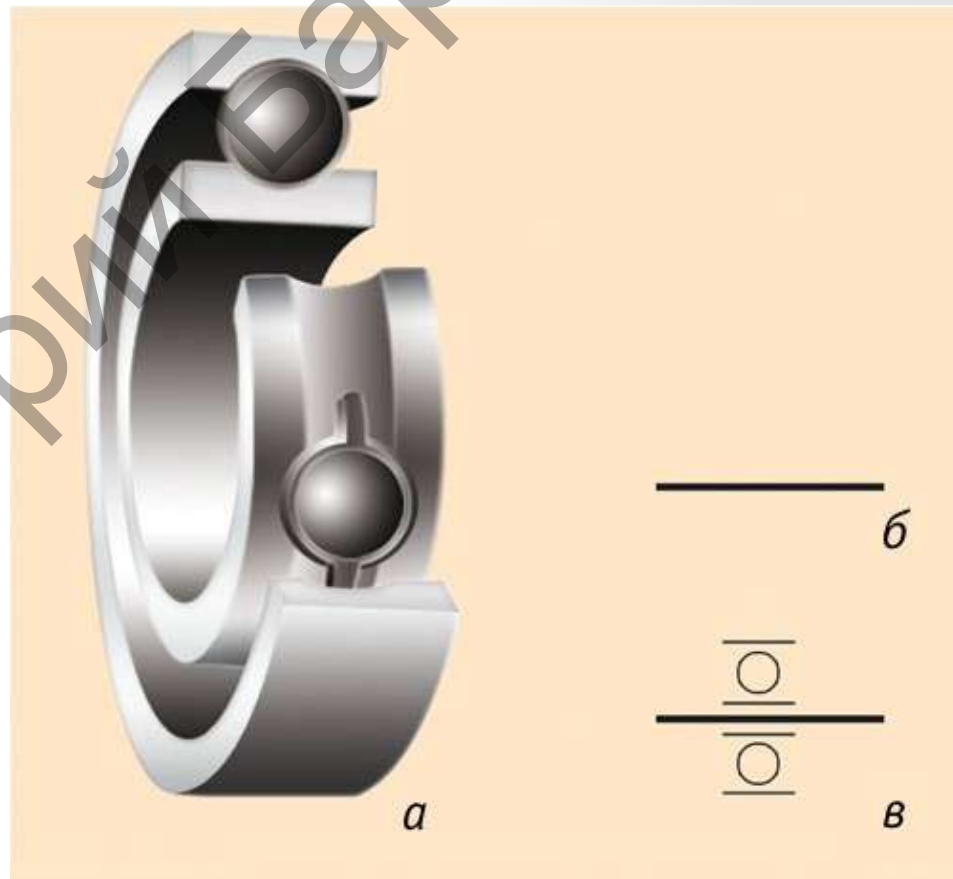
Схема в переводе с греческого — образ, вид, форма.

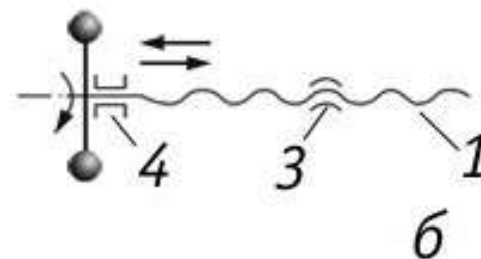
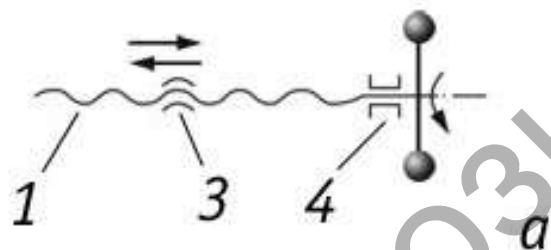
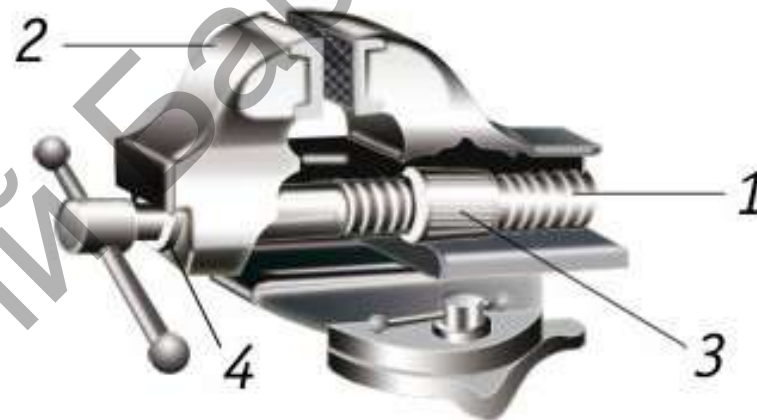
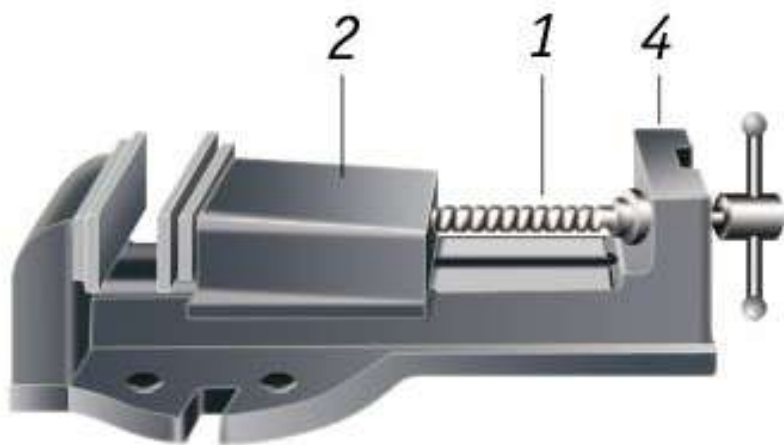
Подшипник качения:

а — наглядное изображение;

б, в — условные обозначения на кинематических схемах;

(б — вал, ось; в — шариковый подшипник на валу).

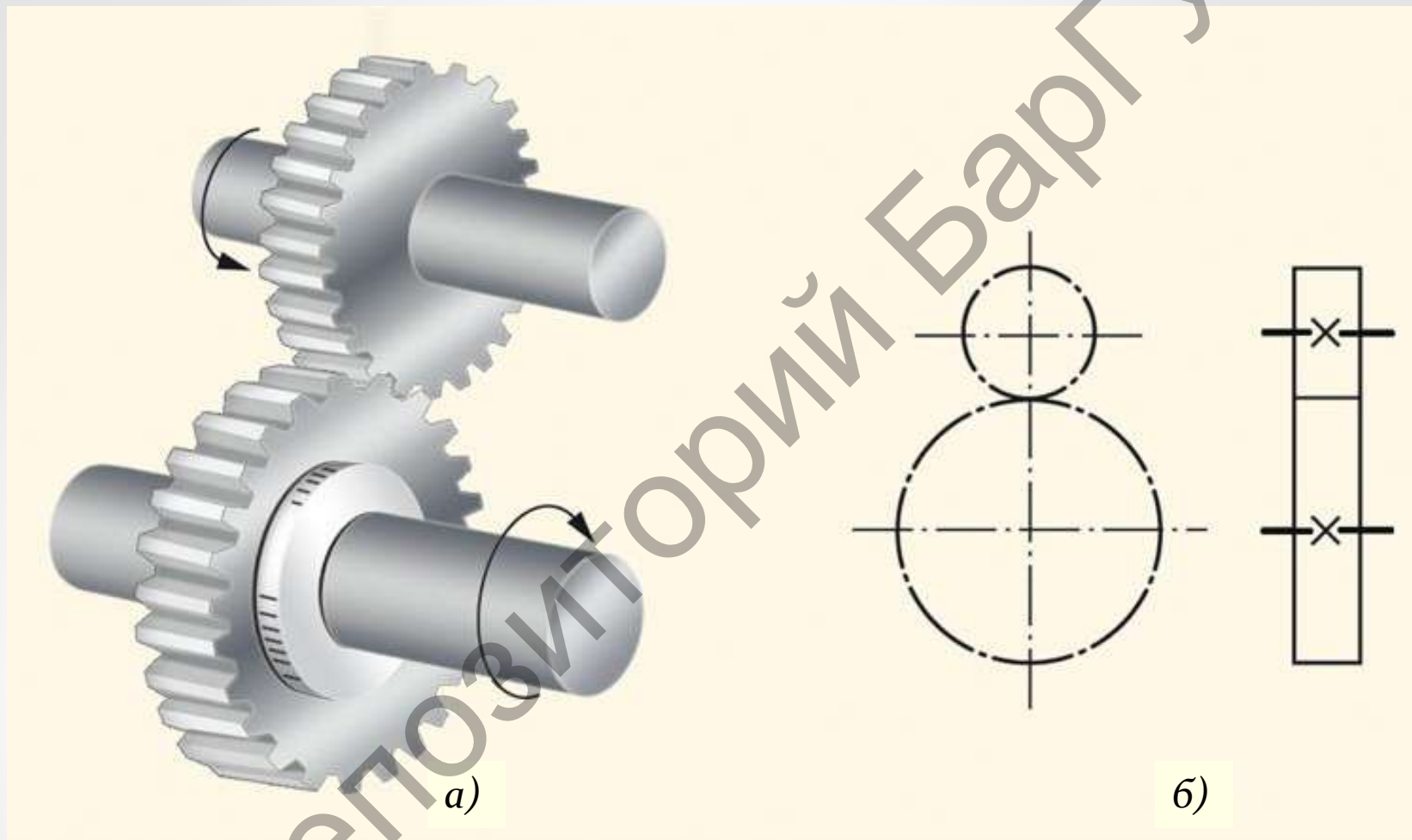




Винтовые механизмы в тисках:

а — в машинных; б — в слесарных:

1 — винт; 2 — подвижная губка; 3 — гайка; 4 — подшипник скольжения



Цилиндрическая зубчатая передача:
а — наглядное изображение; б — изображение на кинематической схеме

ТЕМА **ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ВИБРАЦИЙ. ЗАЩИТА ОТ ВИБРАЦИЙ.** **УРАВНОВЕШИВАНИЕ МАСС МЕХАНИЗМОВ**

СОДЕРЖАНИЕ

1. Основы виброзащиты машин.
2. Основные методы виброзащиты. Виброизоляция.
3. Статическое уравновешивание рычажных механизмов.
4. Различные виды неуравновешенности роторов и её устранение.

1 ОСНОВЫ ВИБРОЗАЩИТЫ МАШИН

Виброзащита — это совокупность методов и средств, уменьшающих вредное влияние вибраций. Создание виброзащитных устройств, позволяющих эффективно решать поставленные перед ними задачи при ограниченных массовых и геометрических характеристиках, является сложной технической задачей, решение которой оказывается возможной только при всестороннем учёте характера возмущений и особенностей динамики создаваемых систем.

2 ОСНОВНЫЕ МЕТОДЫ ВИБРОЗАЩИТЫ

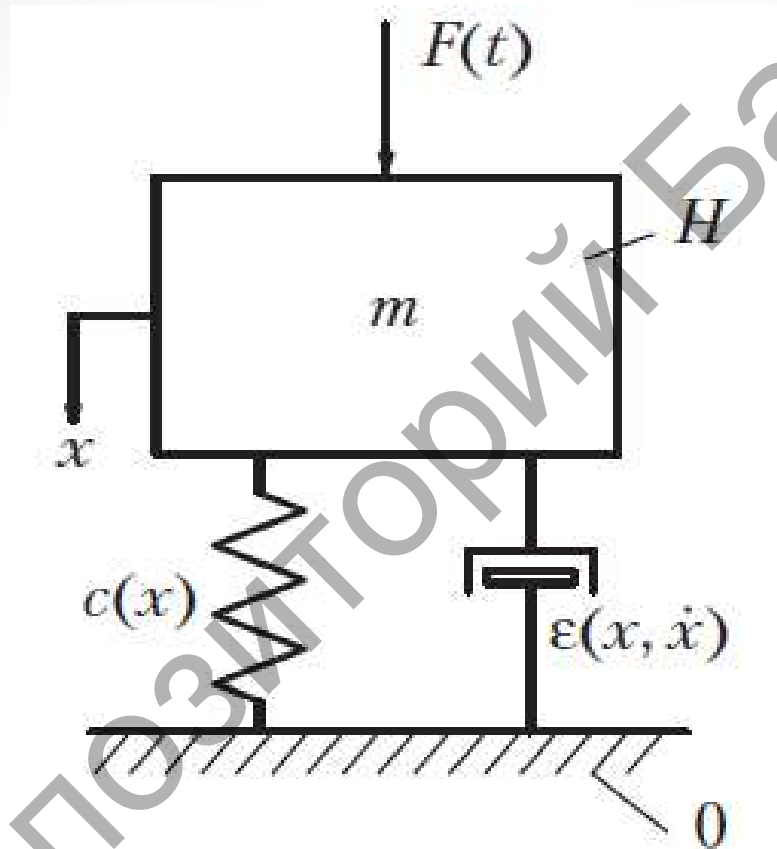
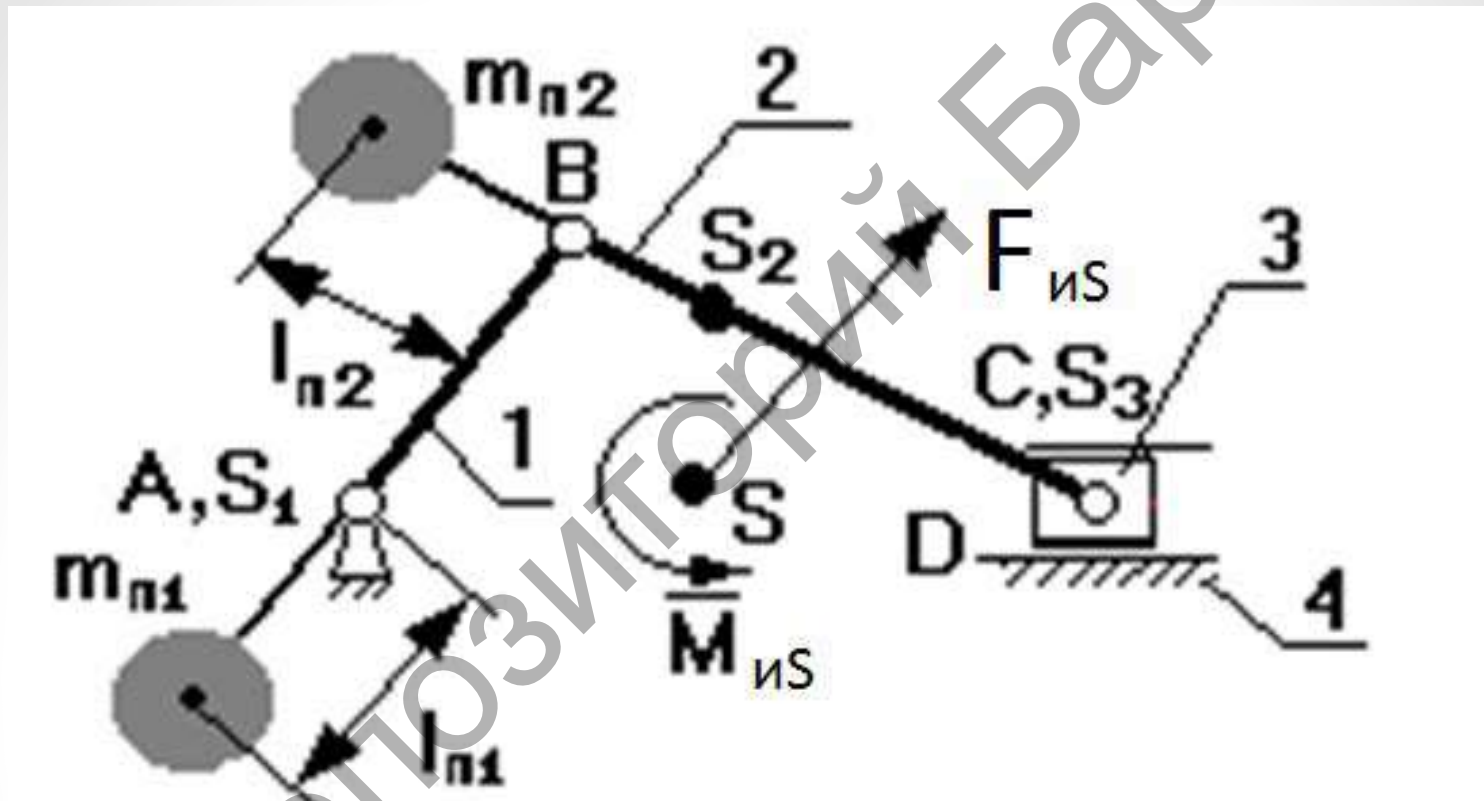


Схема виброзащитной системы

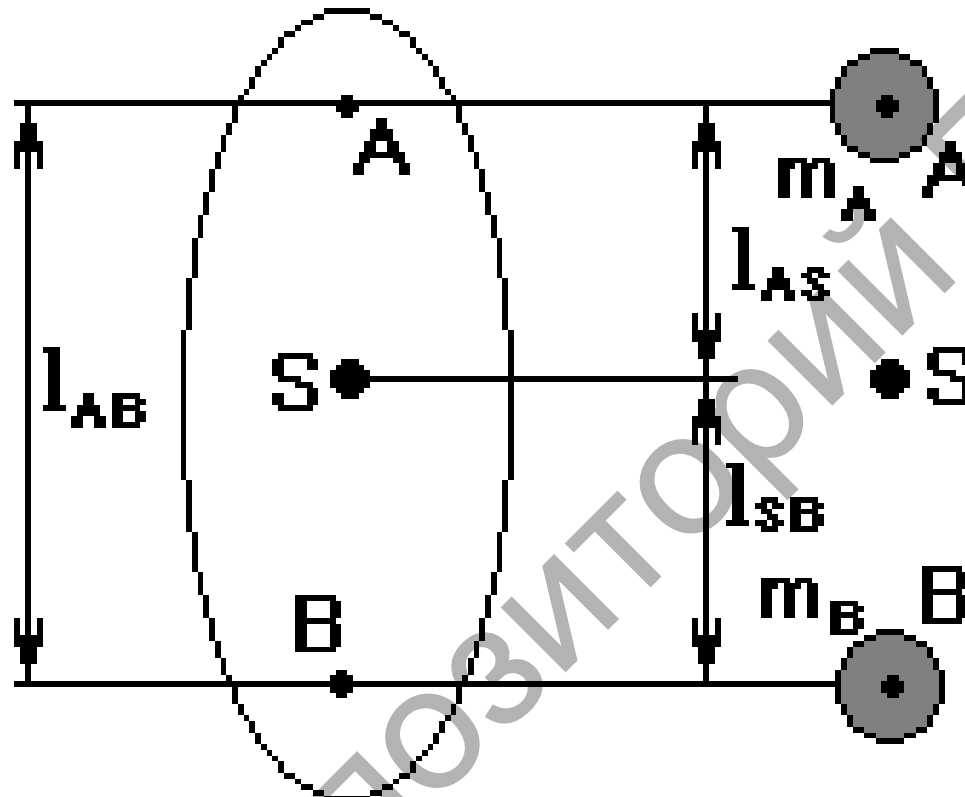
3 СТАТИЧЕСКОЕ УРАВНОВЕШИВАНИЕ РЫЧАЖНЫХ МЕХАНИЗМОВ



$F_{ис} = 0$ — статически уравновешенный механизм

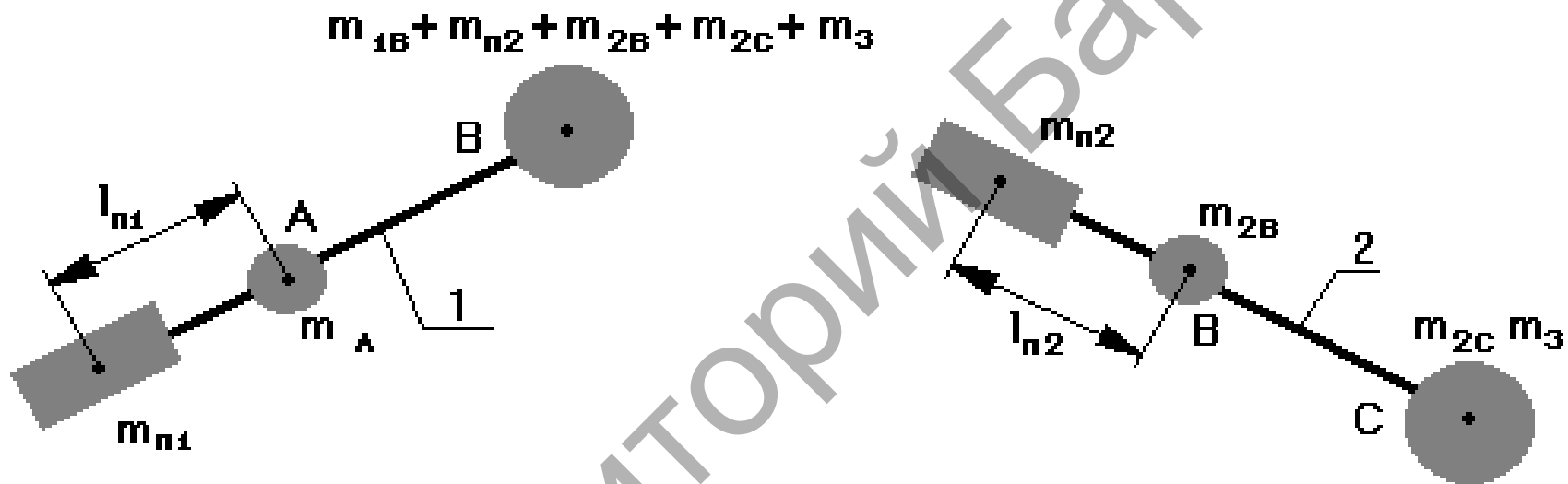
$M_{ис} = 0$ — моментно-уравновешенный механизм

Статическое уравновешивание. Метод замещающих масс



$$\begin{aligned} m &= m_A + m_B \\ l_{AB} &= l_{AS} + l_{BS} \\ m_A l_{AS} &= m_B l_{BS} \end{aligned}$$

Метод замещающих масс



$$m_{\text{пр}2} \cdot l_{\text{пр}2} = (m_{2C} + m_{3C}) \cdot l_{BC}$$

$$m_{\text{пр}1} \cdot l_{\text{пр}1} = (m_{1B} + m_{\text{пр}2} + m_{2B} + m_{2C} + m_{3C}) \cdot l_{AB}$$



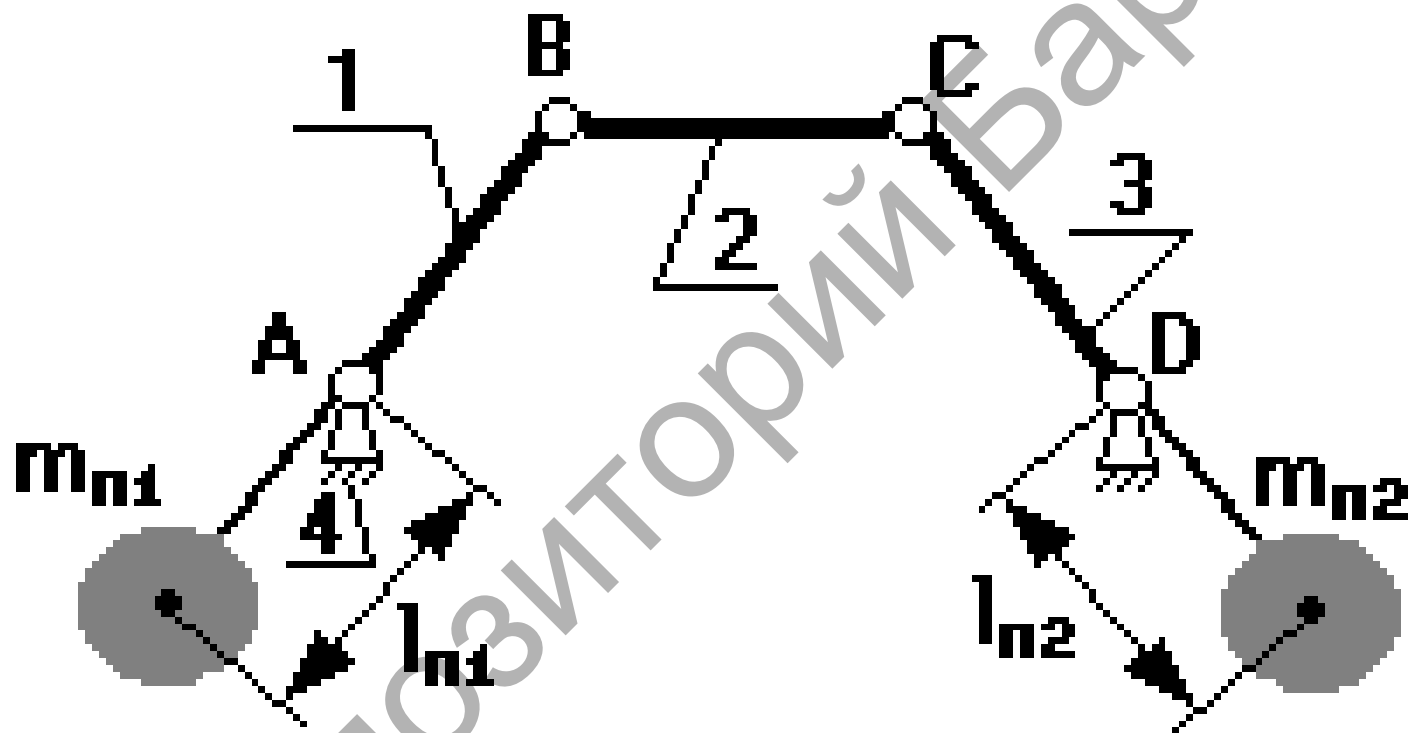


Схема шарнирного четырехзвенника

4 БАЛАНСИРОВКА РОТОРА

Ротор — тело любой геометрической формы, имеющее своё основное движение — движение вращения (коленвал, колесо турбины и т. д.)

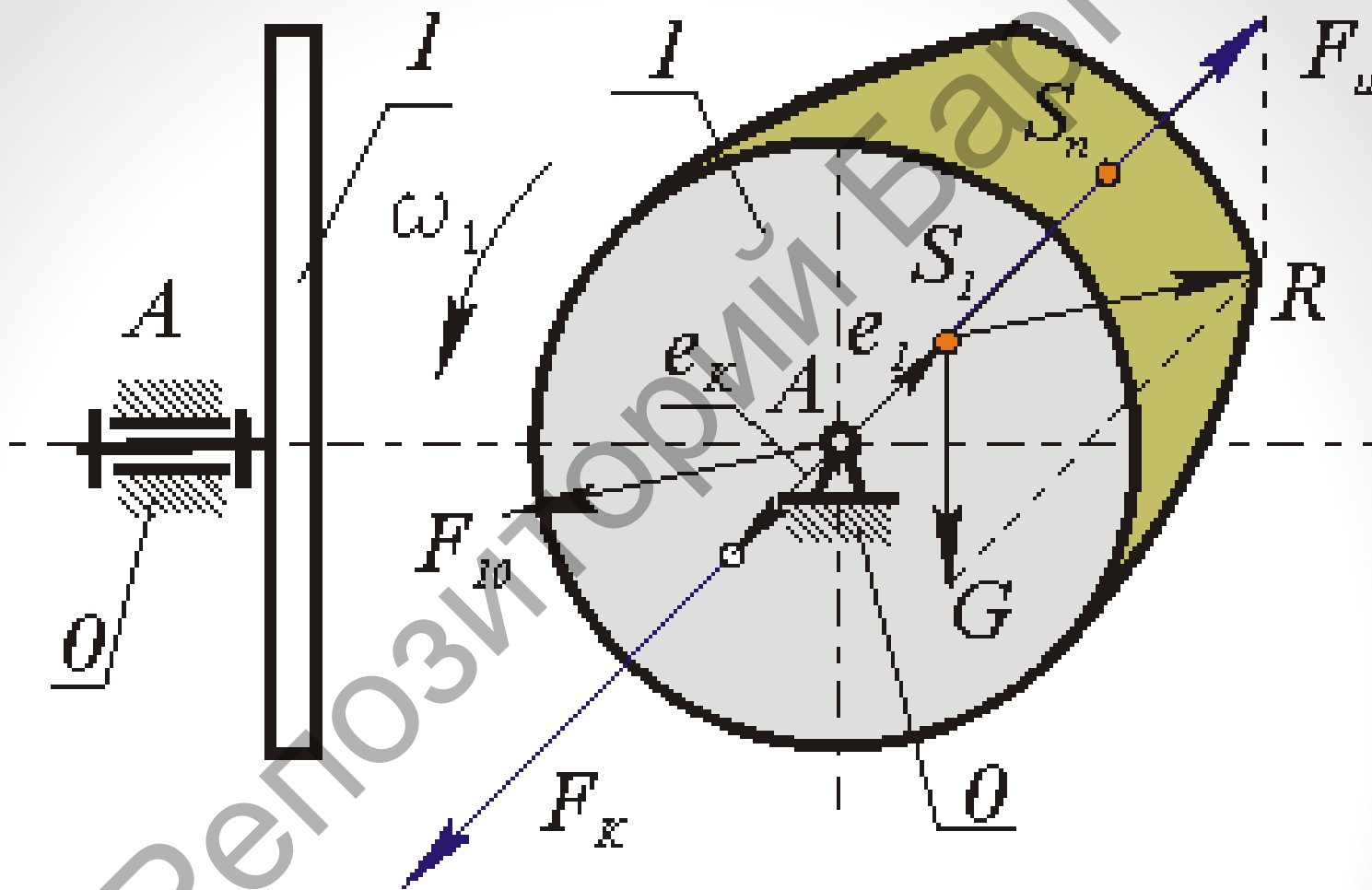
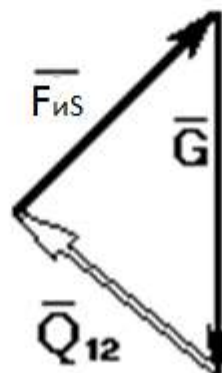
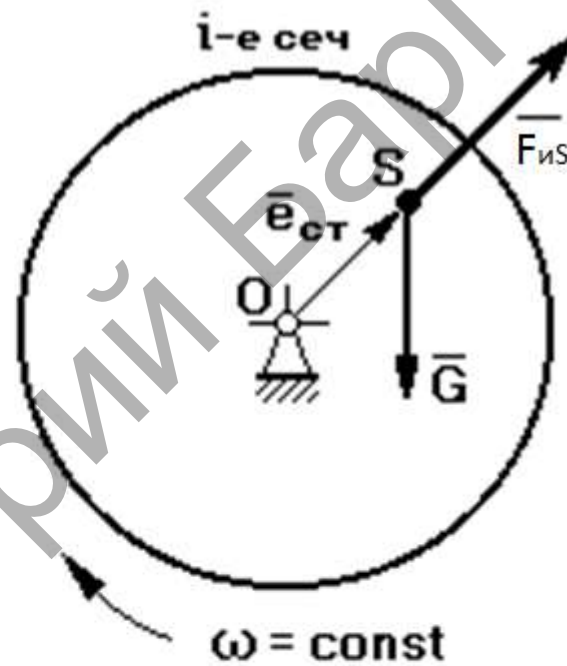
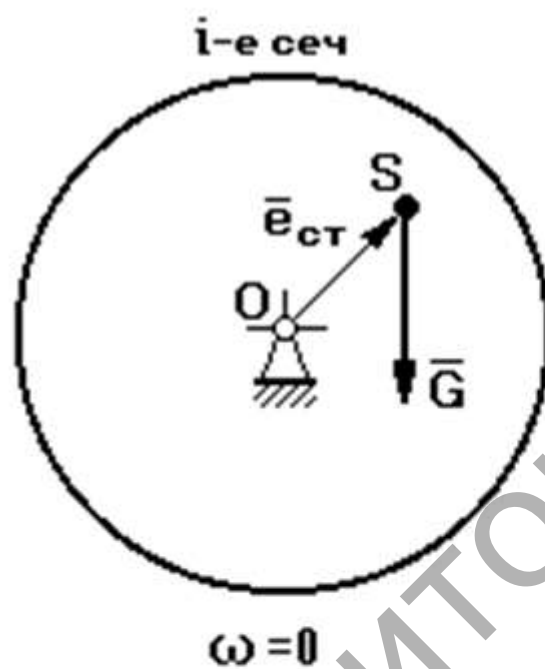


Схема ротора



- Причины вызывающие неуравновешенность ротора:
- 1) неточность изготовления ротора;
 - 2) неточность сборки;
 - 3) различные включения при отливке частей ротора;
 - 4) перепады температур.

Мерой неуравновешенностью ротора является дисбаланс ($\bar{D}$) — вектор, направленный по Φ_s и отличающийся от него в w^2 раз

$$\bar{D} = m \cdot \bar{e}_{\text{ст}}.$$

Мероприятие, связанное с определением величины и направления D , с целью его последующего уменьшения, называется **уравновешиванием ротора**.

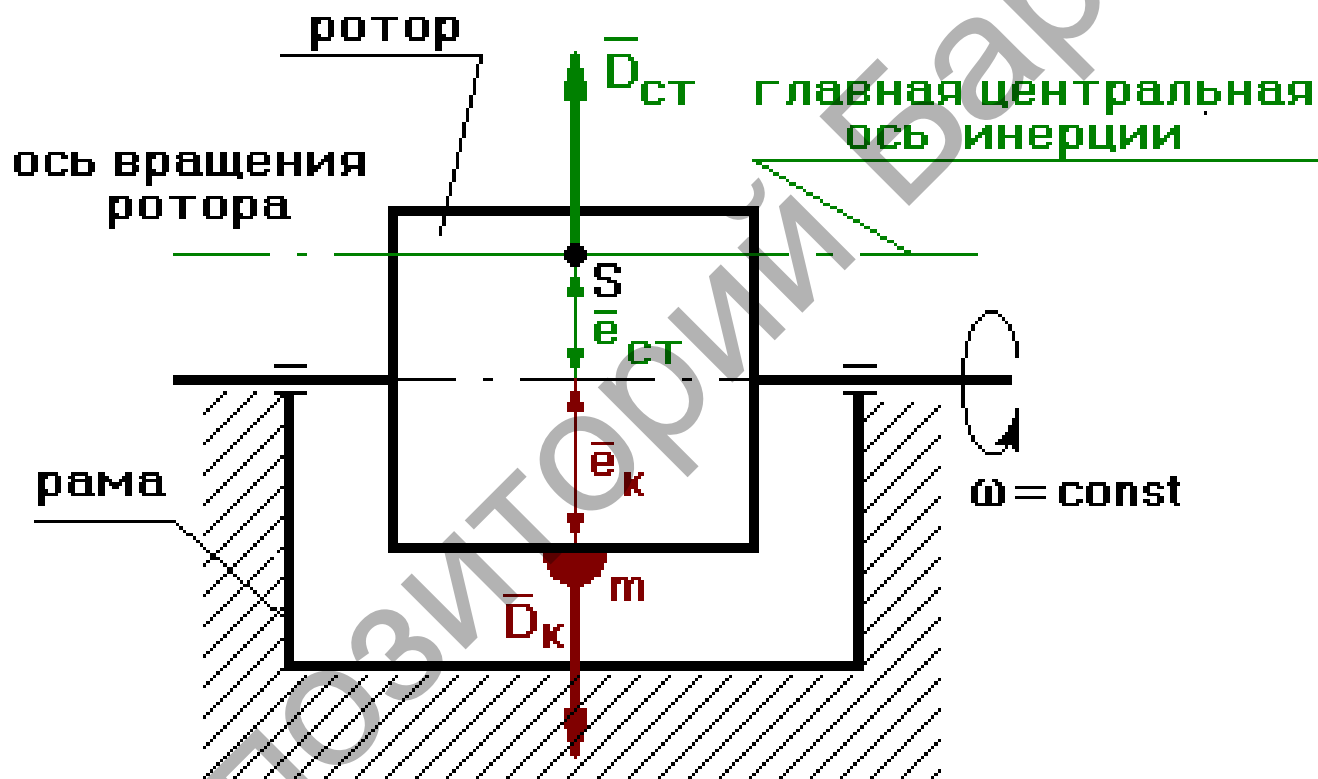
Существуют 3 вида неуравновешенности:

- статическая;
- моментная;
- динамическая (общий случай).

Статическая неуравновешенность

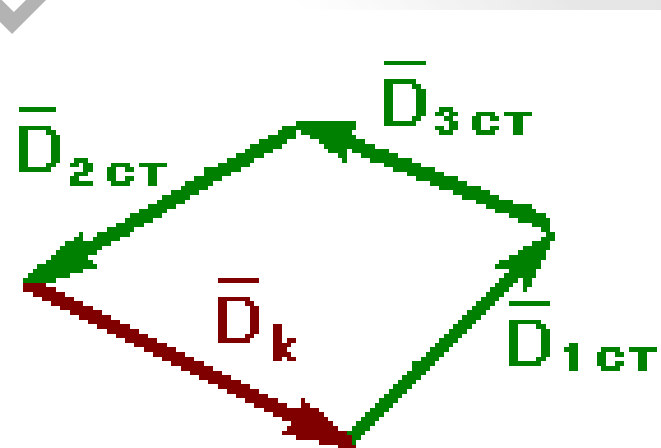
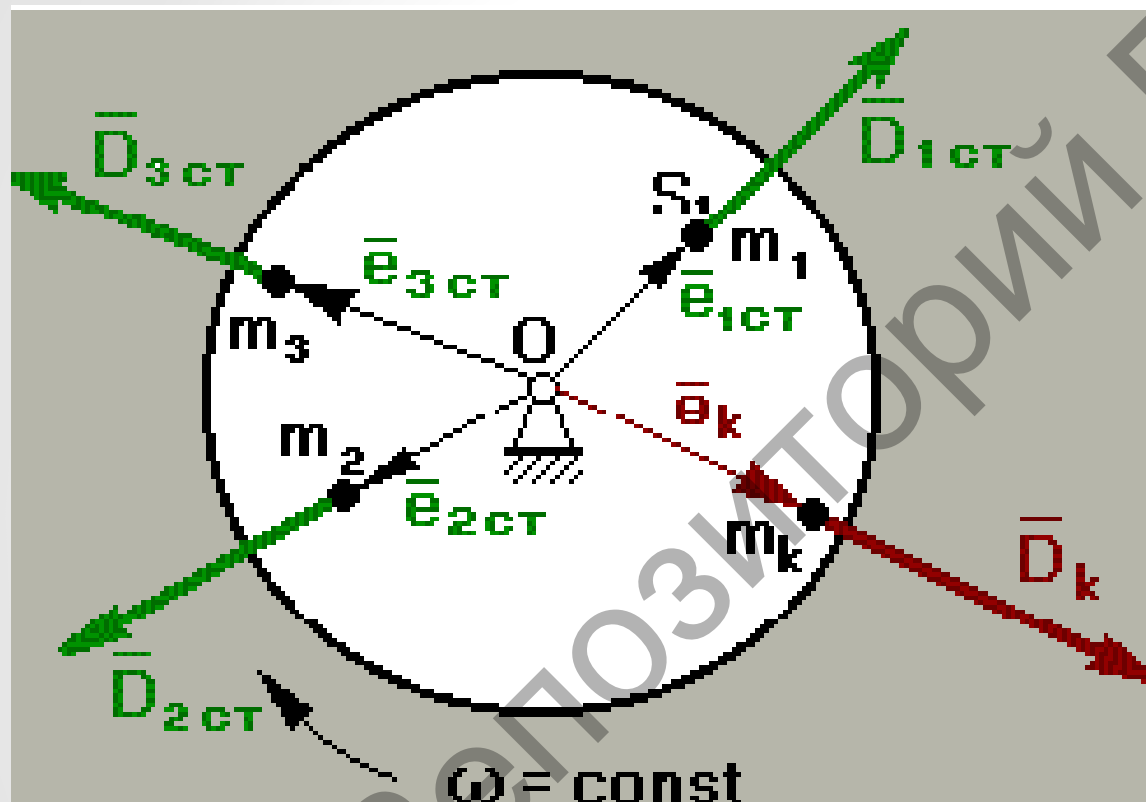
Статическая неуравновешенность характеризуется тем, что главная центральная ось инерции ротора расположена параллельно оси его вращения, а центр масс ротора смещён от оси вращения на величину e статическое.

Статическая неуравновешенность проявляется в статике: если ось вращения ротора установить на призмы, то ротор, стремясь занять положение устойчивого положения равновесия, будет поворачиваться.



$$\bar{D}_k = m \cdot \bar{e}_k$$

$$-\bar{D}_k = \bar{D}_{ct}$$

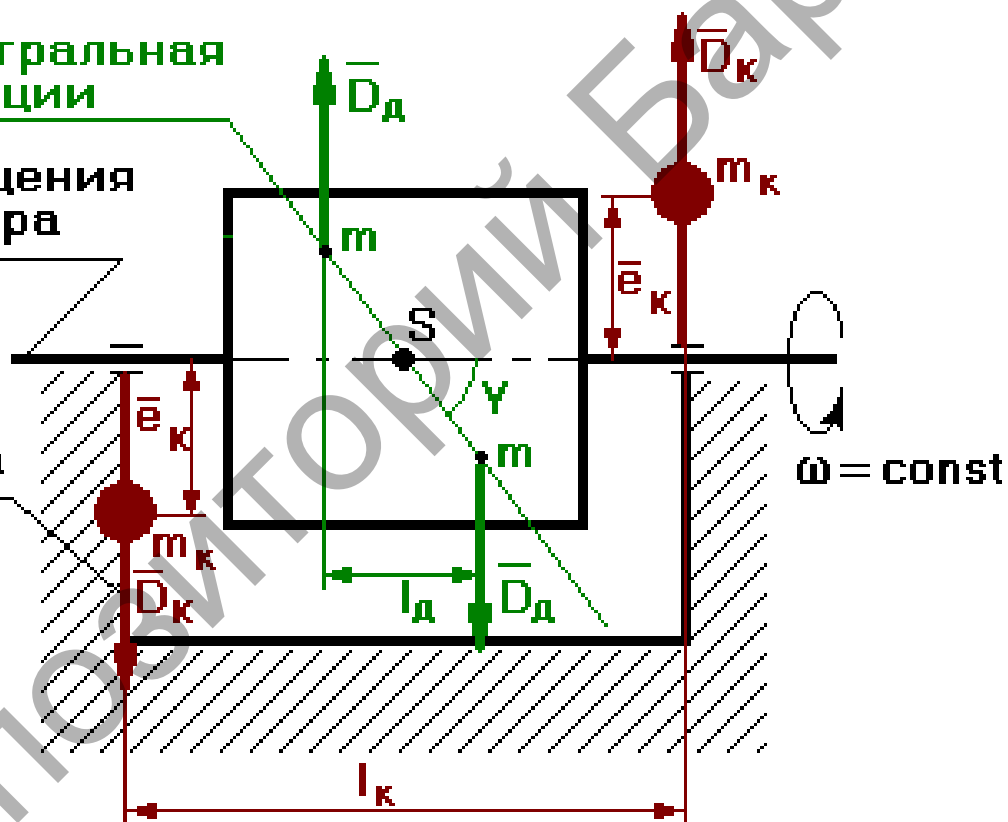


Моментная неуравновешенность

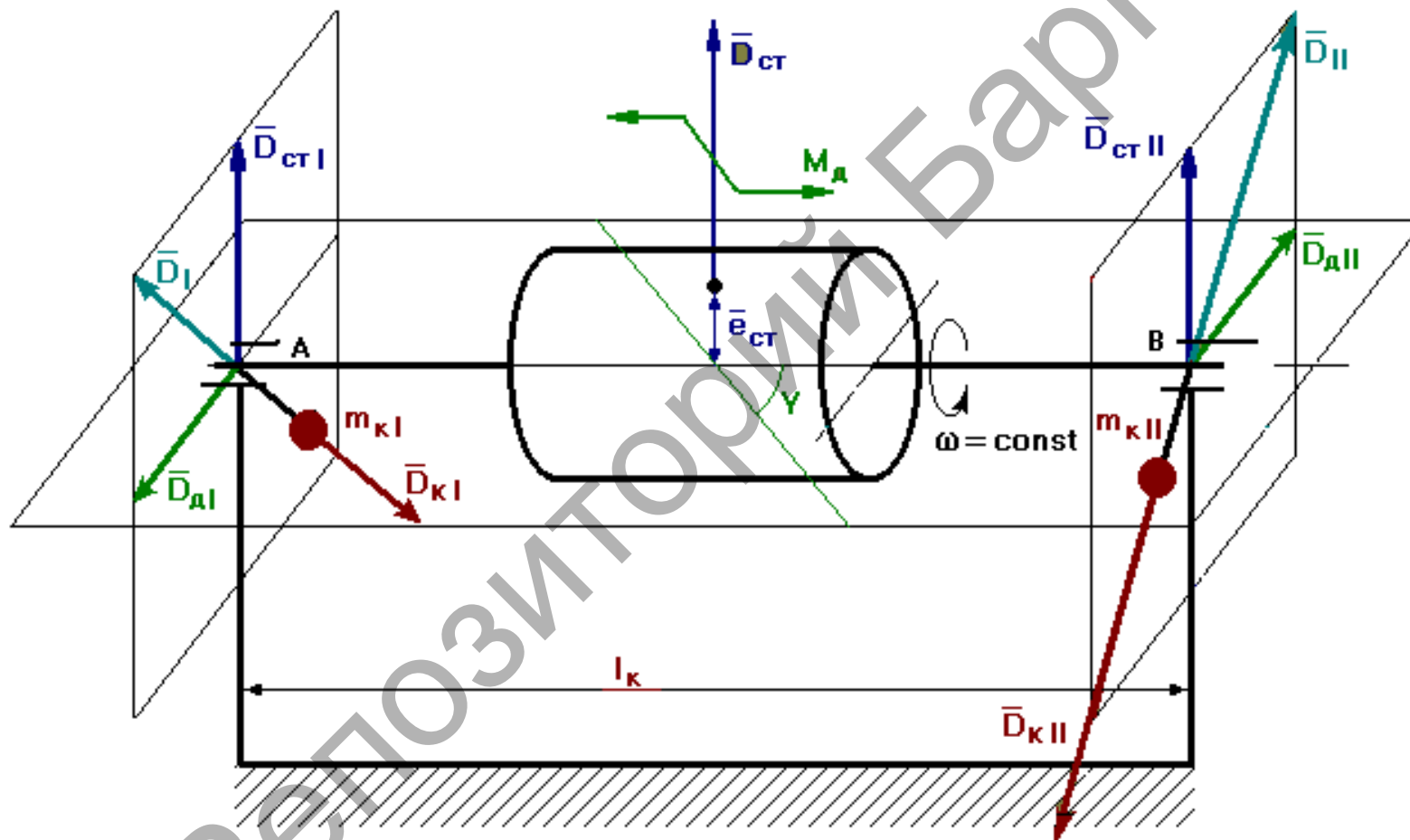
главная центральная
ось инерции

ось вращения
ротора

рама



Динамическая неуравновешенность



$$\bar{D}_{CT} = m \cdot \bar{e}_{CT}$$

Тема

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ ДВИЖЕНИЯ МАШИН И МЕХАНИЗМОВ С ЖЁСТКИМИ ЗВЕНЬЯМИ

СОДЕРЖАНИЕ

1. Силы, действующие в машинах, приборах и других устройствах, и их характеристики.
2. Динамическая и математическая модели машины с одной степенью свободы
3. Приведение сил и масс.
4. Уравнение движения модели в энергетической и дифференциальной формах.
5. Режимы движения машин.
6. Неравномерность движения механизмов и машин.

1 СИЛЫ, ДЕЙСТВУЮЩИЕ В МАШИНАХ, ПРИБОРАХ И ДРУГИХ УСТРОЙСТВАХ, И ИХ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Движущие силы F_d (моменты движущих сил M_d) — это силы, направленные в сторону перемещения точек их приложения; совершают положительную работу ($A > 0$) за время своего действия, или за один цикл [1, с. 97].

Силы сопротивления F_c (моменты сил сопротивления M_c) — это силы, направленные против перемещения точек их приложения; совершают отрицательную работу ($A < 0$) [1, с. 98].

А. Силы и моменты сил полезного сопротивления ($F_{пс}, M_{пс}$) — силы, которые совершают требуемую от машины работу и приложены к ведомым звеньям.

В. Силы и моменты сил вредного сопротивления ($F_{вс}, M_{вс}$) — силы трения, сопротивления окружающей среды, в которой движутся звенья.

Силы и моменты сил приложенные к корпусным деталям (стойкам) работы не совершают.

Силы тяжести (G_1, G_2) — могут совершать положительную или отрицательную работу, или не совершать ни какой работы, однако за полный кинематический цикл, работа этих сил равна нулю. Если центр масс звена опускается — их работа положительна, если центр масс звена поднимается — их работа отрицательна, а в случае когда центр масс движется по горизонтали — их работа равна 0 [1, с. 98].

Сила тяжести определяется по формуле:

$$G = m \cdot g,$$

где g — ускорение свободного падения, м/с^2

Силы инерции ($F_{\text{и}}$) возникают во всех случаях движения звеньев кроме прямолинейного равномерного движения (линейное ускорение равно 0), величина их зависит от параметров движения самих звеньев, а возникновение обусловлено двумя обстоятельствами:

- наличием определённой массы звеньев;
- наличием ускорения каждой материальной точки звена при его движении.

Величина **силы инерции** звена определяется по формуле:

$$F_{\text{и}} = -\vec{a}_s \cdot m,$$

где m — масса звена, кг;

a_s — ускорение центра масс, м / с².

Знак минус показывает, что вектор силы инерции направлен противоположно вектору ускорения центра масс.

Если угловое ускорение звена не равняется нулю, то на звено вместе с силой инерции действует и **инерционный момент**, величина которого определяется по формуле:

$$M_{\text{и}} = -\vec{\varepsilon} \cdot I_s,$$

где ε — угловое ускорение звена, рад / с;

I_s — массовый момент инерции, или момент инерции звена относительно оси, перпендикулярной к плоскости движения и проходящей через его центр масс S , кг м².

Как показывает знак минус, момент сил инерции направлен противоположно угловому ускорению звена.

Момент инерции звена определяется по формуле:

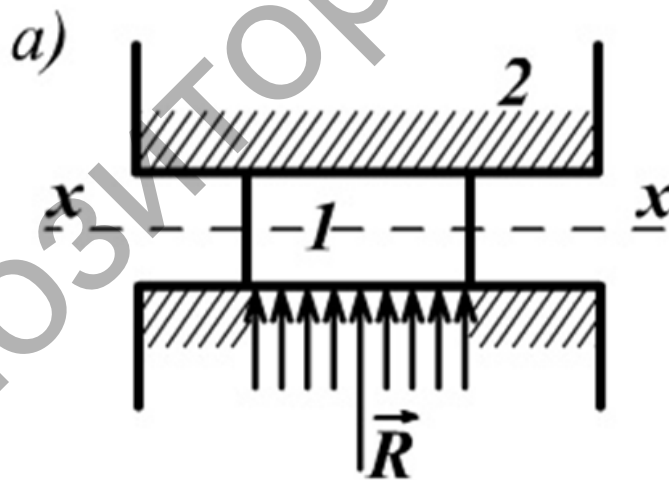
$$I_S = ml^2/12,$$

где l – длина звена, м.

Реакции в кинематических парах R . Возникают в результате действия на звенья механизма движущих сил, сил полезных сопротивлений, сил и моментов сил инерции, сил тяжести. Они сами непосредственно не влияют на характер движения звеньев механизма. Однако от величины реакции зависит сила трения в кинематической паре. Как известно, работа сил трения переходит в тепло, что приводит к нагреву кинематических пар.

Реакция, как и любая другая сила, имеет величину, точку приложения и направление.

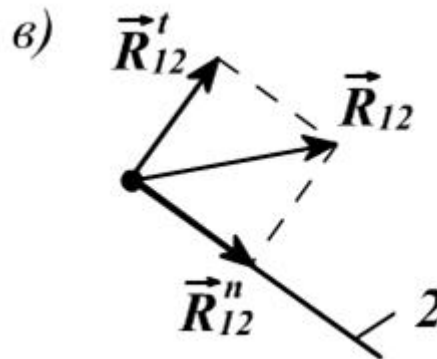
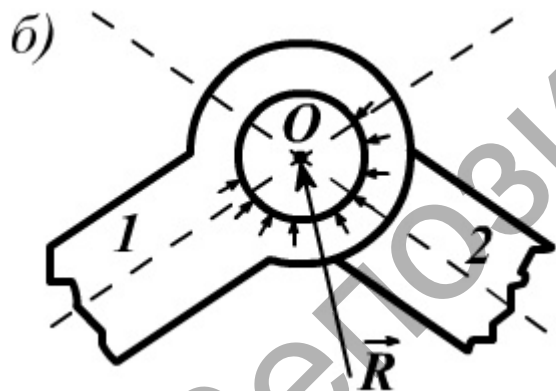
В поступательной кинематической паре, образованной ползуном и направляющей, считают, что реакция проходит через центр ползуна и направлена перпендикулярно к оси движения $x - x$ этой пары.



Направление реакции в поступательной кинематической паре

Во вращательной кинематической паре реакция проходит через центр шарнира, но, так как направление её не известно, то реакцию раскладывают на две составляющие: нормальную, направленную вдоль оси звена, и тангенциальную, направленную перпендикулярно оси звена.

Результаты определения реакции в кинематической паре дают возможность выполнять прочностные расчёты звеньев, правильно подойти к конструкторскому оформлению соединений (выбор подшипника, выбор смазки и т. п.), а также оценить трение, износ и КПД механизма.



Направление реакции во вращательной кинематической паре

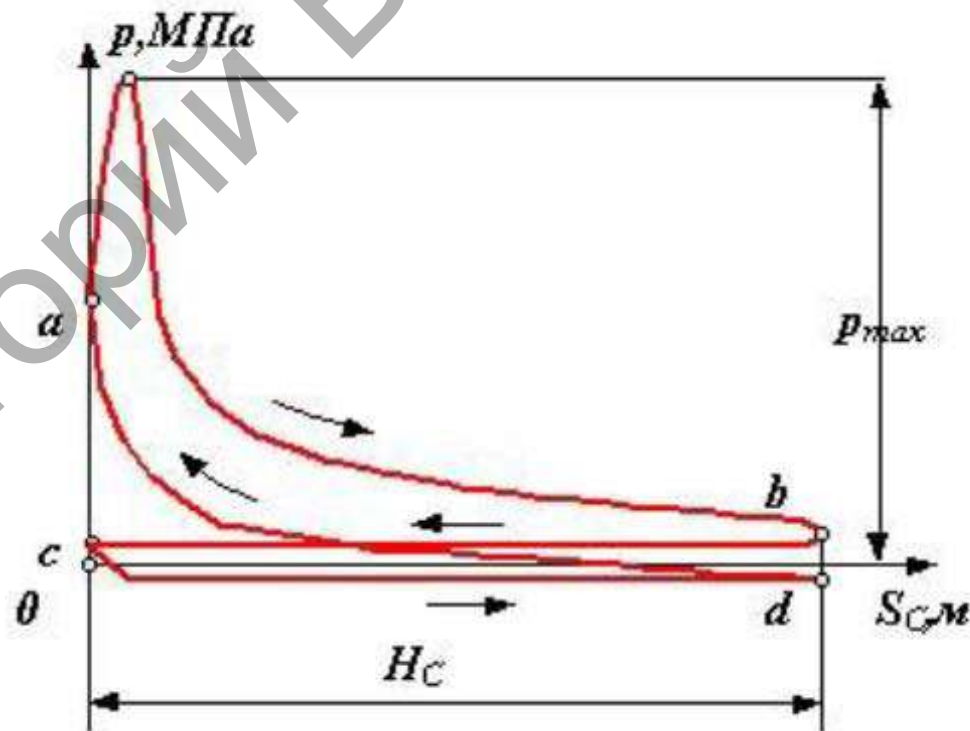
2 ДИНАМИЧЕСКАЯ И МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛИ МАШИНЫ С ОДНОЙ СТЕПЕНЬЮ СВОБОДЫ

Механическая характеристика — зависимость движущих сил и сил сопротивления от одной из кинематических характеристик.

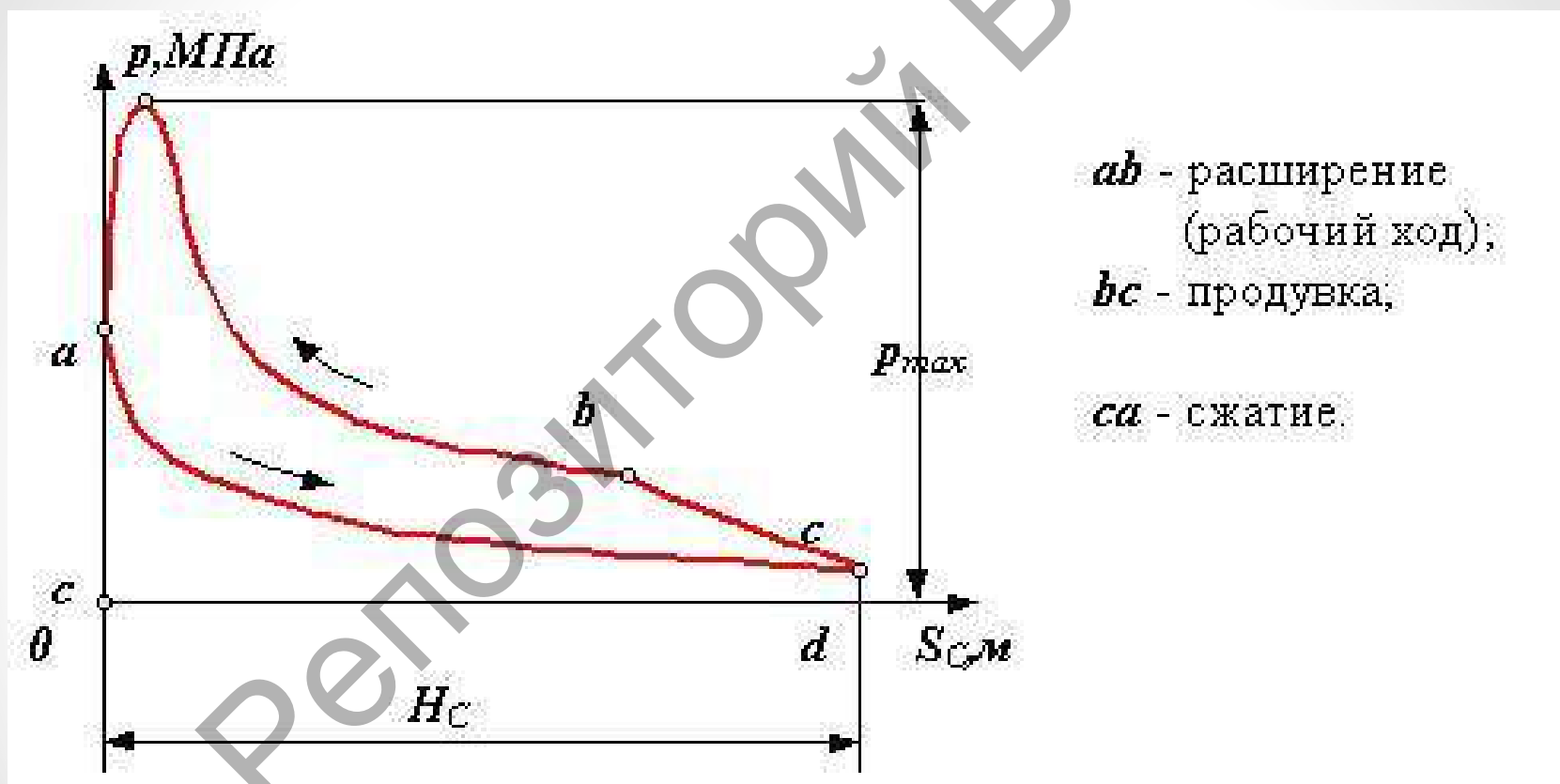
Силы полезного сопротивления, как правило, в процессе работы механизма не постоянны и характеристика их за цикл может быть задана в виде графиков изменения сил, зависящих от положения ведомого звена.

Двигатель внутреннего сгорания (ДВС) — четырёхтактный.

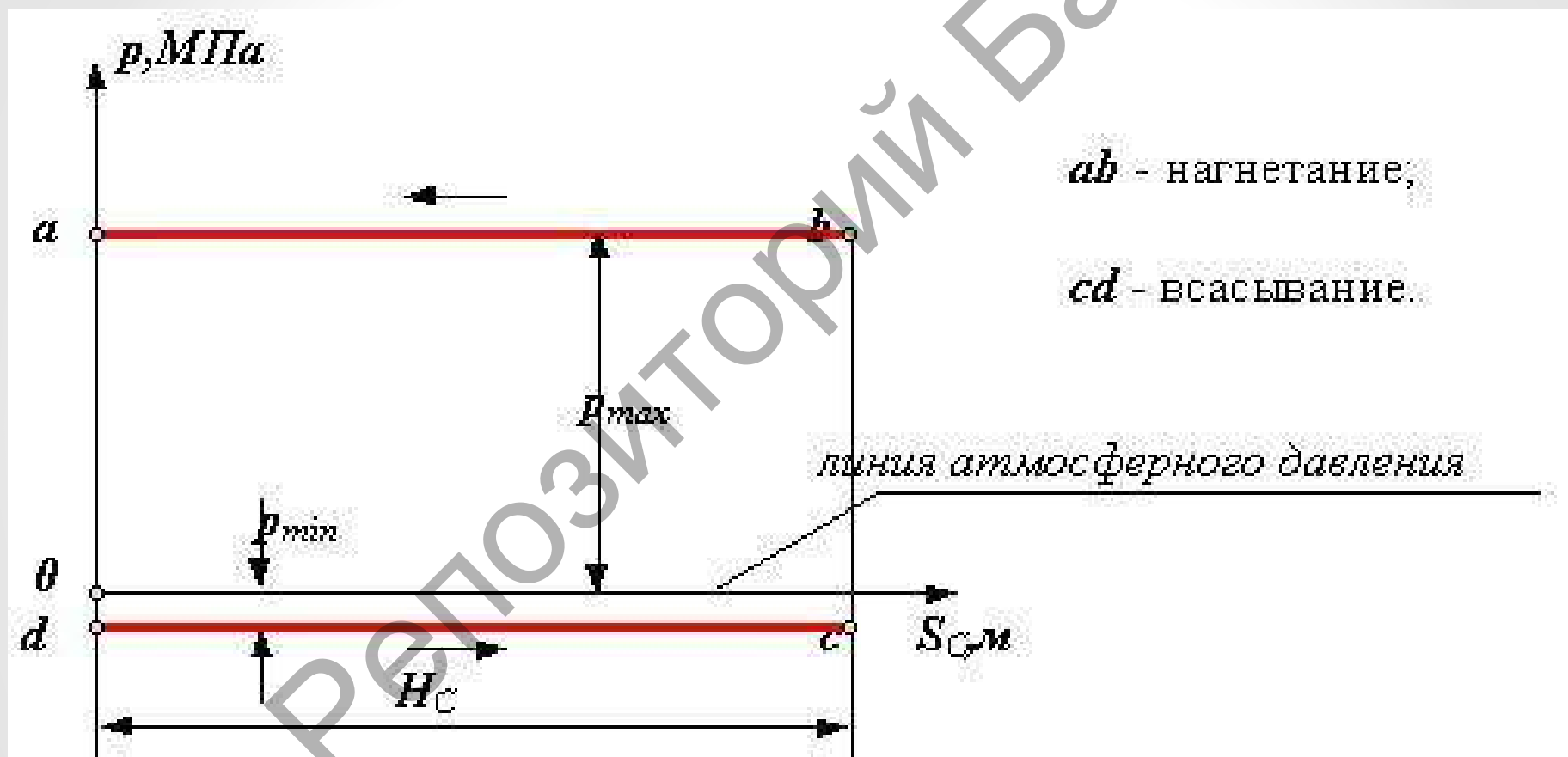
ab — расширение (рабочий ход);
bc — выхлоп;
cd — всасывание;
da — сжатие.



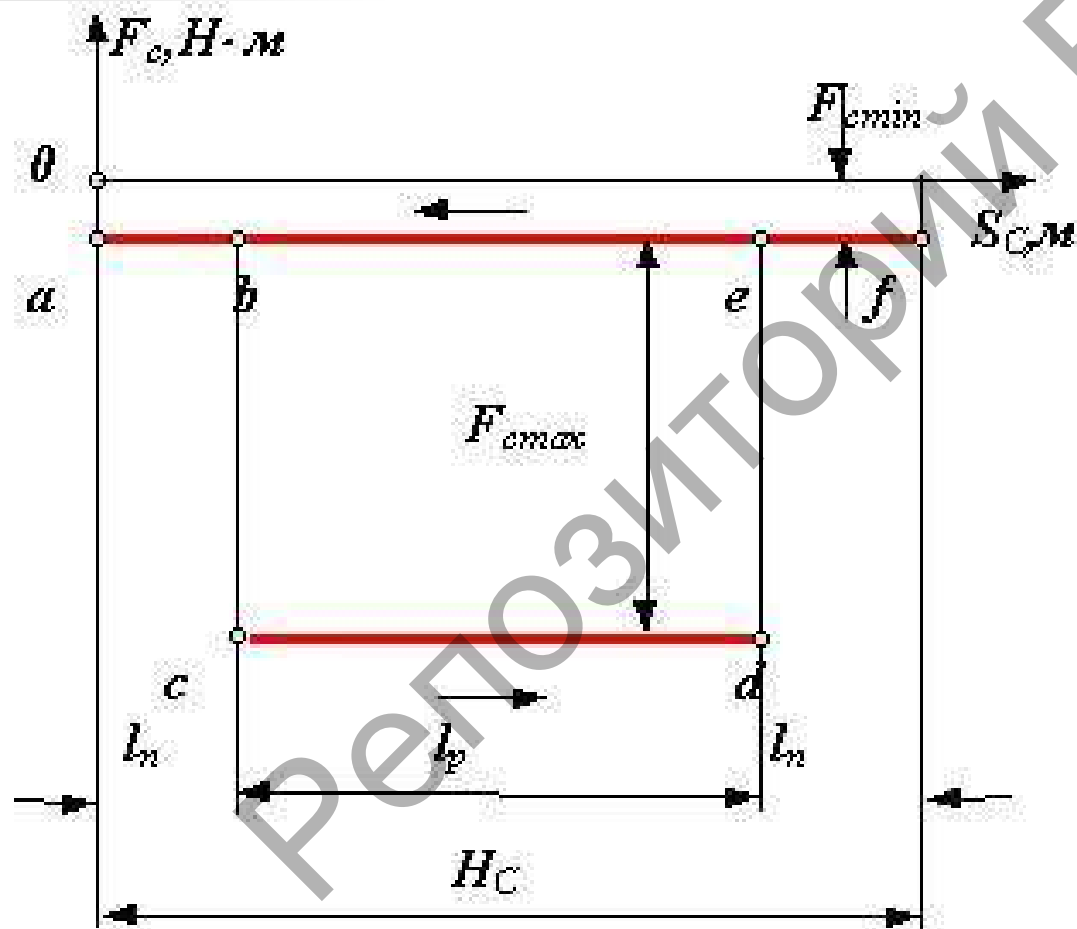
Индикаторная диаграмма — графическое изображение зависимости давления в цилиндре поршневой машины от хода поршня.



Поршневой насос



Строгальный станок



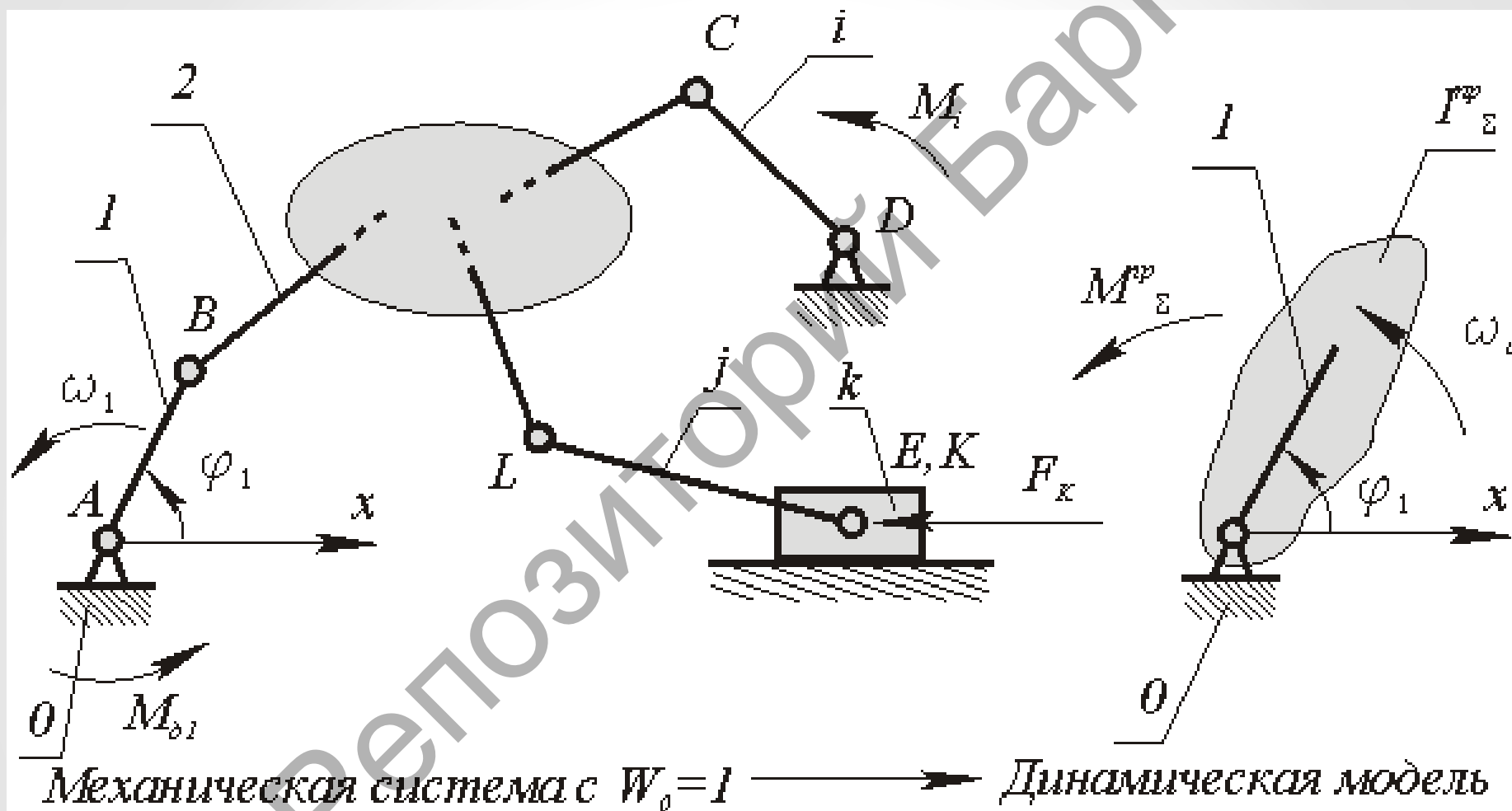
ab, ef - перебег;

cd - резание;

fa - холостой ход.

Понятие о расчётной модели машинного агрегата

Динамическая модель — это условный механизм, как правило, звено, совершающее вращательное движение, кинематические и динамические параметры которого полностью соответствуют кинематическим и динамическим параметрам всего механизма.



Звено приведения — это, обычно, ведущее звено, совершающее движение с приблизительно постоянной скоростью.

Точка приведения — это точка, где приложена приведенная сила ($F_{\text{пр}}$)

Приведенная сила перпендикулярно ОА (кривошипу) или по касательной к траектории движения точки приложения.

3 ПРИВЕДЕНИЕ СИЛ И МАСС

Приведенный момент сил (M_n) — условный момент сил, который необходимо приложить к звену приведения, чтобы развиваемая им мощность была равна сумме мгновенных мощностей развиваемых всеми силами и моментами, действующими на машинный агрегат.

Приведенный момент сил ($M_{\text{пр}}$)

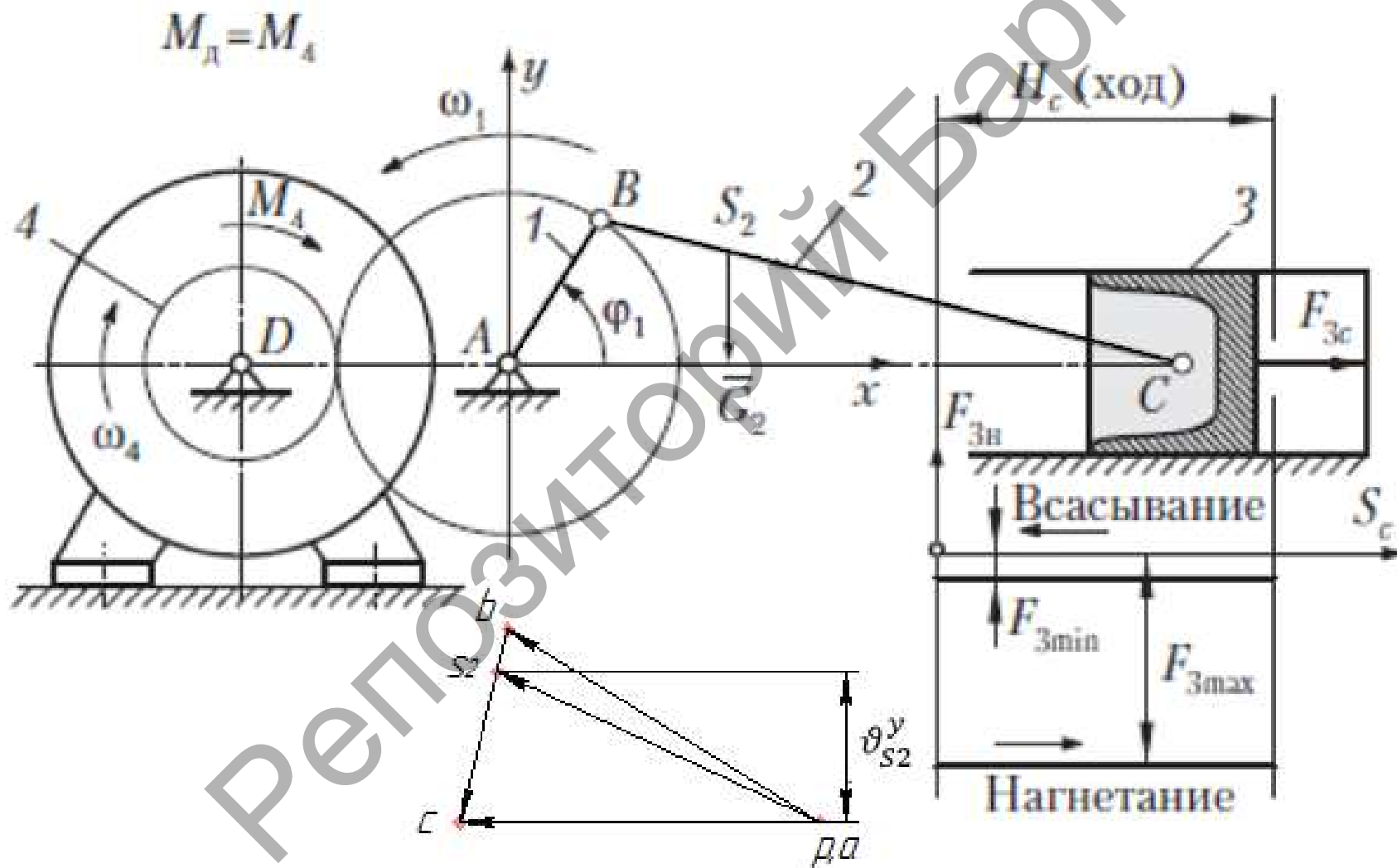
$$M_{\text{пр}} = \sum M_i \frac{\omega_i}{\omega_1} + \sum F_i \frac{v_{Si}}{\omega_1} \cos(F_i, v_{Si}).$$

В большинстве случаев приведенный момент представляется как алгебраическая сумма.

$$M_{\text{пр}} = M_{\text{пр}}^{\text{д}} + M_{\text{пр}}^{\text{с}}$$

где $M_{\text{пр}}^{\text{д}}$ — приведенный момент движущих сил;

$M_{\text{пр}}^{\text{с}}$ — приведенный момент сил сопротивления.



Приведенный момент инерции ($I_{\text{пр}}$) — это условная величина, которую необходимо приложить к звену приведения, кинетическая энергия которой равняется сумме кинетических энергий всех звеньев механизма.

Определяется по формуле:

$$T_{\text{п}} = \sum T_i ,$$

$$I_{\text{пр}} \frac{\omega_{\text{пр}}^2}{2} = \sum T_i .$$

Все звенья можно разделить на 3 группы по определению кинетической энергии:

- 1) звенья, совершающие поступательное движение

$$T_{\text{пост}} = \frac{m\vartheta^2}{2},$$

- 2) звенья, совершающие вращательные движения

$$T_{\text{вр}} = \frac{I_O\omega^2}{2},$$

где I_O — момент инерции относительно оси вращения;

- 3) звенья, совершающие плоскопараллельное движение

$$T_{\text{пп}} = \frac{m\vartheta_S^2}{2} + \frac{I_S\omega^2}{2},$$

где I_S — момент инерции относительно оси проходящей через центр масс.

Алгоритм составления динамической модели:

1. Выбираем звено приведения; обязательное условие: угловая скорость звена приведения равняется угловой скорости ведущего звена.

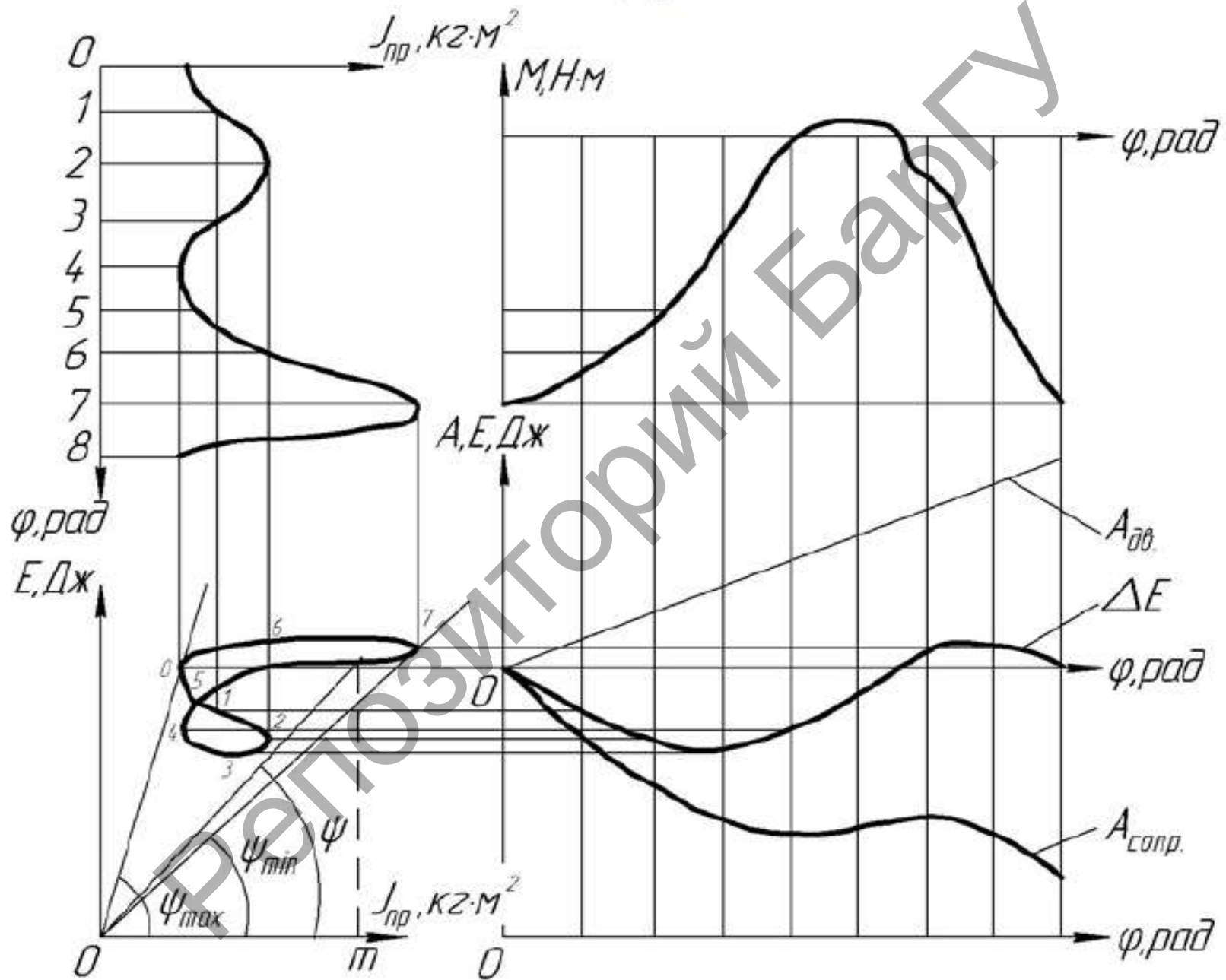
$$\omega_{\text{пр}} = \omega_1 = \omega.$$

2. Определяем на основании равенства кинетической энергии звена приведения и суммы кинетических энергий всех звеньев (приведение масс)

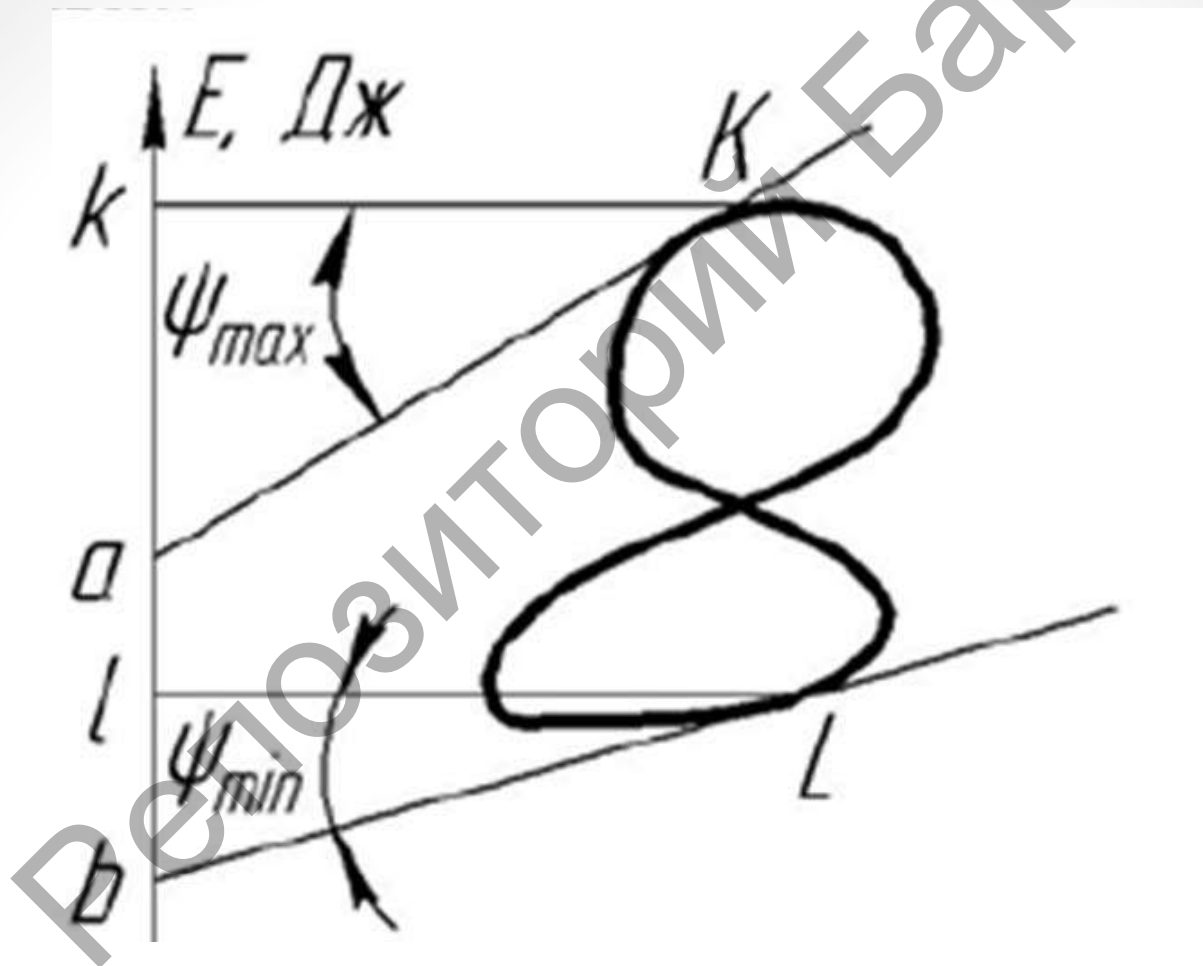
$$I_{\text{пр}} \frac{\omega_{\text{пр}}^2}{2} = \sum \frac{m_i v_{Si}^2}{2} + \sum I_{Si} \frac{\omega_i^2}{2},$$

$$I_{\text{пр}} = \sum m_i \left(\frac{v_{Si}^2}{\omega_{\text{пр}}^2} \right) + \sum I_{Si} \left(\frac{\omega_i}{\omega_{\text{пр}}} \right)^2,$$

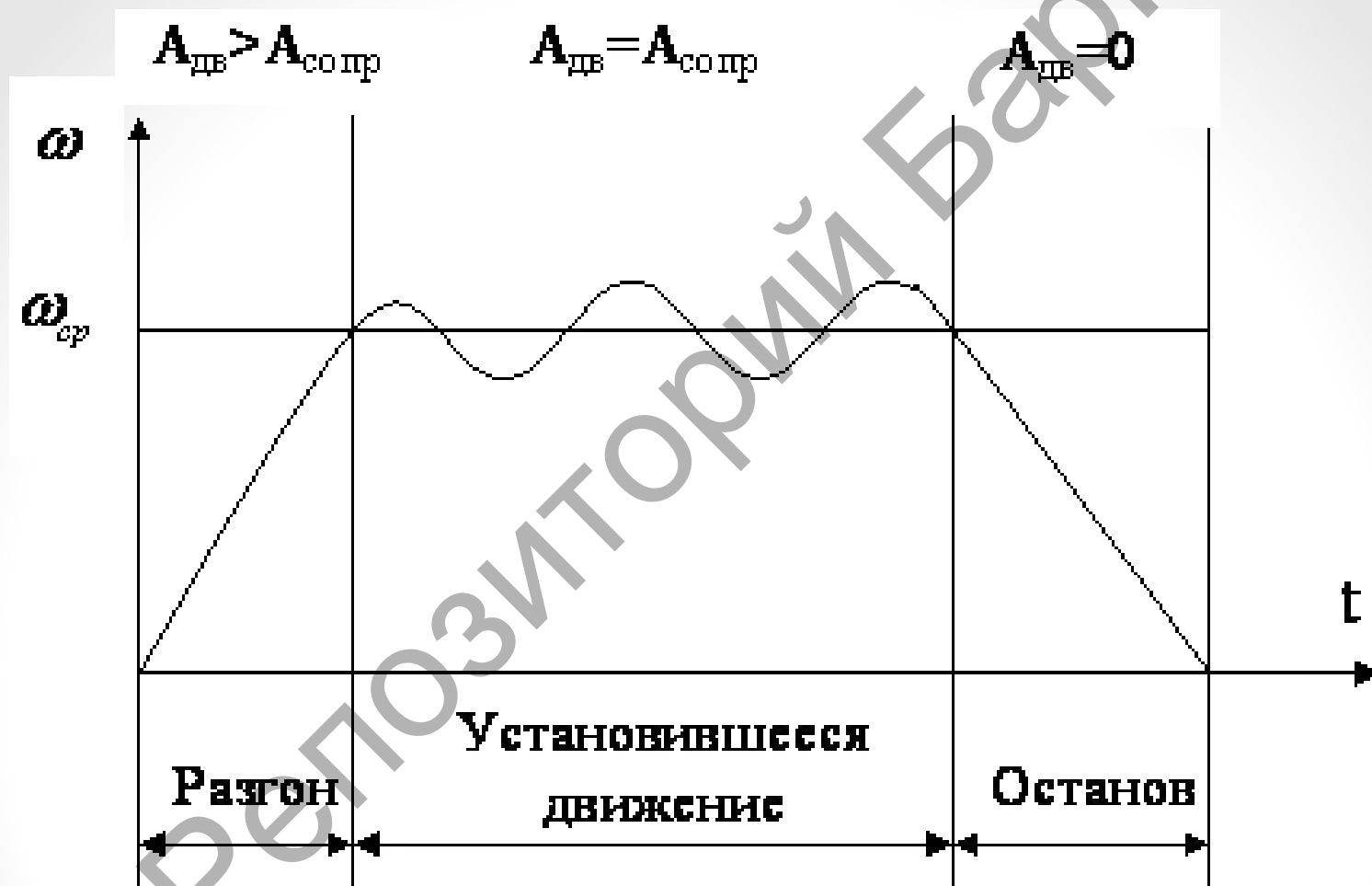
$$I_{\text{пр}} = \sum m_i i_{Si1}^2 + \sum I_{Si} i_{i1}^2.$$



Определение момента инерции маховика методом Виттенбауэра



Режимы движения машинного агрегата



Уравнение движения динамической модели в интегральной форме

$$\Delta T = T - T_{\text{нач}} = A_{M_{\text{пр}}\Sigma},$$

$$\text{где } T = J_{\text{пр}} \cdot \frac{\omega_1^2}{2}; \quad T_{\text{нач}} = J_{\text{пр нач}} \frac{\omega_{1\text{нач}}^2}{2};$$

$$A_{M_{\text{пр}}\Sigma} = \int_{\varphi_{1\text{нач}}}^{\varphi_1} M_{\text{пр}} d\varphi$$

Формула расчёта угловой скорости звена приведения

$$\omega_1 = \sqrt{2 \cdot \frac{A_{M_{\text{пр}}\Sigma} + T_{\text{нач}}}{J_{\text{пр}}}}$$

Уравнение движения динамической модели в дифференциальной форме

$$J_{\text{пр}} \cdot \frac{d\omega_1}{dt} + \frac{\omega_1^2}{2} \cdot \frac{dJ_{\text{пр}}}{d\varphi_1} = M_{\text{пр}}$$

Формула расчёта углового ускорения звена приведения

$$\varepsilon_1 = \frac{d\omega_1}{dt} = \frac{M_{\text{пр}}}{I_{\text{пр}}} - \frac{\omega_1^2}{2 \cdot J_{gh}} \cdot \frac{dJ_{\text{пр}}}{d\varphi_1}$$

Неравномерность движения динамической модели

Величина амплитуды колебаний скорости $d\omega_1$ определяется разностью между максимальной ω_{1max} и минимальной ω_{1min} скоростями

За меру измерения колебаний скорости в установившемся режиме принята относительная величина, которая называется коэффициентом изменения средней скорости:

$$d = \frac{d\omega_1}{\omega_{1cp}} = \frac{\omega_{1max} - \omega_{1min}}{\omega_{1cp}},$$

где ω_{1cp} — средняя угловая скорость машины.

Для различных машин в зависимости от требований нормального функционирования допускаются различные максимальные значения коэффициента изменения средней скорости

Чтобы снизить внутреннюю виброактивность и неравномерность движения применяются различные методы:

- *уменьшение влияния неравномерности внешних сил (например, применение многоцилиндровых ДВС, насосов и компрессоров с рациональным сдвигом рабочих процессов в цилиндрах);*
- *уменьшение влияния переменности приведенного момента инерции (тоже обеспечивается увеличением числа цилиндров в поршневых машинах, а также уменьшением масс и моментов инерции деталей, приведенный момент инерции которых зависит от обобщённой координаты);*
- *установка на валах машины центробежных регуляторов или аккумуляторов кинетической энергии — **маховиков**;*
- *активное регулирование скорости с использованием систем автоматического управления, включая и компьютерное управление.*

Назначение и расчёт маховика

Маховик — вращающееся тело, характеризующееся добавочным моментом инерции и предназначенное для уменьшения коэффициента неравномерности движения, выполняют в виде массивного сплошного диска или шкива с тяжёлым ободом и спицами.

Маховик аккумулирует энергию при увеличении угловой скорости и отдаёт её при уменьшении скорости.

Уравнение движения маховика

$$\frac{J_M \omega_{max}^2}{2} - \frac{J_M \omega_{min}^2}{2} = A_{изб},$$

где J_M — момент инерции маховика;

$A_{изб}$ — избыточная работа на участке между экстремальными значениями угловой скорости ω_{max} и ω_{min} .

Тема

Моделирование геометрических и кинематических связей в механизмах

СОДЕРЖАНИЕ

1. Задачи кинематического анализа и синтеза механизмов.
2. Кинематические передаточные функции и отношения.
3. Метод планов положений, скоростей, ускорений.

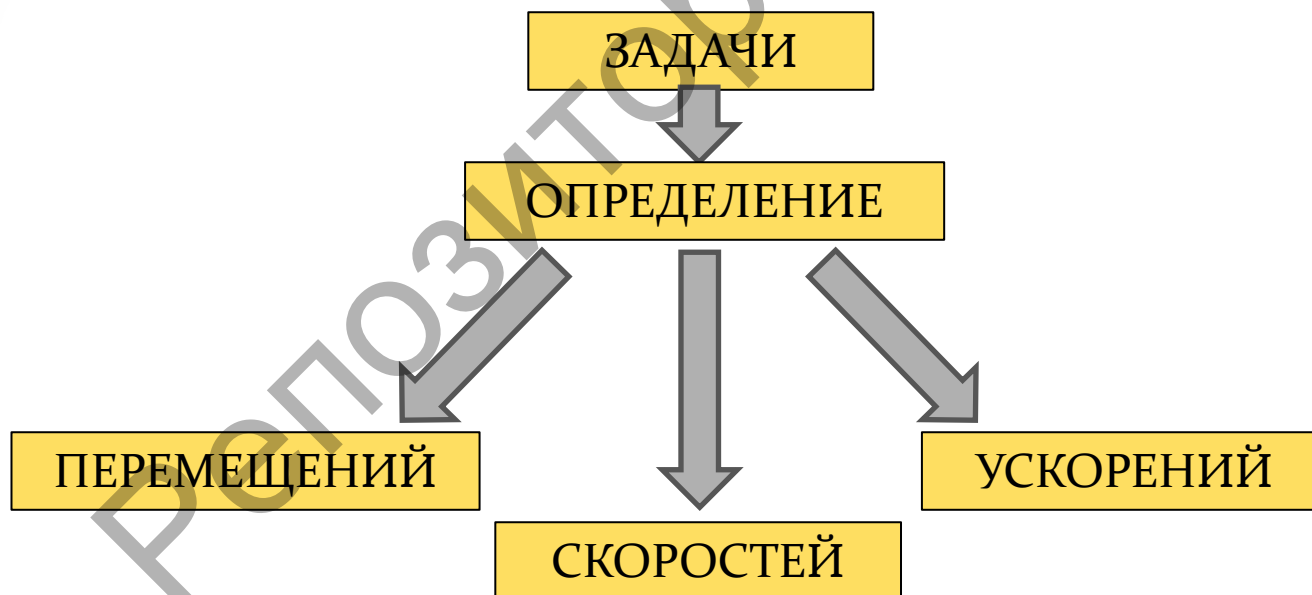
1 КИНЕМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ МЕХАНИЗМОВ

Кинематический анализ — определение движения звеньев и точек механизма без учёта действующих на них сил и моментов сил.

Кинематический анализ — выполняется в 2 этапа:

1) определение кинематических характеристик, зависящих только от обобщённых координат механизма (аналоги линейных скоростей и ускорений точек, аналоги угловых скоростей и ускорений звеньев, т. е. *передаточные функции и их производные*);

2) определение скоростей и ускорений точек и звеньев после динамического исследования машинного агрегата.

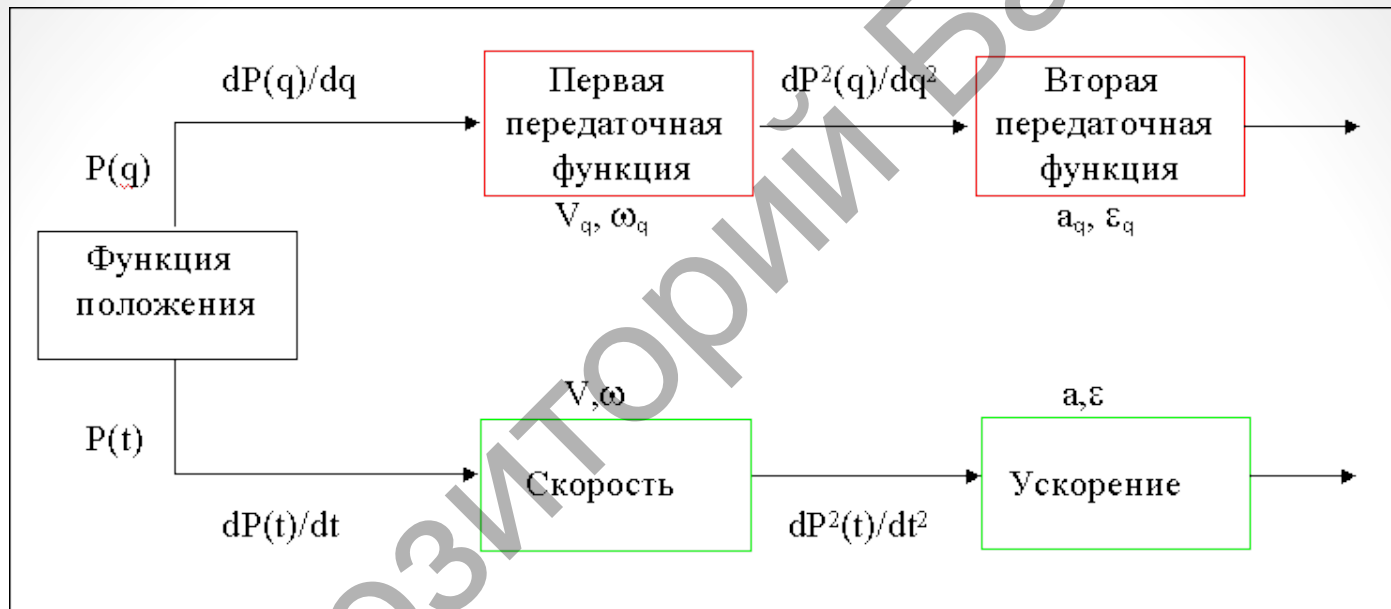


Методы кинематического анализа

- метод замкнутого векторного контура (метод Зиновьева);
- метод планов положений, скоростей и ускорений;
- метод кинематических диаграмм;
- метод преобразования координат;
- экспериментальные методы;
- другие методы.

Функцией положения механизма называется зависимость углового или линейного перемещения точки или звена механизма от времени или обобщённой координаты.

Геометрические и кинематические характеристики механизма



Характеристики механизма

Основные понятия и определения

Зависимость линейных координат в какой-либо точке механизма от обобщённой координаты — **линейная функция положения данной точки в проекциях на соответствующие оси координат.**

$$X_c = f(\varphi_1).$$

Зависимость угловой координаты какого-либо звена механизма от обобщённой координаты — **угловая функция положения данного звена.**

$$\varphi_2 = f(\varphi_1).$$

Первая производная линейной функции положения точки по обобщённой координате — **линейная передаточная функция** данной точки в проекциях на соответствующие оси координат (иногда называют «аналог линейной скорости...»).

Формула расчёта передаточной функции:

$$\frac{d\varphi_2}{d\varphi_1} = i_{21} \qquad \frac{\omega_2}{\omega_1} = i_{21}.$$

Кинематический анализ механизмов

$$\frac{dX_C}{d\varphi_1} = V_{gcx}$$

$$\frac{dy_C}{d\varphi_1} = V_{gcy}$$

$$\frac{dX_C}{dt} \cdot \frac{dt}{\varphi_1} = V_{gcx}$$

$$\frac{dX_C}{dt} = V_C$$

$$\frac{dt}{\varphi_1} = \omega_1$$

$$\frac{V_{cx}}{\omega_1} = V_{gcx}$$

$$V_{cx} = \omega_1 \cdot V_{gcx}$$

$$V_{cy} = \omega_1 \cdot V_{gcy}$$

Полная скорость точки С будет $V_C = \sqrt{V_{cx}^2 + V_{cy}^2}$.

Вторая производная линейной функции положения по обобщённой координате — **аналог линейного ускорения точки в проекциях на соответствующие оси.**

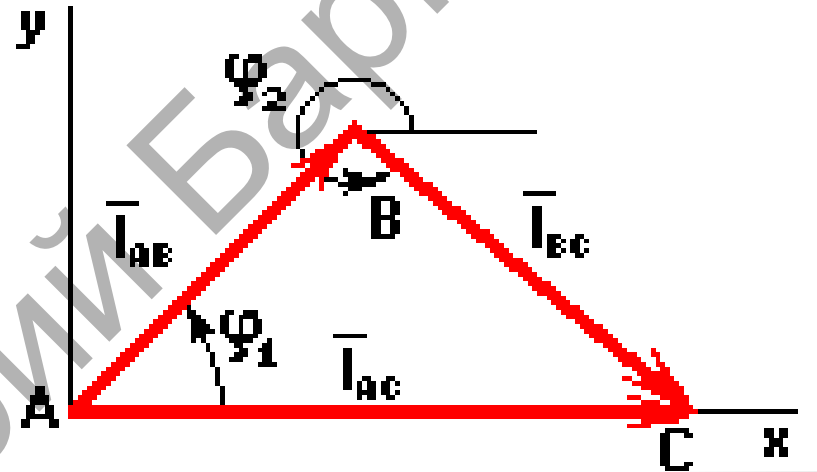
$$\frac{d^2 x_c}{d\varphi_1^2} = a_{gсx} \qquad \frac{d^2 y_c}{d\varphi_1^2} = a_{gсy}.$$

Вторая производная угловой функции положения звена по обобщённой координате — **аналог углового ускорения звена.**

ПРИМЕР

Дано: ω_1 , l_{AB} , l_{BC} , l_{AC} .

Определить: v_i , a_i , ω_2 , ε_2 .



Для исследования плоских рычажных механизмов для решения данной задачи целесообразно использовать метод проецирования векторного контура на оси координат.

Для определения функции положения точки C представим длины звеньев в виде векторов.

ПРИМЕР

Условие замкнутости данного контура.

$$\bar{l}_{AB} + \bar{l}_{BC} = \bar{l}_{AC} \quad (1)$$

$$l_{AB} \cdot \cos \varphi_1 + l_{BC} \cdot \cos \varphi_2 = X_C \quad (2)$$

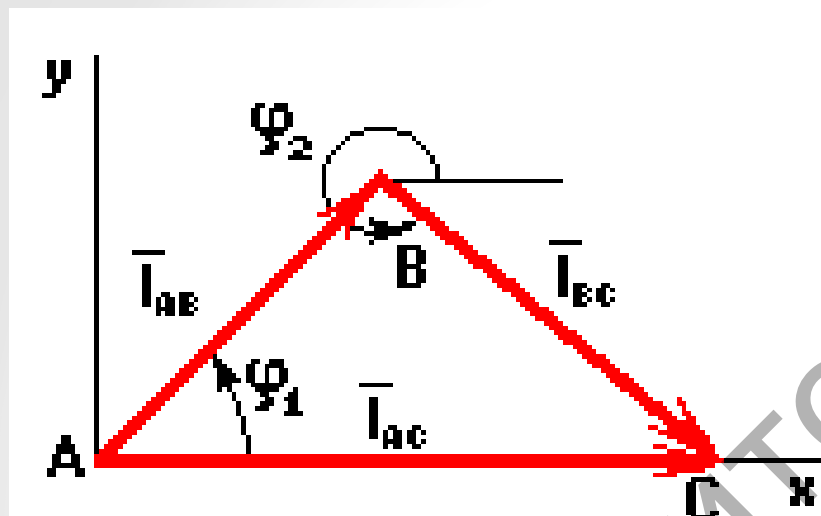
$$l_{AB} \cdot \sin \varphi_1 - l_{BC} \cdot \sin \varphi_2 = Y_C \quad (3)$$

из (3) следует, что

$$\varphi_2 = \arcsin \left(\frac{l_{AB} \cdot \sin \varphi_1}{l_{BC}} \right) \quad (4)$$

продифференцируем (2)
по обобщённой координате

$$l_{AB} \cdot \cos \varphi_1 + l_{BC} \cdot \cos \varphi_2 \cdot \frac{d\varphi_2}{d\varphi_1} = V_{gcy} \quad \frac{l_{AB} \cdot \cos \varphi_1}{l_{BC} \cdot \cos \varphi_2} = i_{21} \quad (5)$$



ПРИМЕР

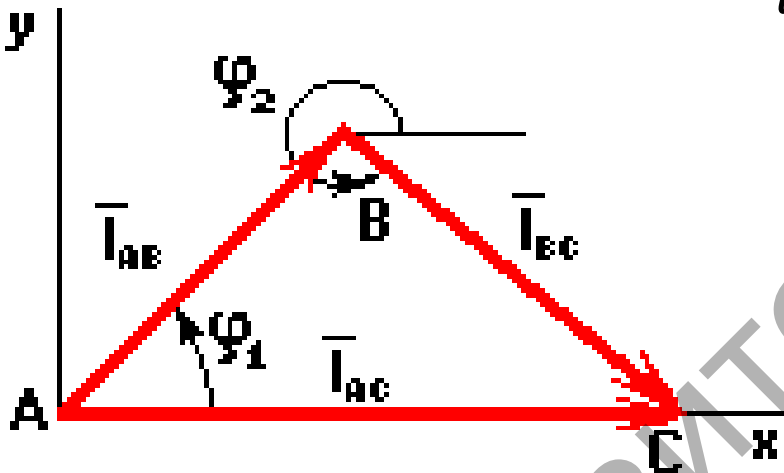
Продифференцируем (3) по обобщённой координате

$$-l_{AB} \cdot \sin \varphi_1 - l_{BC} \cdot \sin \varphi_2 \cdot \frac{d\varphi_2}{d\varphi_1} = V_{gcx}$$

$$V_{cx} = \omega_1 \cdot V_{gcx}$$

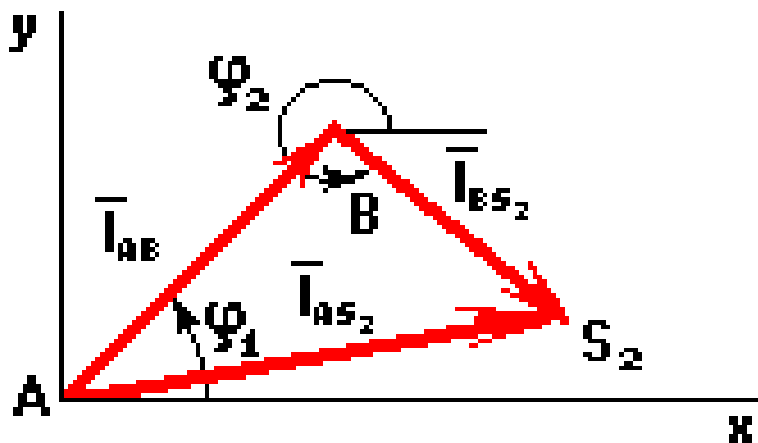
$$V_{cy} = \omega_1 \cdot V_{gcy} = 0$$

$$V_c = \sqrt{V_{cx}^2 + V_{cy}^2}$$



ПРИМЕР

Если необходимо определить функции положения центра масс, то мы делим векторный контур ABS_2 ,



Условие замкнутости данного контура

$$\bar{l}_{AB} + \bar{l}_{BS_2} = \bar{l}_{AS_2} \quad (6)$$

$$l_{AB} \cdot \cos \varphi_1 + l_{BS_2} \cdot \cos \varphi_2 = X_{S_2} \quad (7)$$

$$l_{AB} \cdot \sin \varphi_1 - l_{BS_2} \cdot \sin \varphi_2 = Y_{S_2}.$$

Продифференцируем (7) по обобщённой координате и получим аналоги линейных скоростей точек S_2 в проекциях на оси x и y

$$V_{S_2X} = \omega_1 \cdot V_{gS_2x},$$

$$V_{S_2Y} = \omega_1 \cdot V_{gS_2y}, \quad (8)$$

$$V_{S_2} = \sqrt{V_{S_2X}^2 + V_{S_2Y}^2}.$$

Метод планов положений, скоростей и ускорений

Для определения кинематических параметров механизмов графическими или графоаналитическими методами необходимо выполнить построение кинематических схем механизмов.

Исходными данными служат истинные размеры звеньев механизма.

Кинематической называется схема механизма, построенная в выбранном масштабе (масштабном коэффициенте).

Изображение кинематической схемы механизма в выбранном масштабе, соответствующее определенному положению входного звена, называется **планом механизма**.

Масштаб плана механизма определяет размеры отрезков, изображающих длину звеньев и координаты точек звеньев.

Масштаб плана механизма обозначают через μ_l с размерностью (м / мм).

Под *масштабом* длин понимают отношение натуральной длины звена в единицах СИ, то есть в метрах к длине отрезка, изображающего это звено на чертеже (в мм).

Масштаб кинематической схемы механизма определяется следующим образом: истинную длину кривошипа, рассчитанную ранее l_{O_1A} разделим на длину отрезка, изображающего кривошип на чертеже.

Предварительно длину отрезка принимаем в пределах 30—60 мм.

Построение кинематической схемы кривошипно-ползунного механизма

$$l_{OA} = 200 \text{ мм} = 0,2 \text{ м};$$

$$l_{AB} = 600 \text{ мм} = 0,6 \text{ м};$$

$$l_{AS_2} = \frac{l_{AB}}{2} = \frac{0,6}{2} = 0,3 \text{ м};$$

$$e = 40 \text{ мм} = 0,04 \text{ м};$$

$$\omega_1 = 15 \text{ рад/с};$$

Для построения планов положений рассчитаем масштабный коэффициент длины и определим длины отрезков, изображающие звенья на чертеже.

$$\mu_l = \frac{l_{OA}}{[OA]} = \frac{0,2}{50} = 0,004 \text{ м/мм};$$

$$[AS_2] = \frac{l_{AS_2}}{\mu_l} = \frac{0,3}{0,004} = 75 \text{ мм};$$

$$[AB] = \frac{l_{AB}}{\mu_l} = \frac{0,6}{0,004} = 150 \text{ мм};$$

$$[e] = \frac{e}{\mu_l} = \frac{0,04}{0,004} = 10 \text{ мм};$$

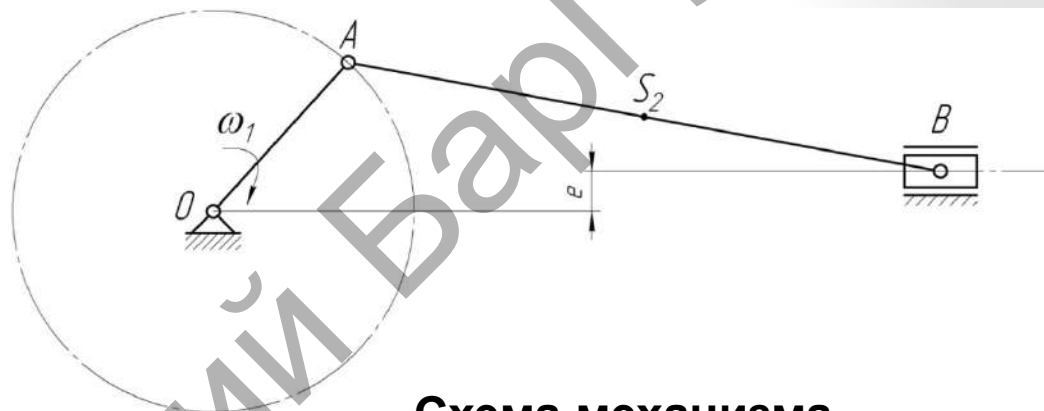
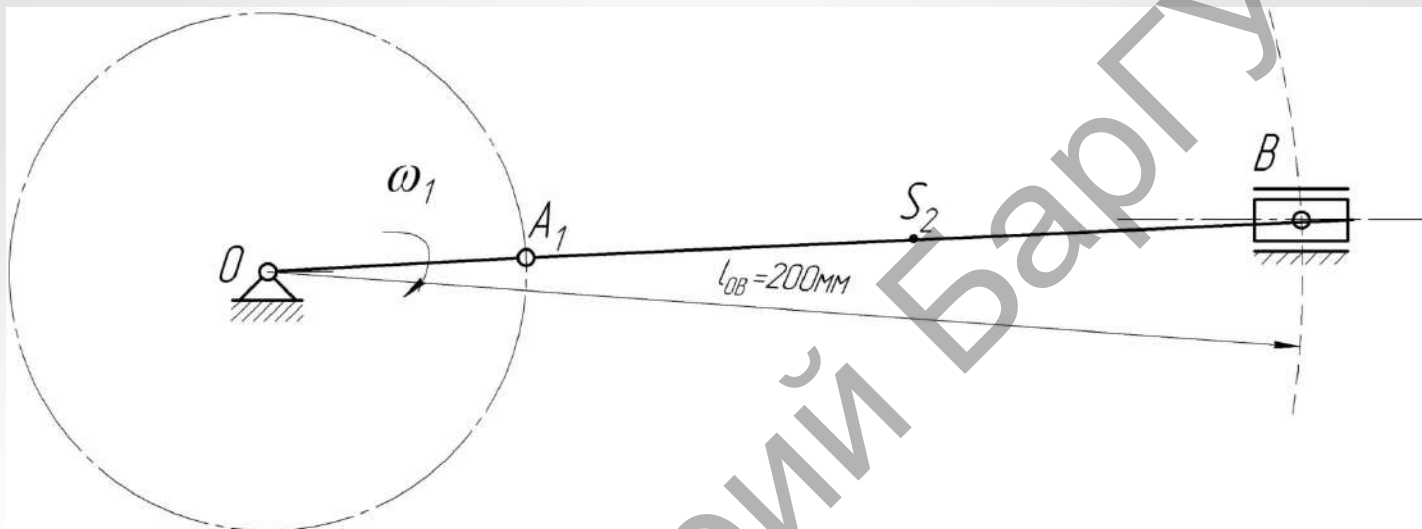


Схема механизма

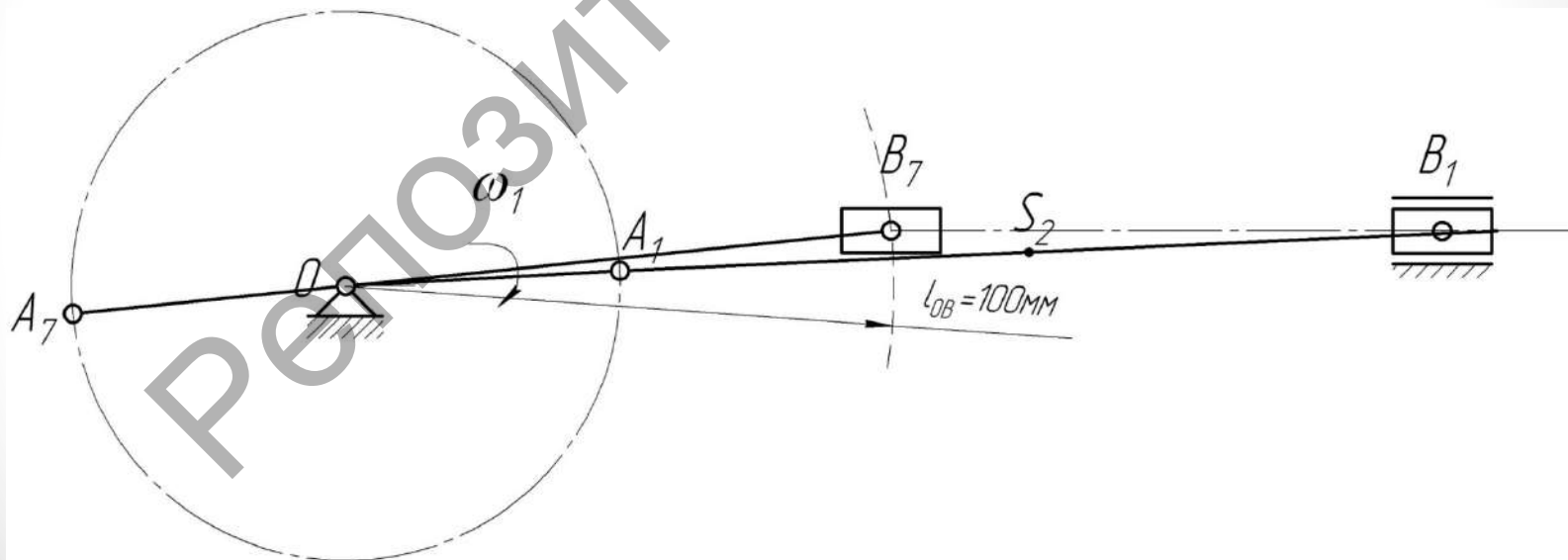
Положение ползуна в верхней мёртвой точке

$$[OB] = [OA] + [AB] = 50 + 150 = 200 \text{ мм};$$



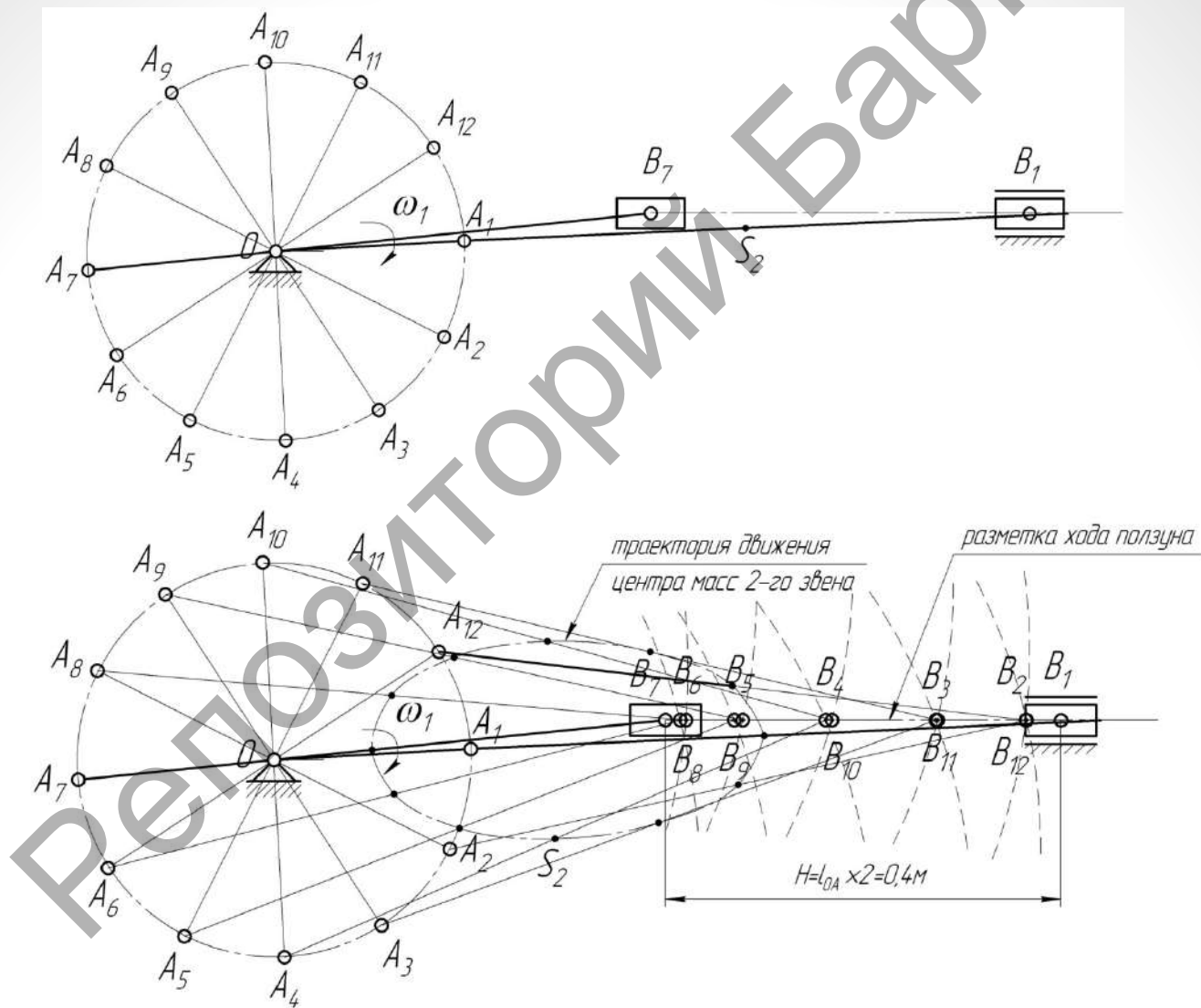
Положение ползуна в нижней мёртвой точке

$$[OB] = [AB] + [OA] = 150 - 50 = 100 \text{ мм};$$

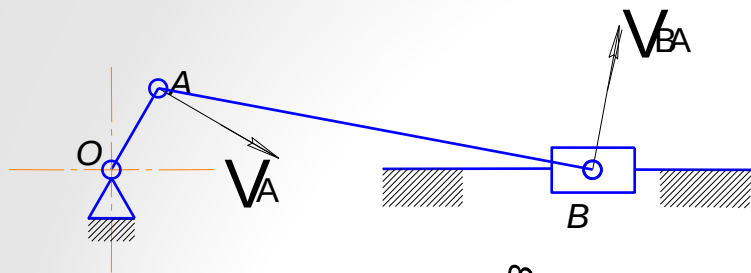


Верхнее мёртвое положение является *начальным*.

Разбиваем окружность на 12 частей и определяем положение выходного звена методом засечек.



Ведущее звено (кривошип) совершает вращательное движение относительно O и окружная скорость равна $V_A = \omega_1 \cdot OA$

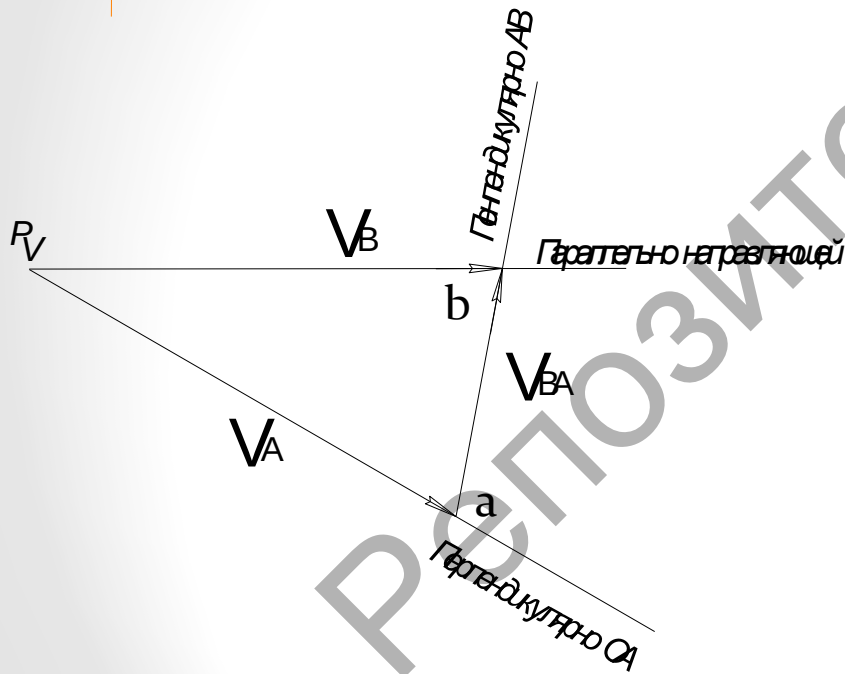


Направлена перпендикулярно кривошипу OA .

Шатун AB совершает плоскопараллельное движение и векторное уравнение для определения скорости точки B запишется в следующем виде:

$$\bar{V}_B = \bar{V}_A + \bar{V}_{BA}.$$

Для скоростей V_{BA} и V_B известно только направление: V_B направлена вдоль направляющей; V_{BA} направлена перпендикулярно звену AB .



Построение треугольников скоростей, выполненных на отдельном участке чертежа и произведённое от одной общей точки называется **планом скоростей**.

Полюсом плана скоростей называется произвольная точка плоскости чертежа из которой производится построение плана скоростей.

Масштабом скорости называется отношение окружной скорости ведущего звена V_A в м / с к длине отрезка $p_V a$, изображающего данную скорость на плане скоростей в мм

$$\mu_V = \frac{V_A}{p_V a}.$$

Имея план скоростей легко определить скорости звеньев

$$V_B = p_V \cdot b \cdot \mu_V$$

$$V_{BA} = ab \cdot \mu_V.$$

Свойства плана скоростей

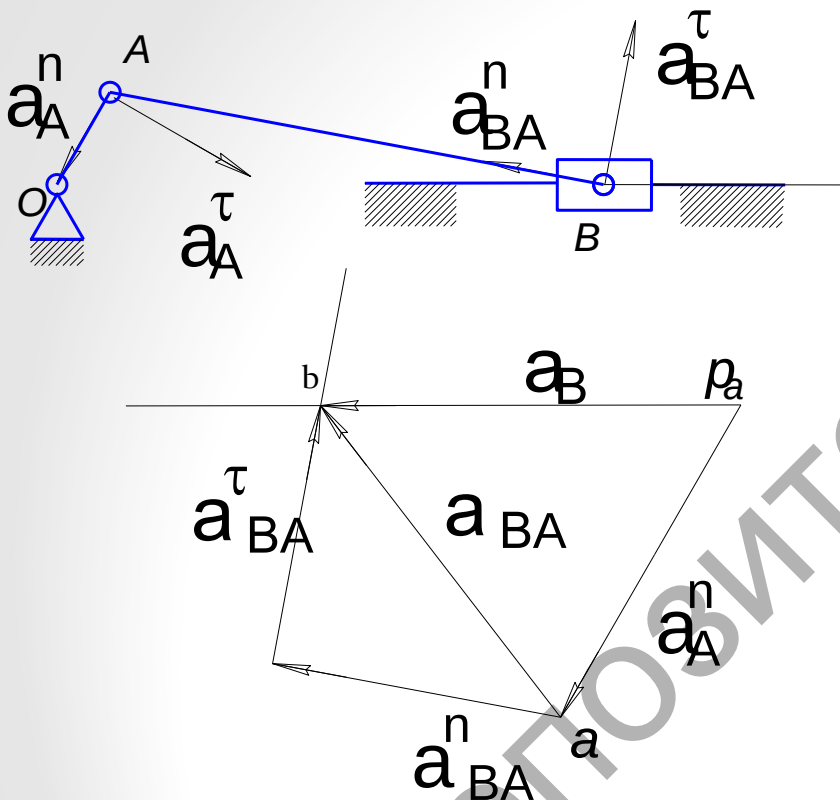
1. Отрезки плана скоростей, проходящие через полюс, изображают *абсолютные скорости*. Направление абсолютных скоростей всегда получается от полюса. В конце векторов абсолютных скоростей принято ставить малую букву той буквы, которой обозначается соответствующая точка на плане механизма.
2. Отрезки плана скоростей, не проходящие через полюс, обозначают *относительные скорости*.
3. Концы векторов абсолютных скоростей точек механизма жёстко связанных между собой, на плане скоростей образуют фигуры, *подобные, сходственно расположенные и повёрнутые на 90 градусов* относительно фигур, образуемых этими точками на плане механизма.

4. Неподвижные точки механизма имеют соответствующие им точки на плане скоростей, расположенные в *полюсе*.
5. План скоростей даёт возможность находить нормали и касательные к траектории точки без построения самих траекторий.

Построение плана ускорений кривошипно-ползунного механизма

Построение треугольников ускорений, выполненное на отдельном участке чертежа и произведённое из одной общей точки называется **планом ускорений**.

Полюсом плана ускорений называется произвольная точка плоскости чертежа, из которой производится построение плана ускорений.



Нормальное ускорение ведущего звена

$$a_A^n = \omega^2 \cdot l_{OA} = \frac{V_A^2}{l_{OA}}$$

Нормальное ускорение направлено из точки к центру вращения.

Касательное ускорение

$$a_A^\tau = \varepsilon \cdot l_{OA}.$$

При отсутствии углового ускорения касательное ускорение равно нулю.

Ускорение точки В определится из векторного уравнения

$$a_B = a_A + a_{BA}^n + a_{BA}^\tau.$$

Известны направление ускорения a_{BA}^n — оно направлено вдоль шатуна АВ из точки В к точке А, и его величина:

$$a_{BA}^n = \frac{V_{BA}^2}{l_{AB}}.$$

Для ускорений a_{BA}^{τ} и a_B известно только направление. Первое из них направлено перпендикулярно шатуну АВ, а второе вдоль направляющей ползуна.

Масштабом ускорений называется отношение нормального ускорения ведущего звена в м / с² к длине отрезка изображающего данное ускорение на плане ускорений (мм).

$$\mu_a = \frac{a_A^n}{p_a a}.$$

Свойства плана ускорений

1. Отрезки планов ускорений проходящие через полюс изображают **абсолютные ускорения**. Направление абсолютных ускорений всегда получается от полюса. В конце векторов абсолютных ускорений принято ставить малую букву той буквы, которой обозначена соответствующая точка на плане механизма.
2. Отрезки плана ускорений, соединяющие концы векторов абсолютных ускорений, обозначают **относительные ускорения**.
3. Концы векторов абсолютных ускорений точек механизма жёстко связанных между собой на плане ускорений образуют фигуры подобные, сходственно расположенные и повёрнутые на угол 180° относительно расположения их на плане механизма.
4. Постоянные неподвижные точки механизма имеют соответствующие им точки плана ускорений, расположенные в полюсе.

Общие сведения по теории технологических машин и машин- автоматов. Основы строения механизмов

СОДЕРЖАНИЕ

1. Основные понятия механизмов и машин.
2. Машина. Классификация.
3. Механизм. Классификация.
4. Звенья механизма. Кинематическая пара.
5. Классификация кинематических пар.
6. Степень свободы механизма.
7. Структурный анализ и синтез механизмов.

1 ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН

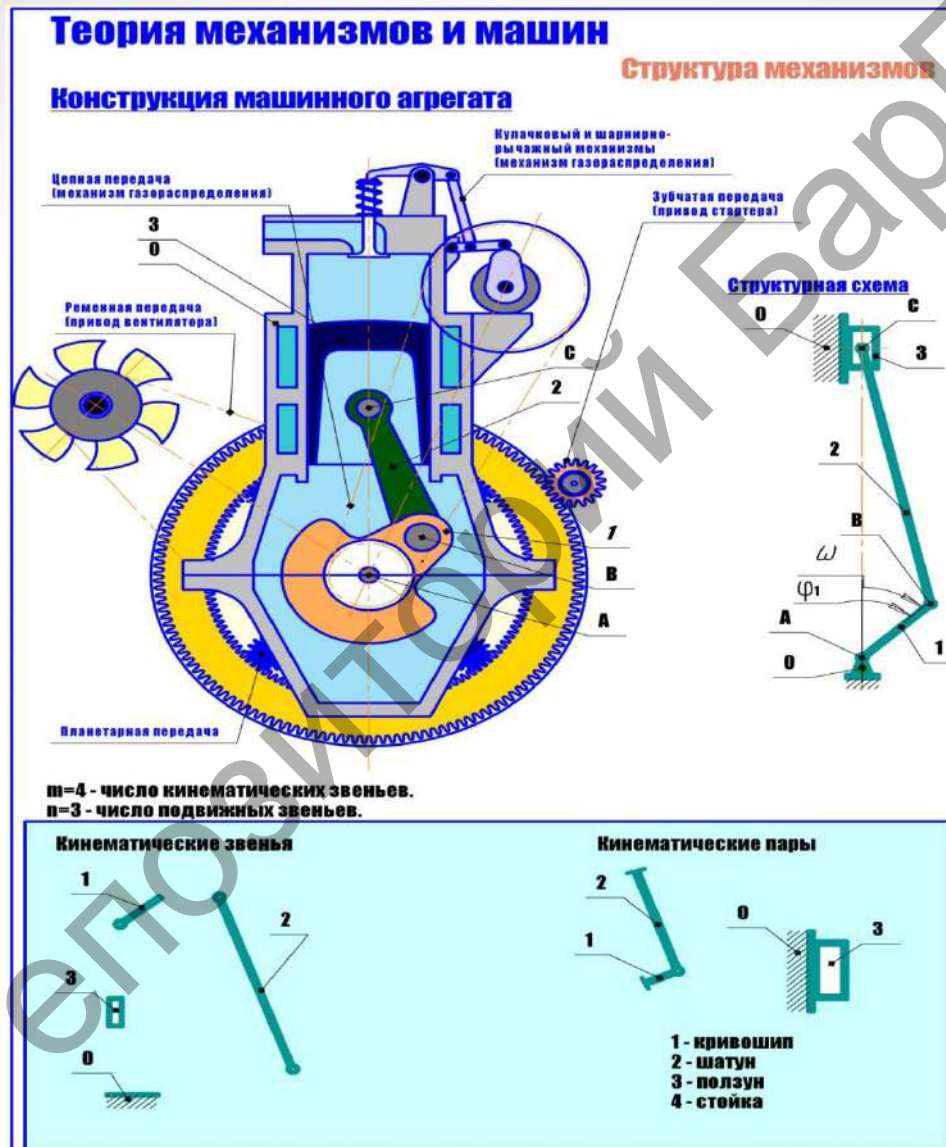
ТМиМ — отрасль науки, занятая исследованием геометрии движения, динамики и управления систем машин, отдельных механизмов, их отдельных частей с учётом технологических вопросов передачи и преобразования энергии, а в отдельных случаях передачи и переработки информации [1, с. 8].

Цель ТМиМ — анализ и синтез типовых механизмов.

Задачи ТМиМ: разработка общих методов исследования структуры, геометрии, кинематики и динамики типовых механизмов.

Типовыми механизмами будем называть простые механизмы, имеющие при различном функциональном назначении широкое применение в машинах, для которых разработаны типовые методы и алгоритмы синтеза и анализа.

Кривошипно-ползунный механизм



Кинематическая схема кривошипно-шатунного механизма

Основы строения машин и механизмов

Машина — техническое устройство, выполняющее механические движения для преобразования энергии, материалов и информации с целью замены или облегчения физического и умственного труда человека, повышения его качества и производительности [2].

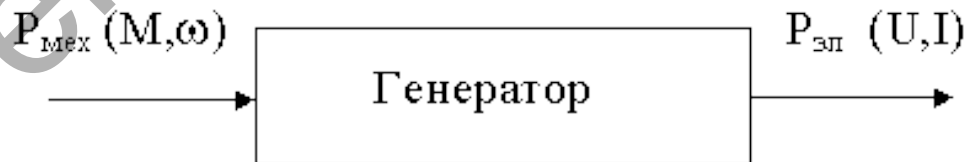
Виды машин

1. Энергетические машины — преобразующие энергию одного вида в энергию другого вида [3]. Эти машины бывают двух разновидностей:

Двигатели, которые преобразуют любой вид энергии в механическую (например, электродвигатели преобразуют электрическую энергию, двигатели внутреннего сгорания преобразуют энергию расширения газов при сгорании в цилиндре).

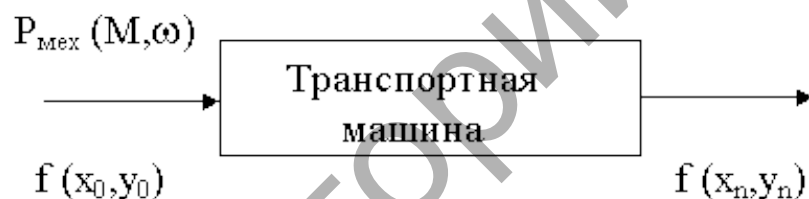


Генераторы, которые преобразуют механическую энергию в энергию другого вида (например, электрогенератор преобразует механическую энергию паровой или гидравлической турбины в электрическую).



2. Рабочие машины — машины использующие механическую энергию для совершения работы по перемещению и преобразованию материалов [4]. Эти машины тоже имеют две разновидности:

Транспортные машины, которые используют механическую энергию для изменения положения объекта (его координат) (автомобили, самолёты, локомотивы, подъёмные краны, лифты).

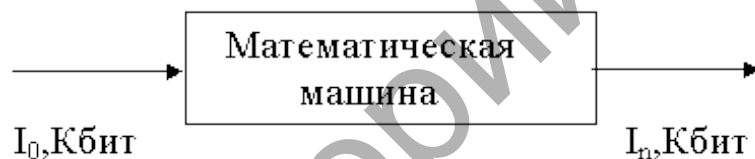


Технологические машины, использующие механическую энергию для преобразования формы, свойств, размеров и состояния объекта (металлорежущие станки, машины текстильного производства).

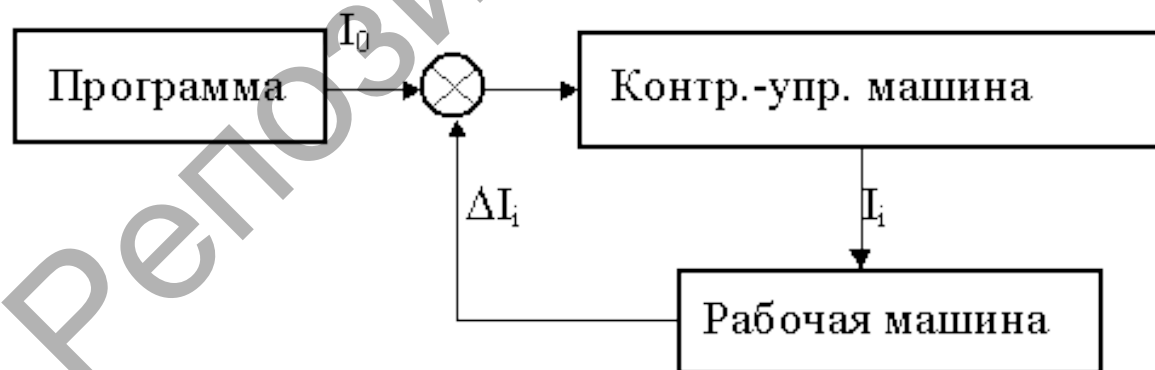


3. Информационные машины — машины, предназначенные для обработки и преобразования информации (калькуляторы, компьютеры) [5]. Они подразделяются на:

Математические машины, преобразующие входную информацию в математическую модель исследуемого объекта.

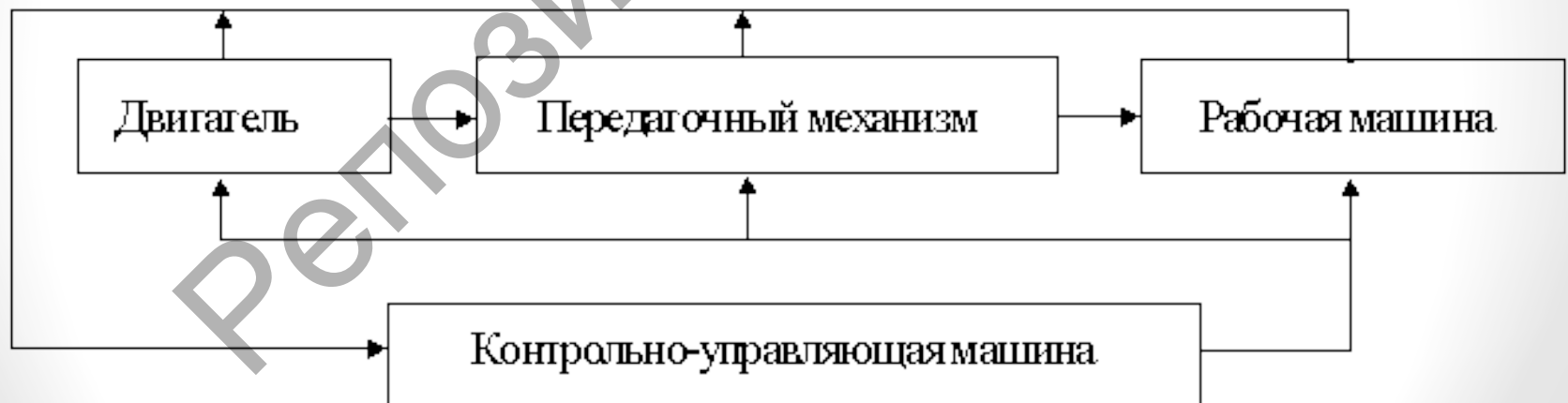


Контрольно-управляющие машины, преобразуют информацию с целью управления рабочей или энергетической машиной.



Основные понятия механизмов и машин

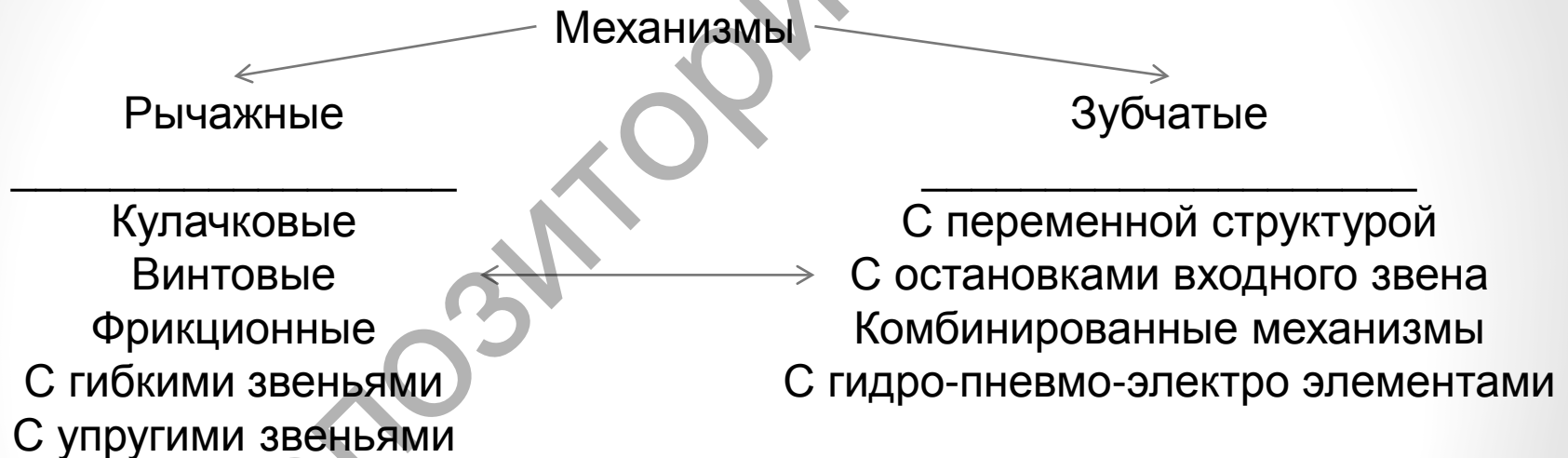
Машинным агрегатом называется техническая система, состоящая из одной или нескольких соединённых последовательно или параллельно машин и предназначенная для выполнения каких-либо требуемых функций. Обычно в состав машинного агрегата входят: двигатель, передаточный механизм и рабочая или энергетическая машина. В настоящее время в состав машинного агрегата часто включается контрольно-управляющая или кибернетическая машина. Передаточный механизм в машинном агрегате необходим для согласования механических характеристик двигателя с механическими характеристиками рабочей или энергетической машины [6].



Механизм и его элементы

Механизмом называется система твердых тел, состоящая из звеньев и кинематических пар, образующих замкнутые или разомкнутые цепи, которая предназначена для преобразования движения одного или нескольких тел в требуемое движение других тел.

Классификация механизмов:

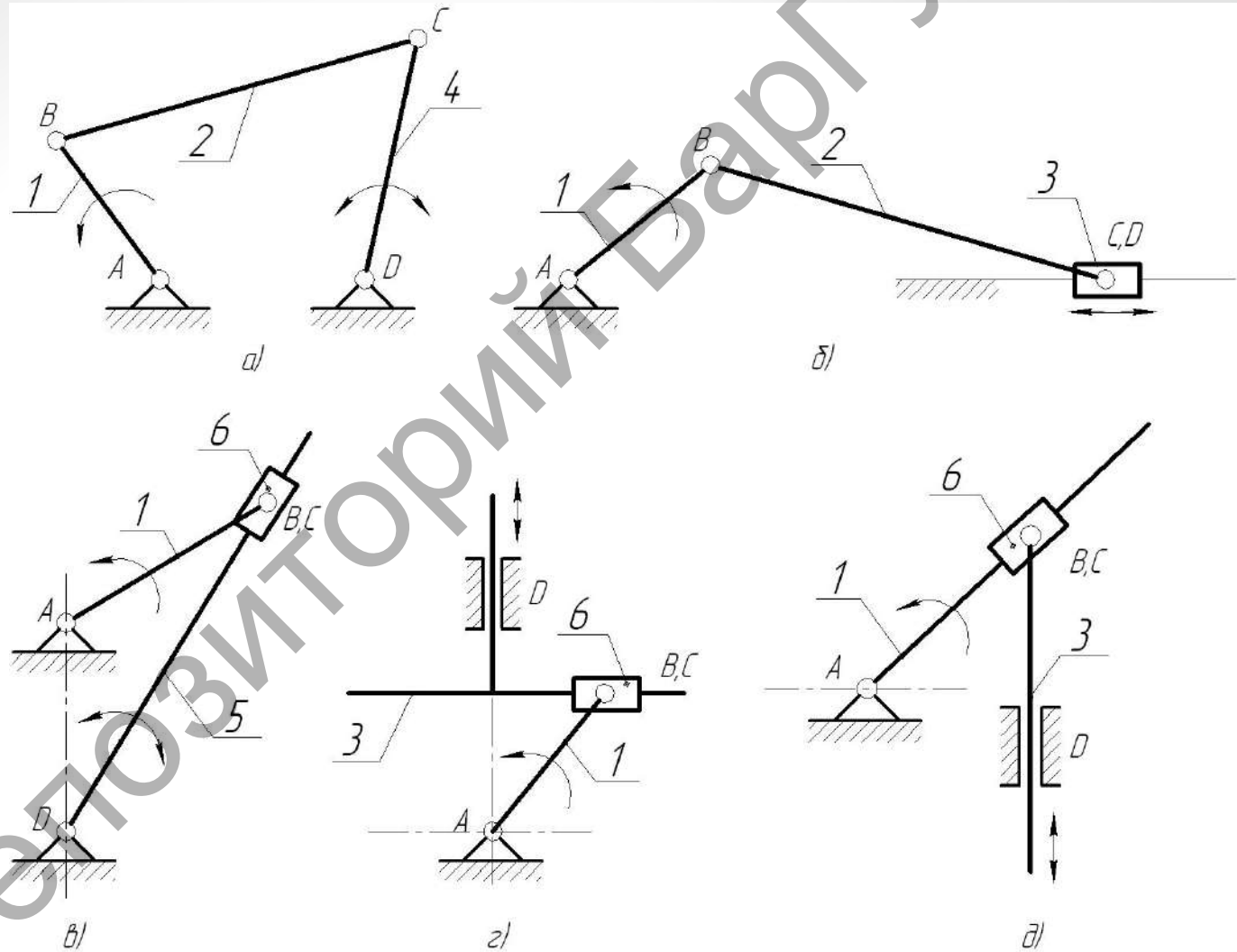


Рычажные механизмы

а) шарнирный
четырёхзвенник;
б) кривошипно-
ползунный;
в) кулисный;
г) синусный;
д) тангенсный.

Звенья:

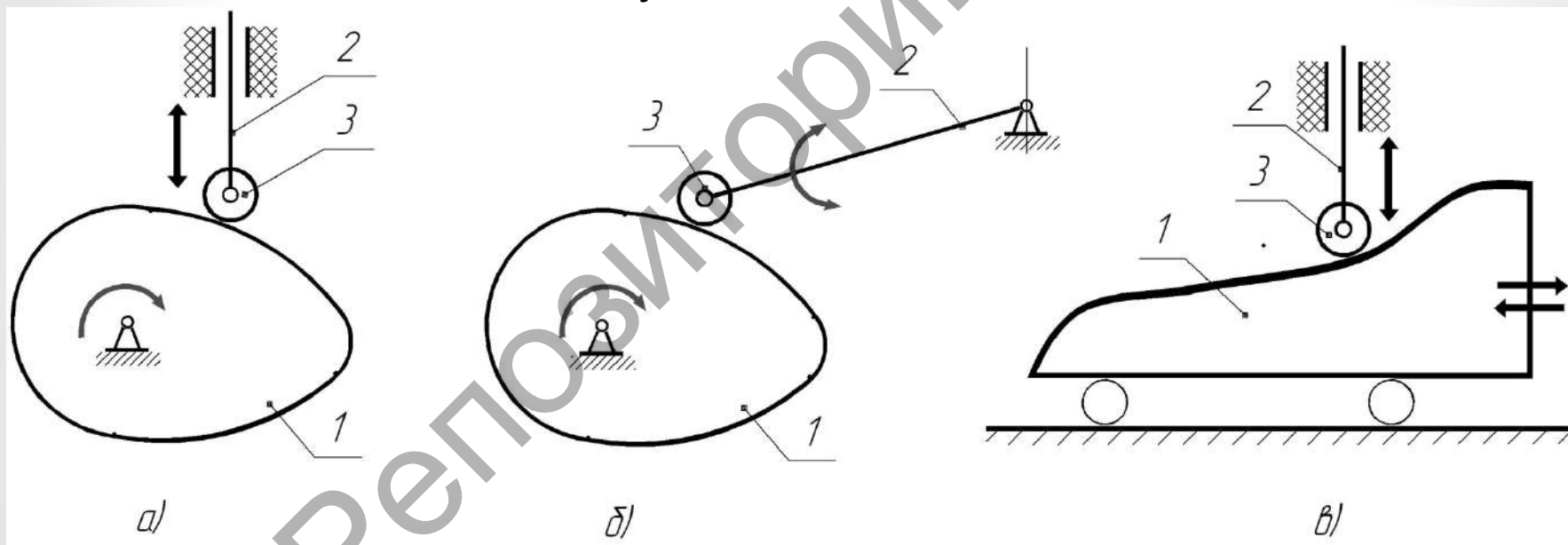
1 — кривошип,
2 — шатун,
3 — ползун,
4 — коромысло,
5 — кулиса,
6 — кулисный
камень.



Кулачковые механизмы

В состав этих механизмов входит **кулачок**.

Кулачком называют звено, имеющее элемент высшей кинематической пары, выполненный в виде поверхности переменной кривизны. Разнообразие форм, которые можно придать кулачку, определяет чрезвычайное разнообразие возможных преобразований движения, выполняемых кулачковыми механизмами



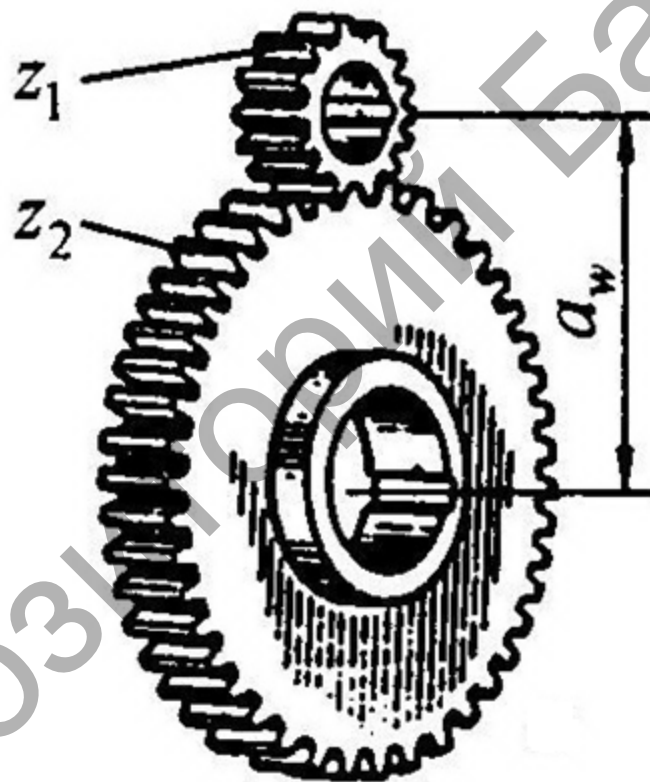
Кулачковые механизмы

1 — кулачок; 2 — толкатель; 3 — ролик

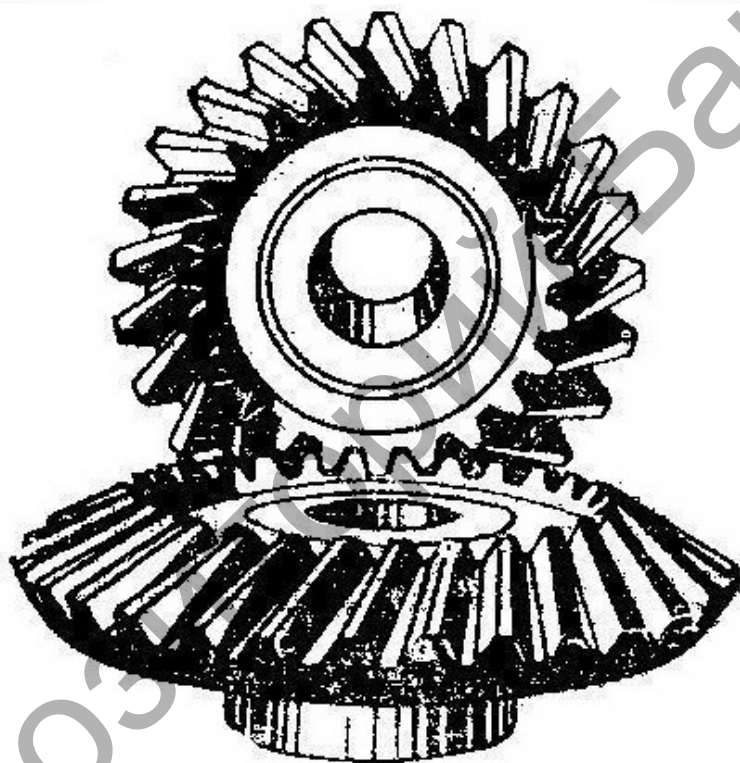
Зубчатые механизмы

В состав этих механизмов входят зубчатые звенья, имеющие выступы (зубья) для передачи движения посредством взаимодействия с выступами другого звена (тоже зубчатого).

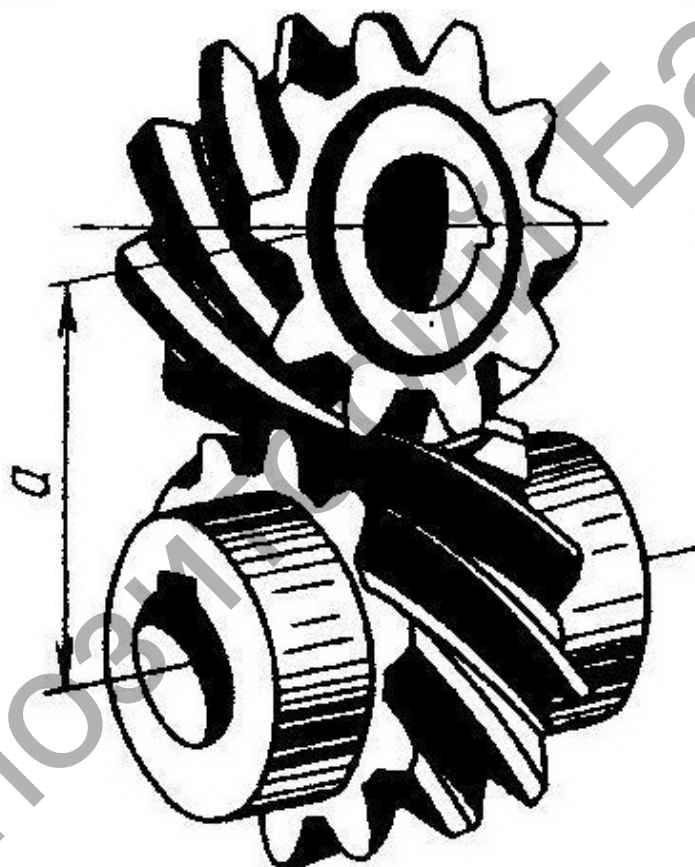
Зубчатые механизмы способны передавать значительные мощности, имеют постоянное передаточное отношение.



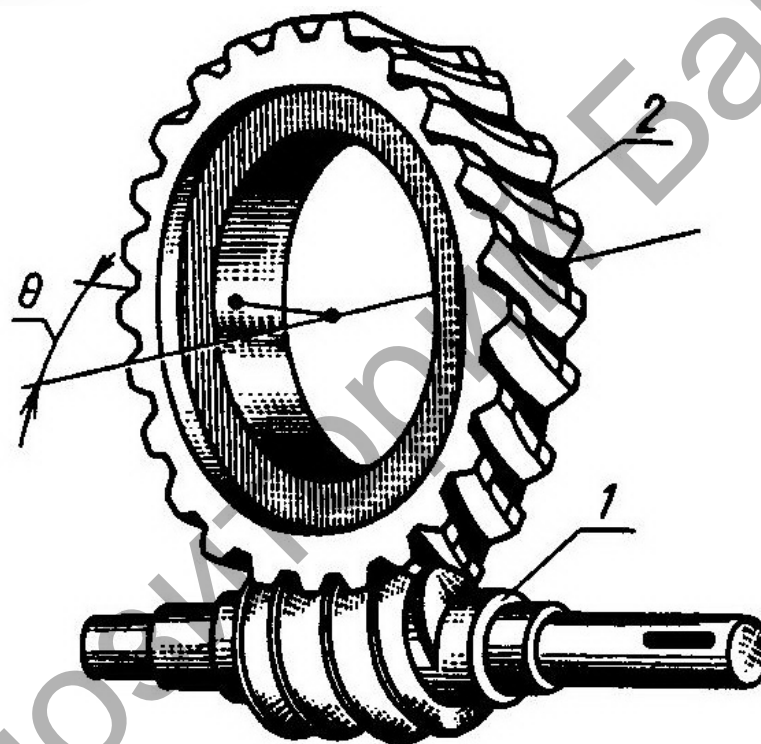
Цилиндрическая зубчатая передача [7, с.135]



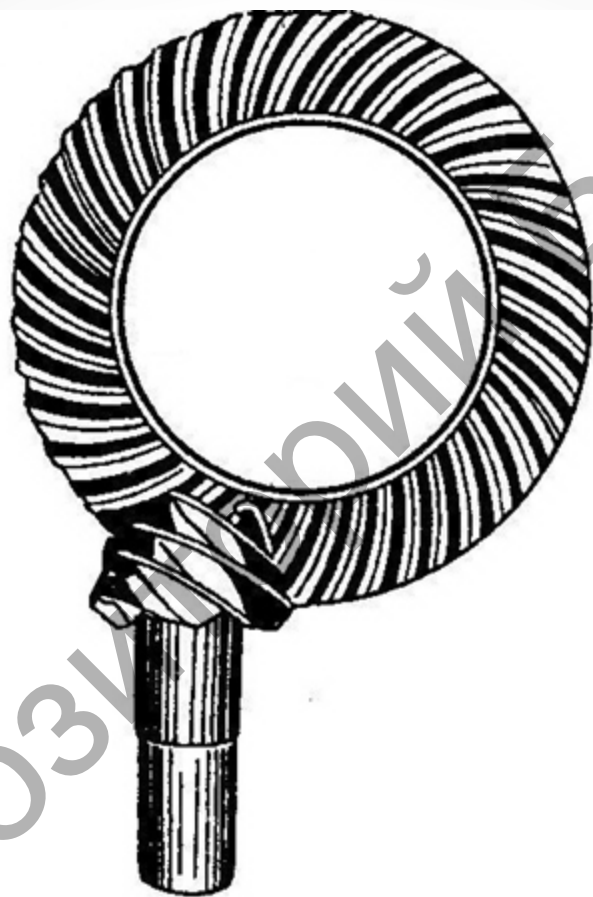
Коническая зубчатая передача [8]



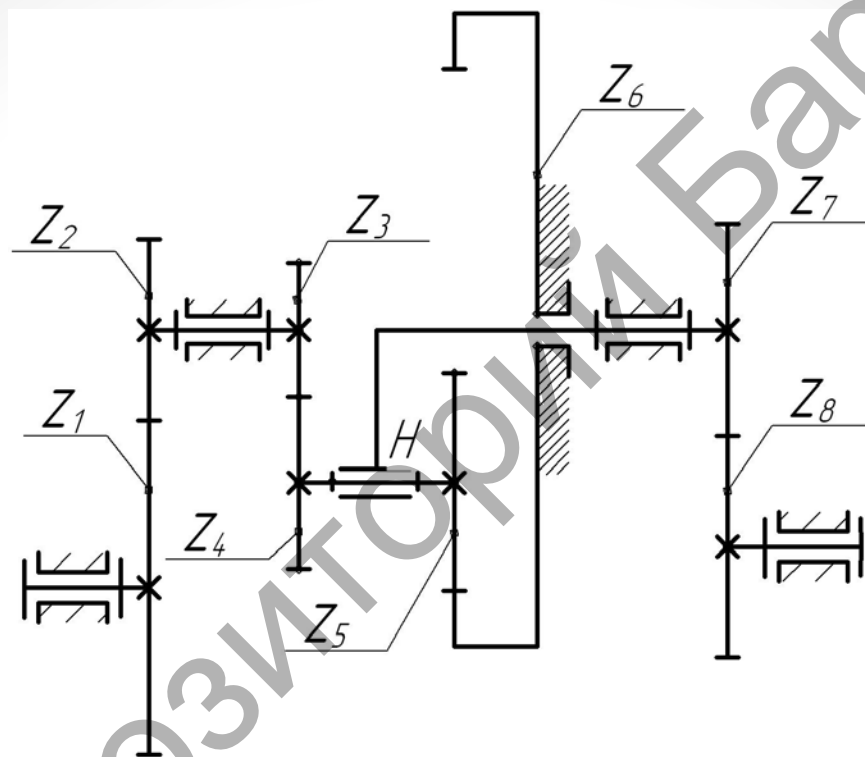
Винтовая зубчатая передача [9]



Червячная зубчатая передача [10]

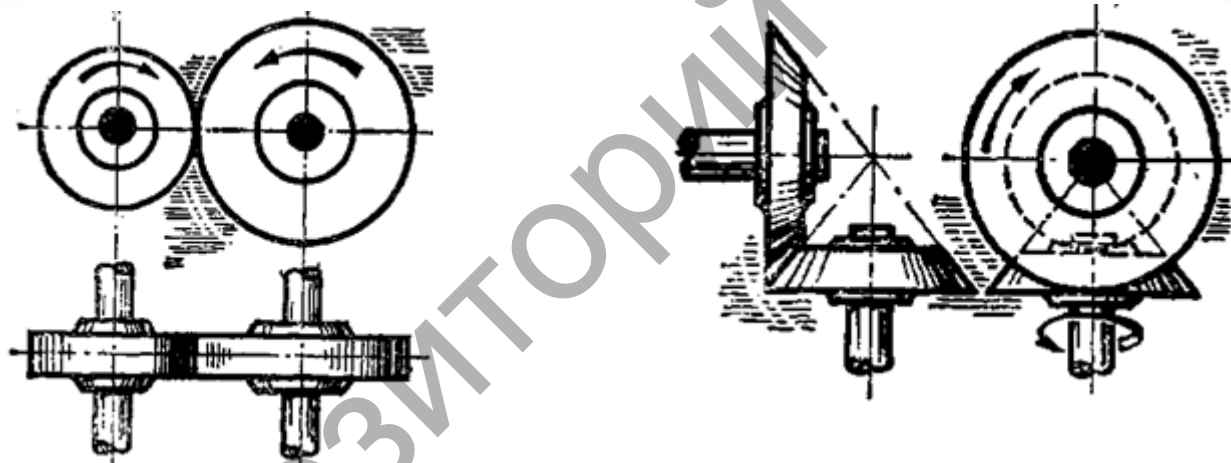


Гипоидная зубчатая передача [11]

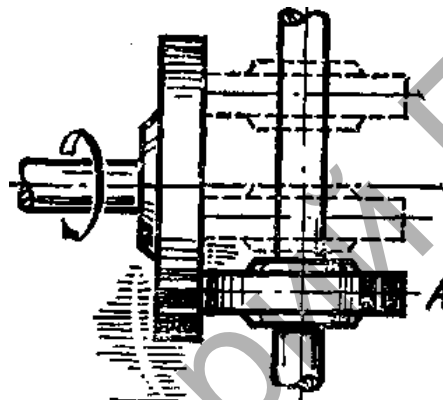


Многоступенчатый зубчатый механизм

Фрикционные механизмы



Фрикционные передачи



Вариатор

В тех и в других движение передается за счёт сил трения. Механизмы допускают проскальзывание звеньев, используемое в машинах для предохранения их от перегрузок, для плавного изменения скорости выходного вала при неизменной скорости **ВХОДНОГО** вала и т. п.

Механизмы с гибкими звеньями

Под гибким звеном обычно понимают ремни, канаты, цепи, нити, которые охватывают два или более звеньев и устанавливают определённую связь между перемещениями этих звеньев, когда расстояние между ними достигает значительной величины.

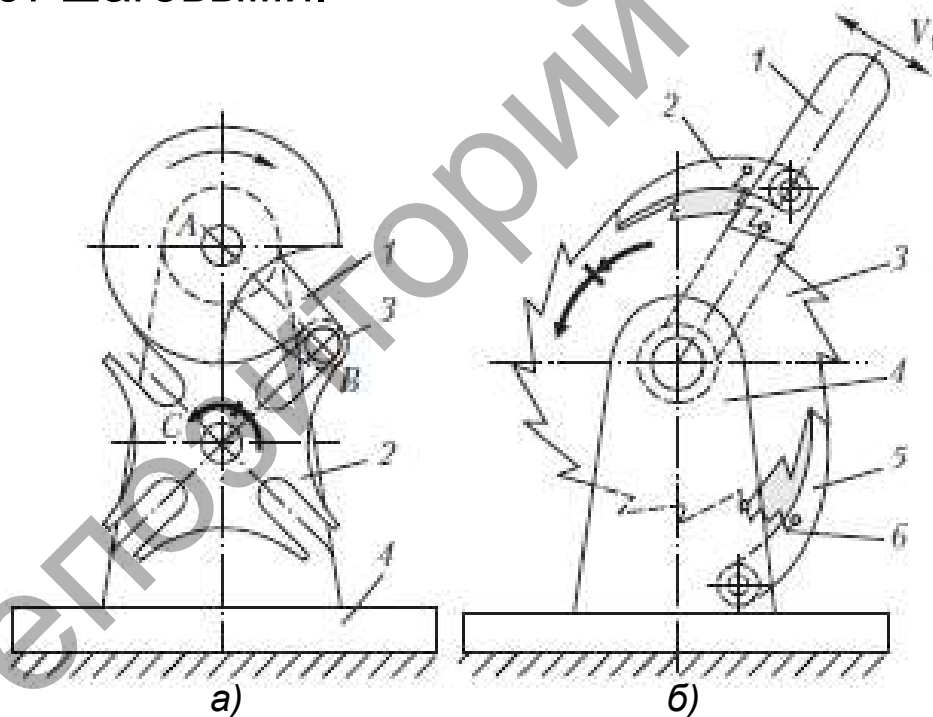


Механизмы с гибкими звеньями

Механизмы прерывистого движения

К ним относят мальтийские, храповые, некоторые кулачковые и другие механизмы, преобразующие непрерывное движение входного звена в прерывистое движение звена выходного.

Механизмы с односторонним прерывистым движением выходных звеньев называют шаговыми.



а — механизм четырёхпазового «мальтийского креста»; б — храповый механизм [12]

Звено

Механизм состоит из звеньев, образующих друг с другом подвижные соединения, *кинематические пары*.

Звено — одна или несколько жестко связанных между собой деталей.

Звенья бывают:

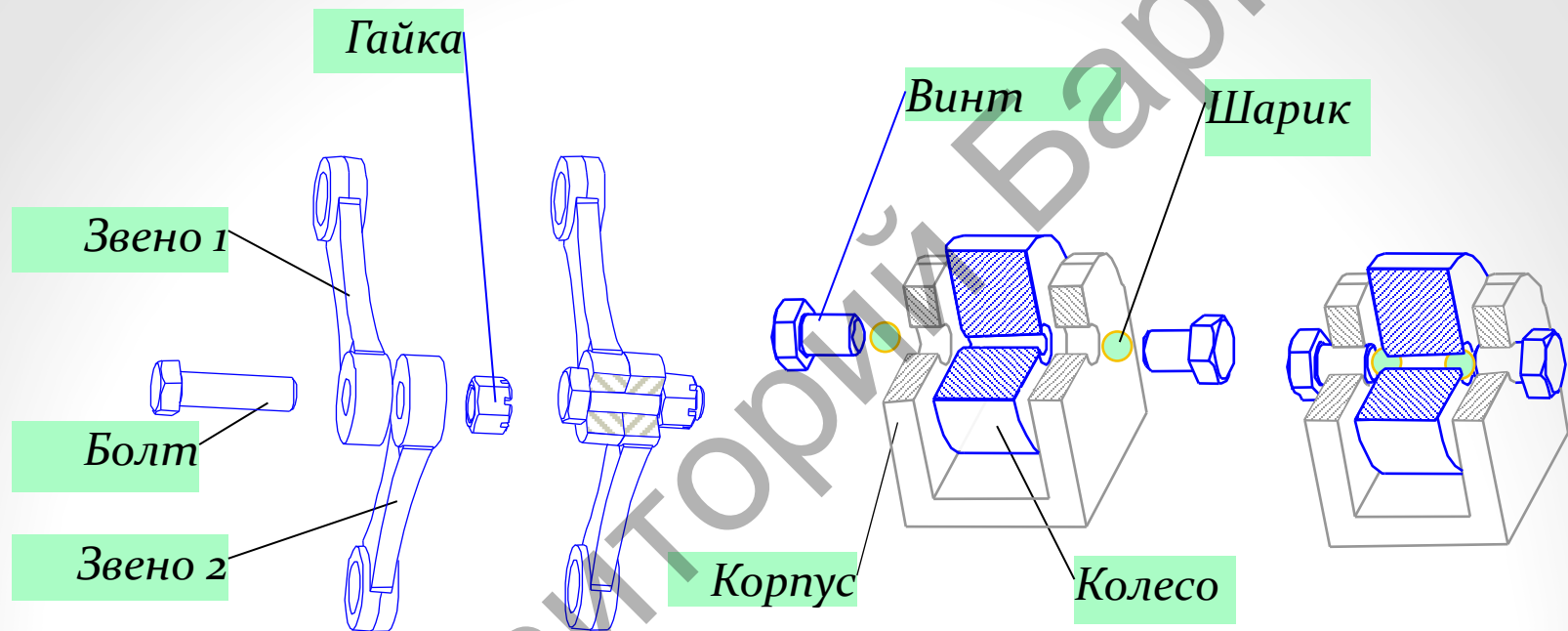
- *входные звенья* — звенья, которым сообщается движение, преобразуемое затем в требуемые движения других звеньев;
- *выходные звенья* — звенья, совершающее движение, для выполнения которого и предназначен данный механизм;
- *остальные* — промежуточные.

Кинематическая пара

Кинематической парой называется соединение двух соприкасающихся звеньев, допускающее их относительное движение.

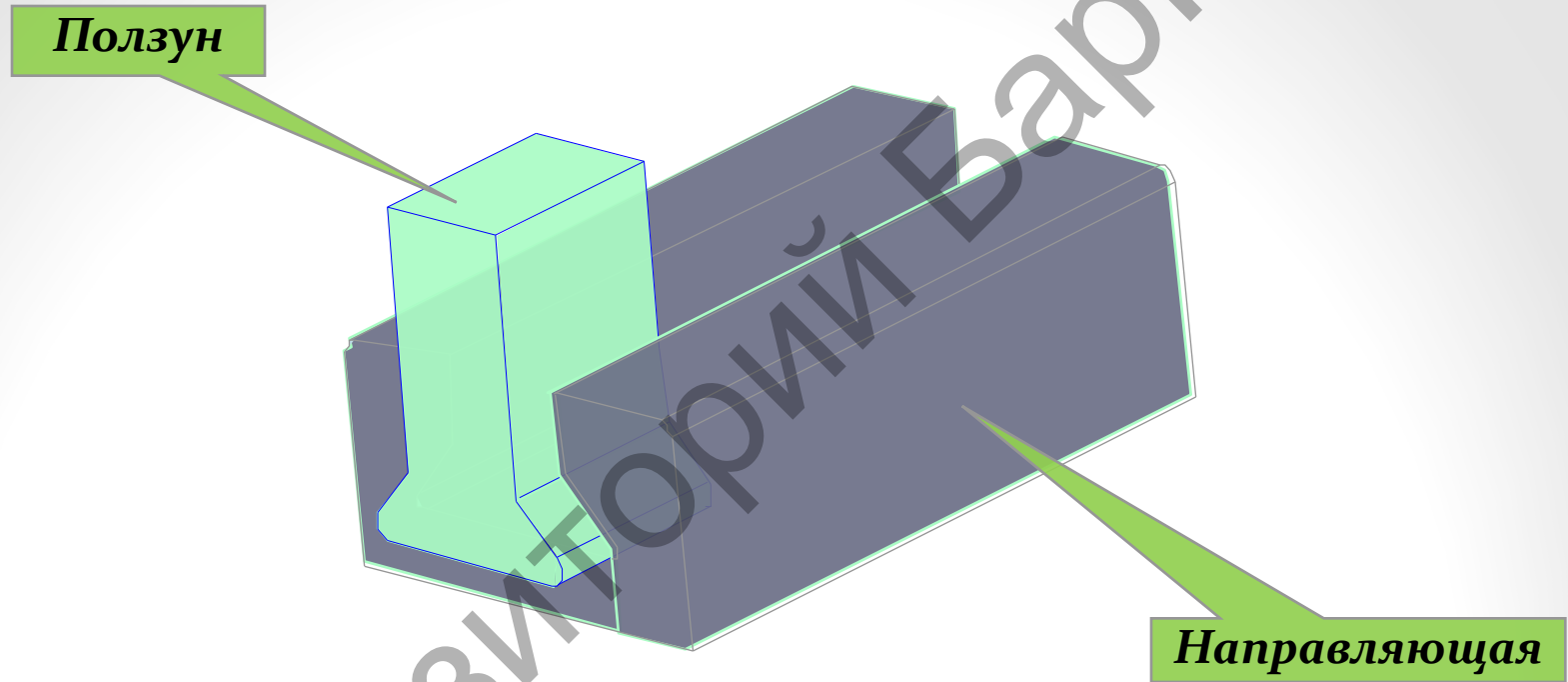
Плоские кинематические пары подразделяются на **вращательные, поступательные и высшие**

Вращательные кинематические пары



Вращательные кинематические пары обеспечивают только вращательное относительное движение

Поступательные кинематические пары

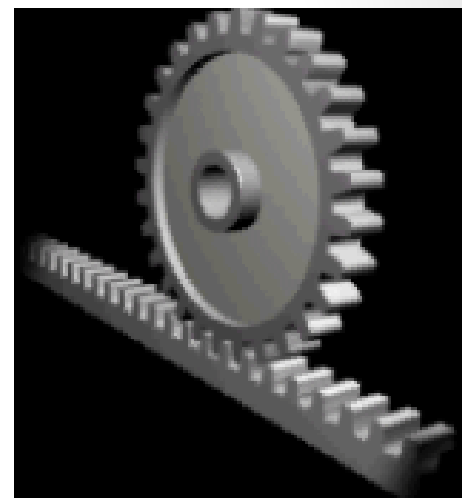
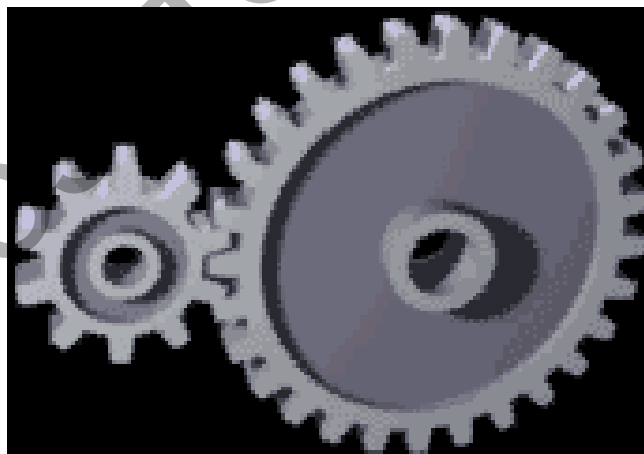
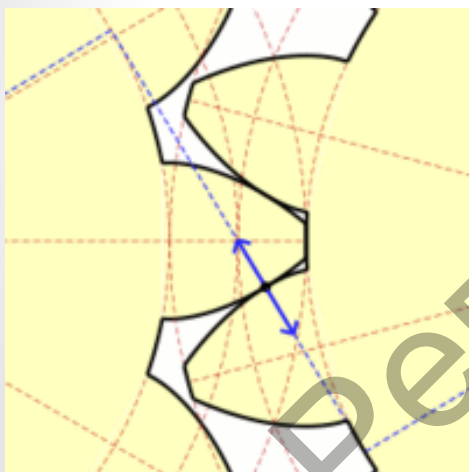


Поступательные кинематические пары обеспечивают только поступательное относительное движение

Классификация кинематических пар

Элементы кинематической пары — поверхности, линии, точки звена, по которым оно может соприкасаться с другим звеном, образуя кинематическую пару.

Кинематическая пара, в которой её элементы соприкасаются в точке или по линии, является **высшей**, а кинематическая пара, в которой её элементы соприкасаются по поверхности, — **низшей**.



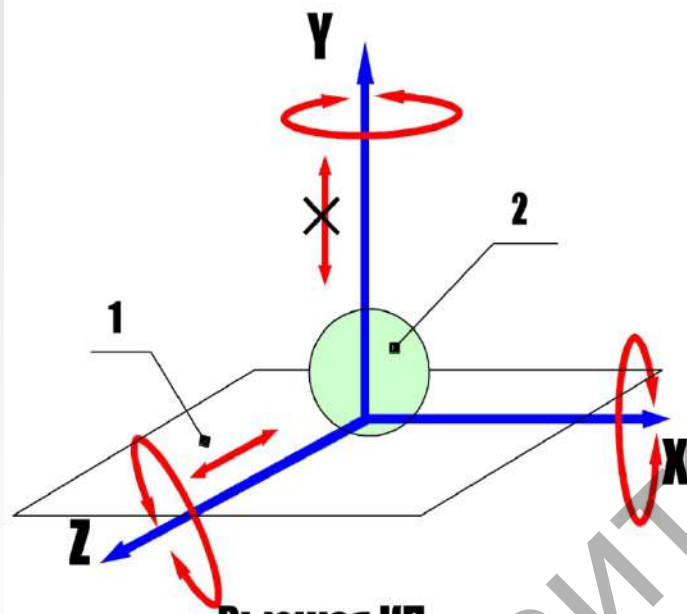
Звено в пространстве обладает шестью степенями свободы, т. е. шестью независимыми друг от друга движениями: тремя вращательными вокруг трёх осей и тремя поступательными вдоль осей. Звенья, образуя кинематическую пару, часть степеней свободы теряют. Иначе говоря, кинематическая пара накладывает на относительное движение образующих её звеньев ограничения — связи. Число налагаемых связей S определяется формулой:

$$S = 6 - H,$$

где H — число допускаемых парой движений.

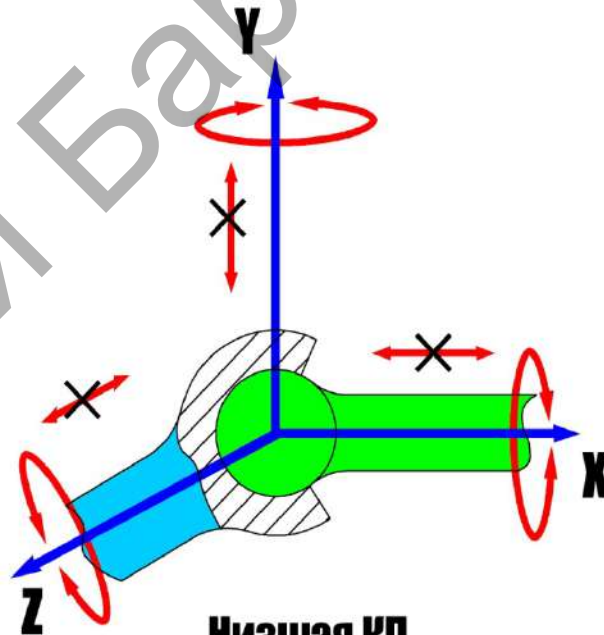
В зависимости от числа связей S кинематические пары подразделяются на пять **классов**, а в зависимости от числа допускаемых движений H на одно-, двух-, трёх-, четырёх- и пятиподвижные.

S=1
H=5



Высшая КП
точечный характер контакта
Силовое замыкание
(односторонняя передача усилия)

S=3
H=3



Низшая КП
поверхностный характер контакта
Кинематическое замыкание
(двухсторонняя передача контакта)

$1 \leq S \leq 5$ число условий связи, $1 \leq H \leq 5$ - число степеней свободы в
кинематических парах

1, 2 - звенья кинематических пар.

Кинематическая пара (КП)

Обозначение

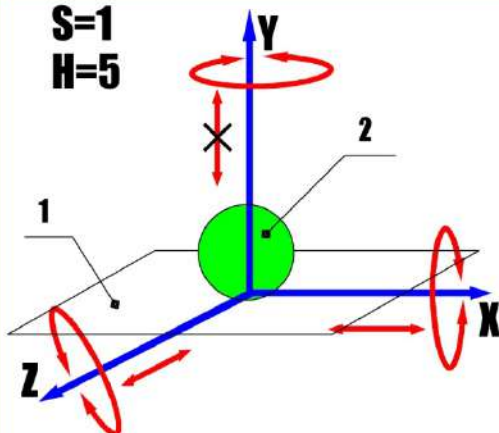
Класс

Вид

Способ замыкания

Возможные передаваемые усилия

$S=1$
 $H=5$



Высшая КП
первого класса
с силовым
замыканием
(точечная,
пятиподвижная,
ВВВП)

P
 ∇

Первый

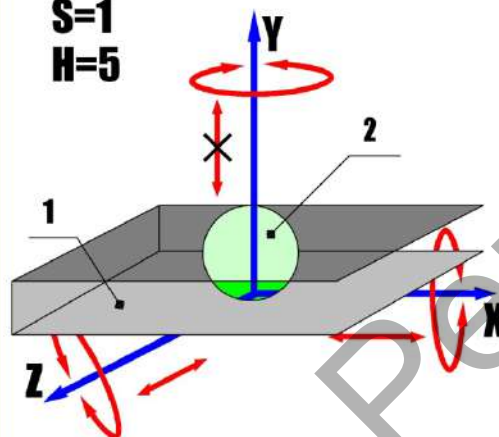
Высший,
элемент КП - точка

Силовое
замыкание

P_Y

(в одну сторону)

$S=1$
 $H=5$



Высшая КП
первого класса
с кинематическим
замыканием
(точечная,
пятиподвижная,
ВВВП)

P

Первый

Высший,
элемент КП - точка

Кинематическое
замыкание

P_Y

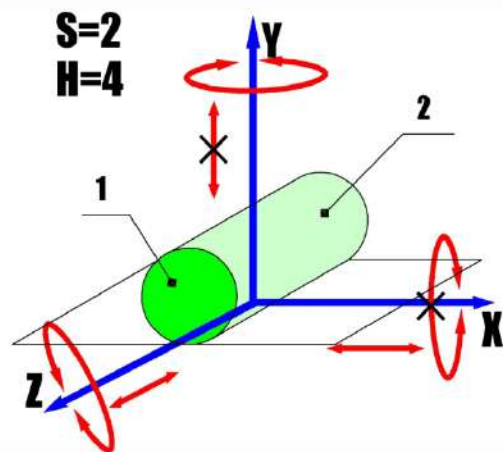
(в обе стороны)

$1 \leq S \leq 5$ - число условий связи,

$1 \leq H \leq 5$ - число степеней свободы,

$S + H = 6$

Кинематическая пара (КП)



**Высшая КП
второго класса
с силовым
замыканием
(линейчатая,
четырёхподвижная,
ВВПП)**

Обозначение

$P_{\parallel}$

Класс

Второй

Вид

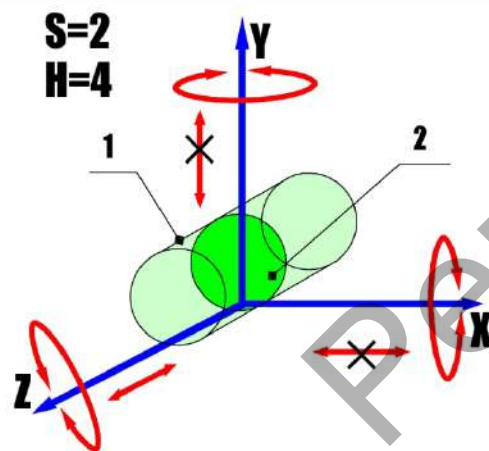
**Высший,
элемент КП - линия**

Способ
замыкания

**Силовое
замыкание**

Возможные
передаваемые
усилия

P_Y
 M_X
(в одну сторону)



**Высшая КП
второго класса
с кинематическим
замыканием
(линейчатая,
четырёхподвижная,
ВВВП)**

$P_{\parallel}$

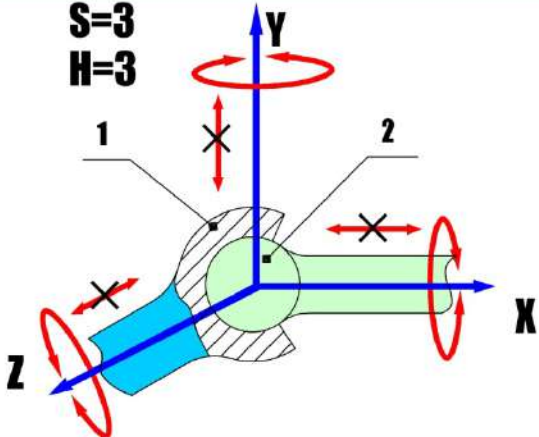
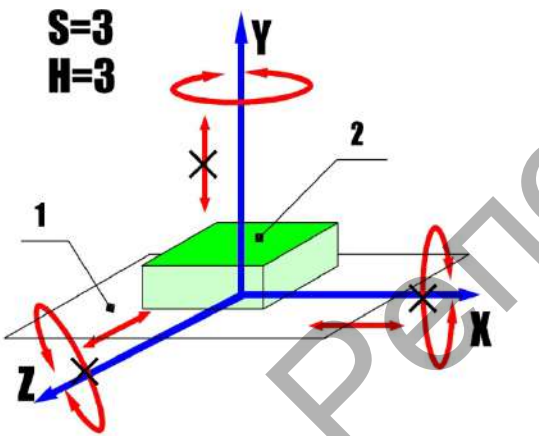
Второй

**Высший,
элемент КП - линия**

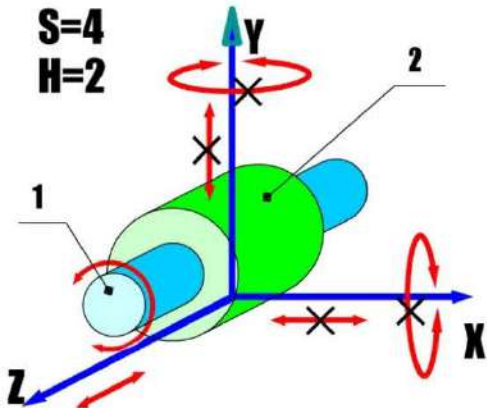
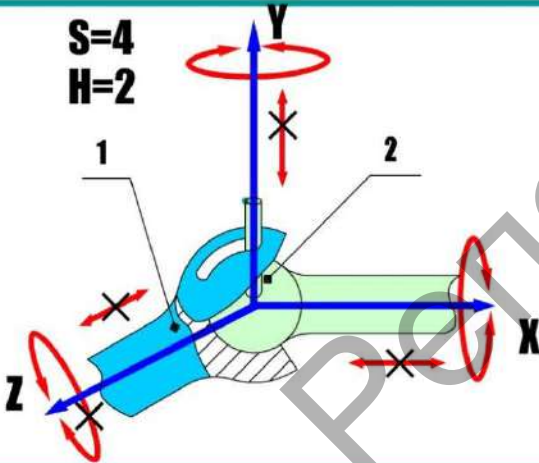
**Кинематическое
замыкание**

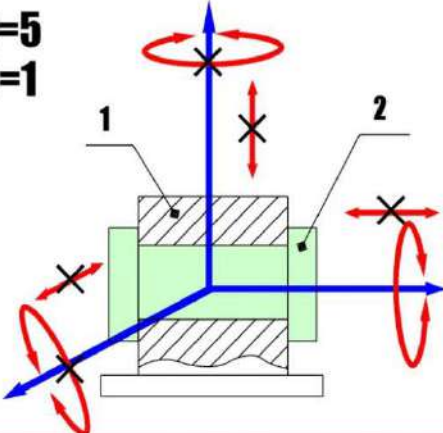
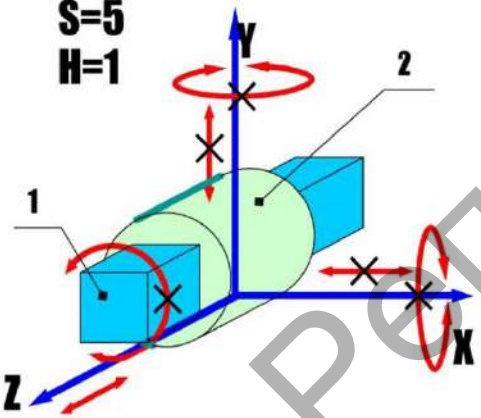
P_Y
 P_X
(в обе стороны)

$1 \leq S \leq 5$ - число условий связи, $1 \leq H \leq 5$ - число степеней свободы, $S + H = 6$

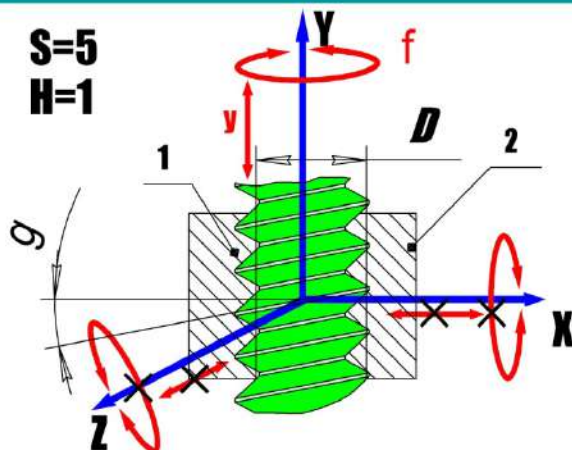
Кинематическая пара (КП)	Обозначение	Класс	Вид	Способ замыкания	Возможные передаваемые усилия
$S=3$ $H=3$  Низшая КП третьего класса с кинематическим замыканием (сферическая, трехподвижная ВВВ)	P_{III} 	Третий	Низший, элемент КП - сфера	Кинематическое замыкание	P_X P_Y P_Z (В обе стороны)
$S=3$ $H=3$  Низшая КП третьего класса с силовым замыканием (плоская, трехподвижная, ВПП)	P_{III} 	Третий	Низший, элемент КП - плоскость	Силовое замыкание	P_Y M_X M_Z (в одну сторону)
$1 \leq S \leq 5$ - число условий связи, $1 \leq H \leq 5$ - число степеней свободы, $S+H=6$					

Кинематическая пара (КП)

Кинематическая пара (КП)	Обозначение	Класс	Вид	Способ замыкания	Возможные передаваемые усилия
$S=4$ $H=2$  Низшая КП четвертого класса с кинематическим замыканием (цилиндрическая, двухподвижная, ВП)	P_{IV} 	четвертый	Низший, элемент КП - цилиндр	Кинематическое замыкание	P_X P_Y M_X M_Y (В обе стороны)
$S=4$ $H=2$  Низшая КП четвертого класса с кинематическим замыканием (сферическая с пальцем, двухподвижная, ВВ)	P_{IV} 	четвертый	Низший, элемент КП - сфера	Кинематическое замыкание	P_X P_Y P_Z M_Z (В обе стороны)
$1 \leq S \leq 5$ - число условий связи, $1 \leq H \leq 5$ - число степеней свободы, $S+H=6$					

Кинематическая пара (КП)	Обозначение	Класс	Вид	Способ замыкания	Возможные передаваемые усилия
$S=5$ $H=1$  Низшая КП пятого класса с кинематическим замыканием (шарнирная, Γ одноподвижная, В)	P_V 	Пятый	Низший, элемент КП - цилиндр	Кинематическое замыкание	P_X P_Y P_Z M_Y M_Z (в обе стороны)
$S=5$ $H=1$  Низшая КП пятого класса с кинематическим замыканием (поступательная, Π одноподвижная, П)	P_V 	Пятый	Низший, элемент КП - поверхность	Кинематическое замыкание	P_X P_Y M_X M_Y M_Z (в обе стороны)
$1 \leq S \leq 5$ - число условий связи, $1 \leq H \leq 5$ - число степеней свободы, $S+H=6$					

Кинематическая пара (КП)



Низшая КП
пятого класса
с кинематическим
замыканием
(винтовая,
одноподвижная)
 $y = (xD \operatorname{tg} g) f$

z

Обозначение

Класс

Вид

Способ
замыкания

Возможные
передаваемые
усилия

P_V

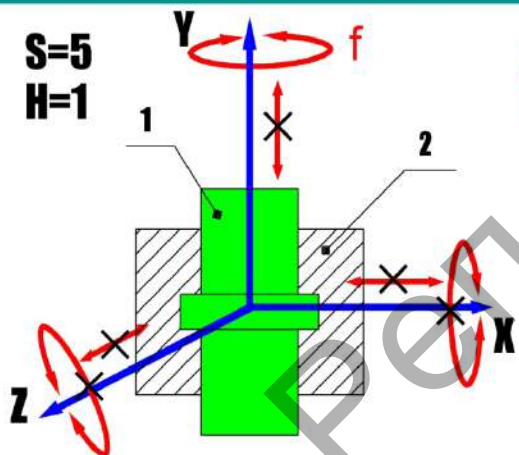
Пятый

Низший,
элемент КП - поверхность

Кинематическое
замыкание

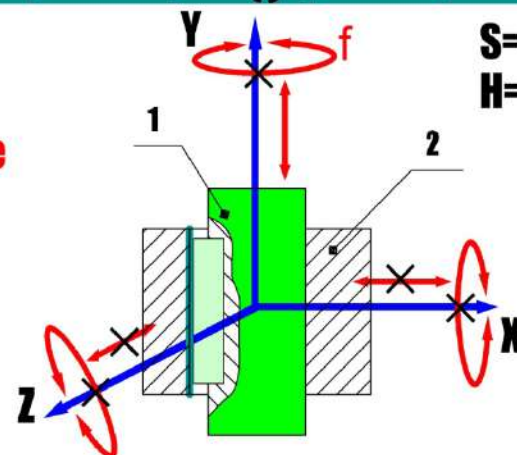
P_X
 P_Y
 M_Z
 M_Z

(В обе стороны)



$g=0^\circ$,
буртик

$g=90^\circ$,
шпоночное
соединение



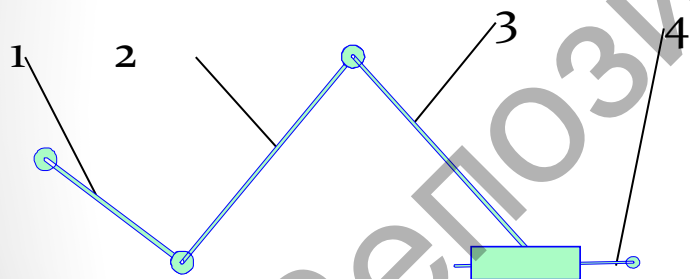
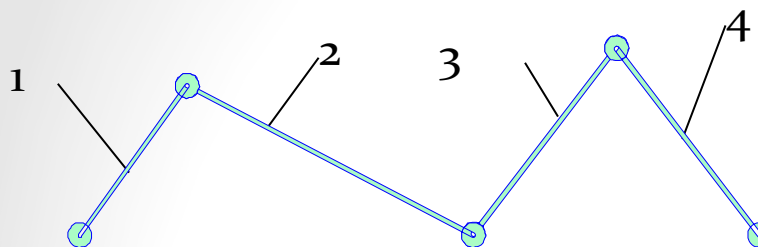
$1 \leq S \leq 5$ - число условий связи,

$1 \leq H \leq 5$ - число степеней свободы,

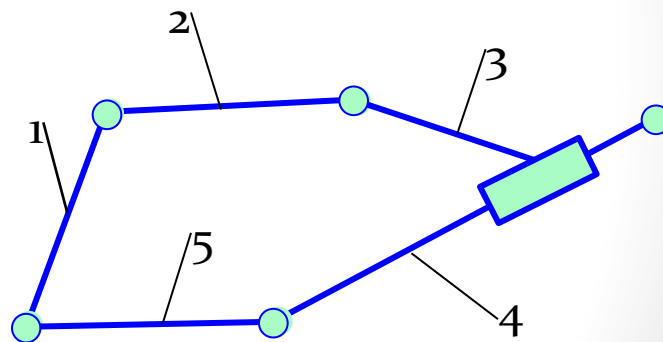
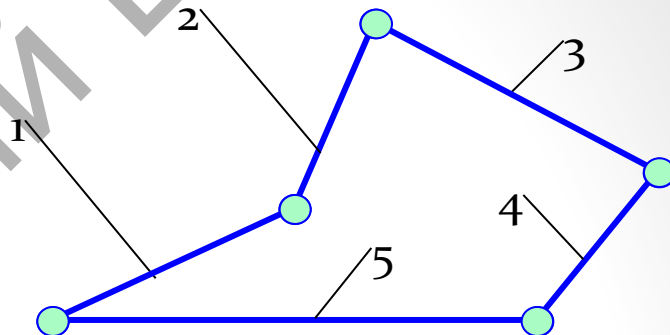
$S + H = 6$

Классификация кинематических цепей

Последовательное соединение звеньев кинематическими парами называется **кинематической цепью**.



Разомкнутые кинематические цепи

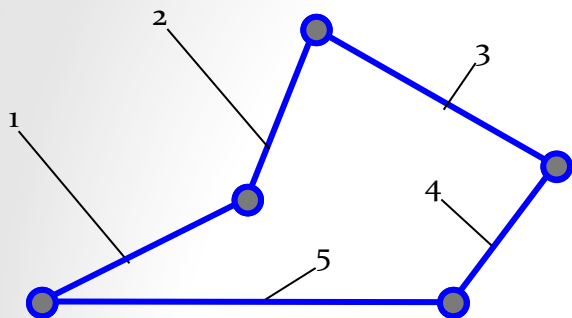


Замкнутые кинематические цепи

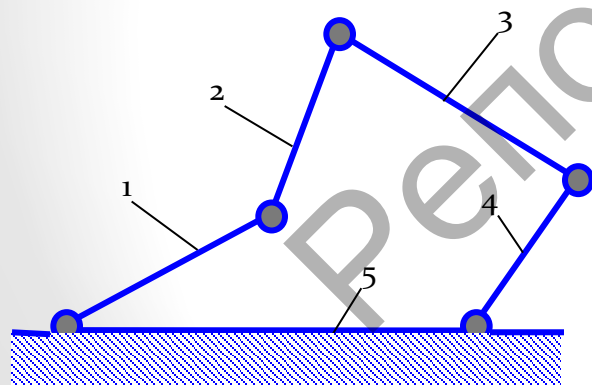
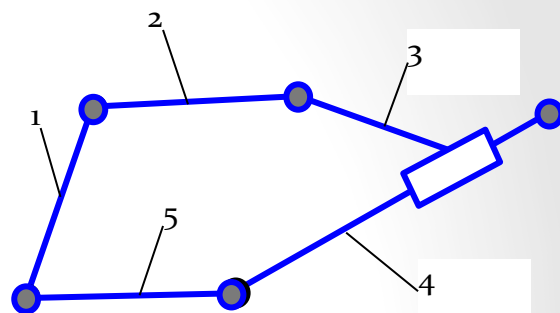
Понятие о механизме

Механизмом называется замкнутая кинематическая цепь с одним неподвижным звеном.

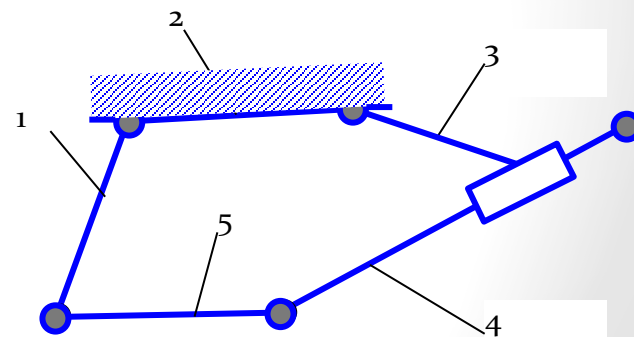
Неподвижное звено механизма называется **стойкой**.



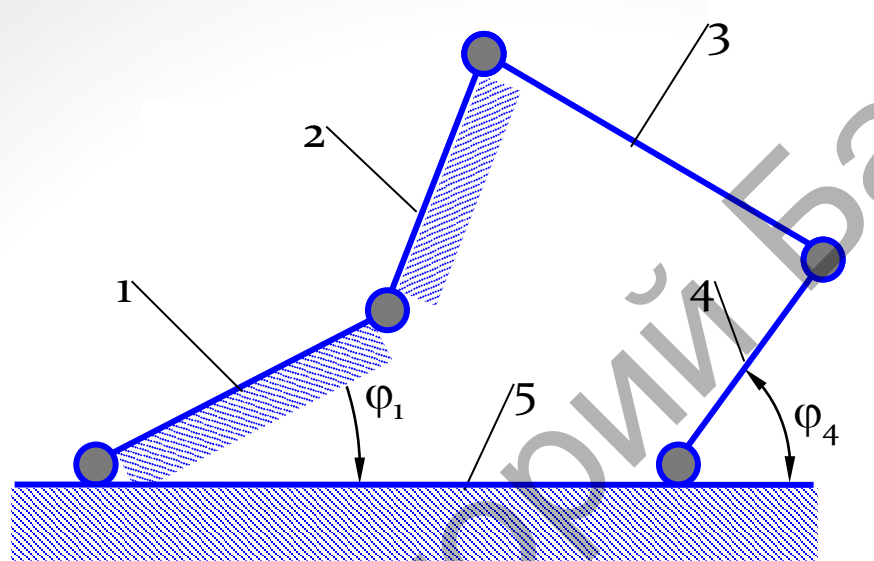
Замкнутая
кинематическая цепь



Механизм



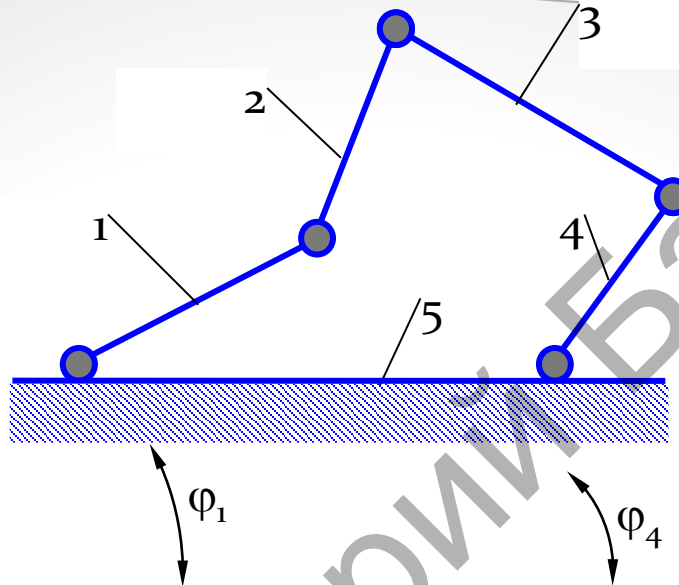
Степень свободы механизма



Под **числом степеней свободы** понимают число независимых параметров определяющих положение всех звеньев механизма.

Для представленного механизма положение всех звеньев будут однозначно определены если будут задано положение двух любых звеньев (предположим звена 1 - φ_1 и звена 4 - φ_2).

Для определения степени свободы механизма необходимо последовательным закреплением звеньев к стойке превратить его в ферму. Число звеньев механизма которые мы закрепили для превращения механизма в ферму и будет является **степенью свободы механизма**.



Для определения степени свободы пространственного механизма используют формулу **Сомова—Малышева**.

$$W = 6n - 5P_1 - 4P_2 - 3P_3 - 2P_4 - 1P_5.$$

$n = m - 1$ — без учёта стойки.

Для определения степени свободы плоского механизма используют формулу **Чебышева**

$$W = 3n - 2P_1 - 1P_2 = 3n - 2P_H - 1P_B.$$

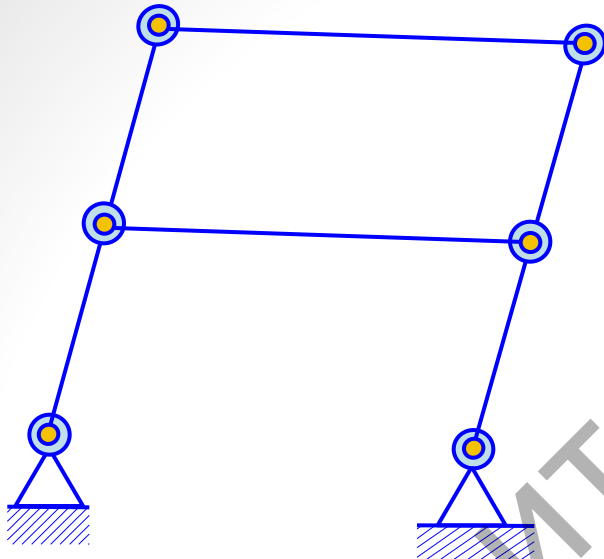
Механизм имеет 5 звеньев ($n=5$) и 5 кинематических пар 5 класса ($P_1 = 5$).

$$W = 3n - 2P_1 - P_2 = 3 \cdot (5 - 1) - 2 \cdot 5 = 12 - 10 = 2.$$

Лишние степени свободы

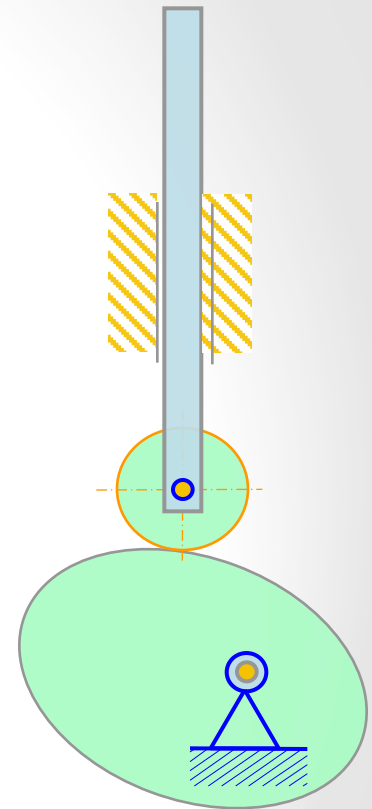
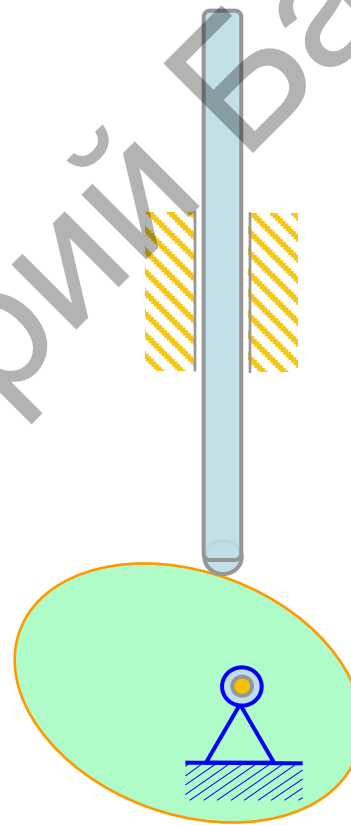
Избыточные связи

$$W = 3n - 2P_1 = 3 \cdot 2 - 2 \cdot 2 - 1 = 1$$



$$W = 3n - 2P_1 = 3 \cdot 4 - 2 \cdot 6 = 0$$

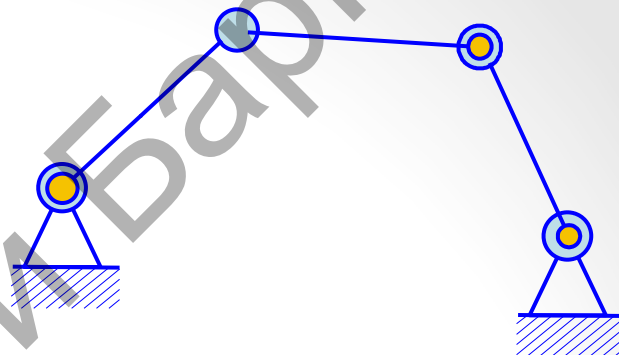
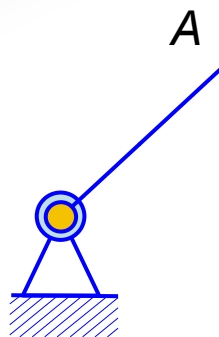
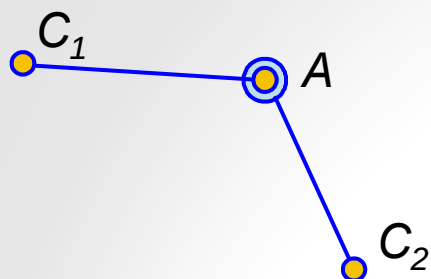
$$W = 3n - 2P_1 = 3 \cdot 3 - 2 \cdot 4 = 1$$



$$W = 3n - 2P_1 - 1P_2 = 3 \cdot 3 - 2 \cdot 3 - 1 \cdot 1 = 2$$

Образование механизма по Л. В. Ассуру

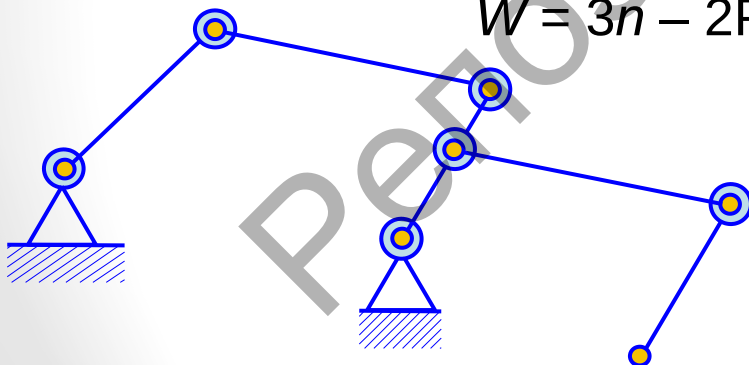
Наиболее распространённой кинематической группой является **диада**.



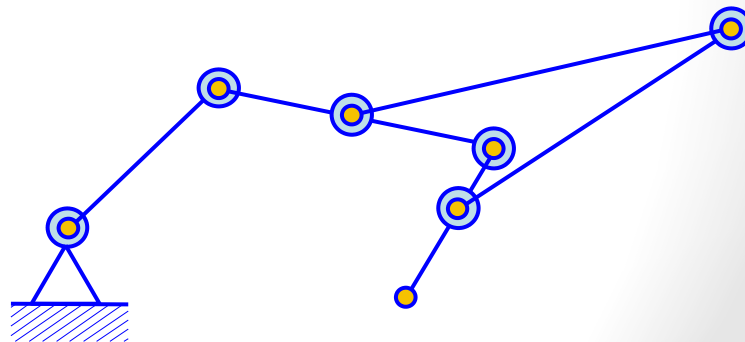
$$W = 3n - 2P_1 - P_2 = 3 \cdot 3 - 2 \cdot 4 = 1$$

Рассмотрим выполняется ли для неё условие кинематической группы $W = 3n - 2p_1 = 3 \cdot 2 - 2 \cdot 1 = 4$, число кинематических пар с помощью которых она будет присоединена к основной системе $s = 2$, $W = 2s = 4$ — условие выполняется.

Для образования любого механизма необходимо иметь начальный, основной механизм. За начальный механизм принимается обычный кривошип.

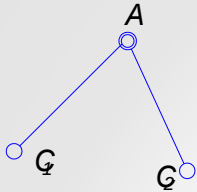


$$W = 3n - 2P_1 - P_2 = 3 \cdot 5 - 2 \cdot 7 = 1$$

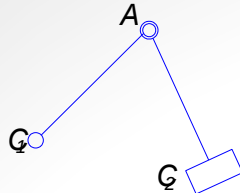


Классификация кинематических групп

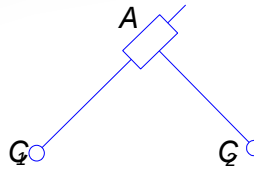
Группы 2 класса 2 порядка



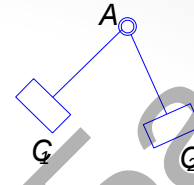
1 вида



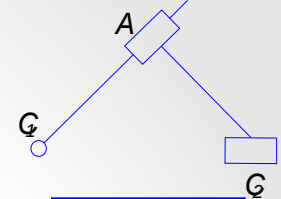
2 вида



3 вида

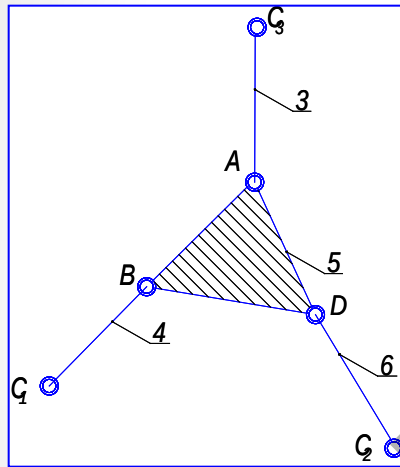


4 вида



5 вида

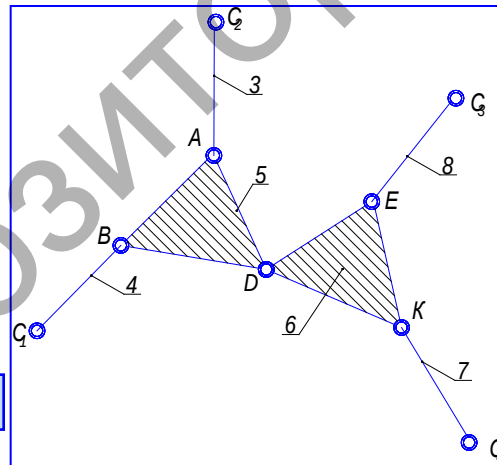
Группа 3 класса 3 порядка



$$W = 3n - 2P_1 = 3 \cdot 4 - 2 \cdot 3 = 6$$

$$W_{\text{доб}} = 2s = 2 \cdot 3 = 6$$

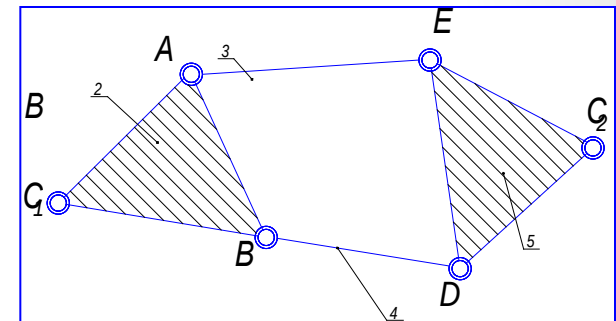
Группа 3 класса 4 порядка



$$W = 3n - 2P_1 = 3 \cdot 6 - 2 \cdot 5 = 8$$

$$W_{\text{доб}} = 2s = 2 \cdot 4 = 8$$

Группа 4 класса 2 порядка

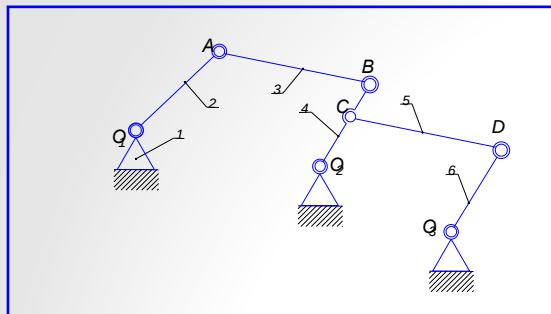


$$W = 3n - 2P_1 = 3 \cdot 4 - 2 \cdot 4 = 4$$

$$W_{\text{доб}} = 2s = 2 \cdot 2 = 4$$

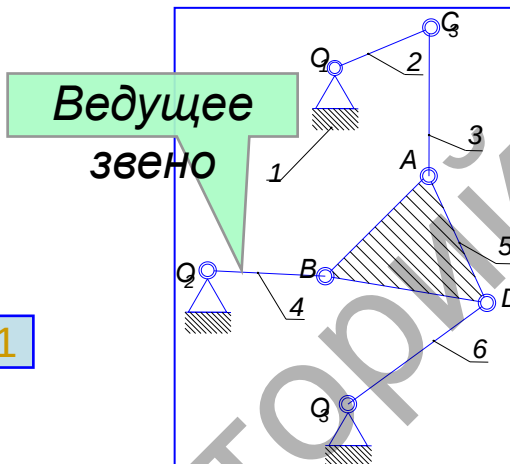
Класс и порядок механизма определяется наивысшим классом и порядком кинематической группы входящей в данный механизм

2 класса 2 порядка



$$W = 3n - 2P_1 = 3 \cdot 5 - 2 \cdot 7 = 1$$

3 класса 2 порядка

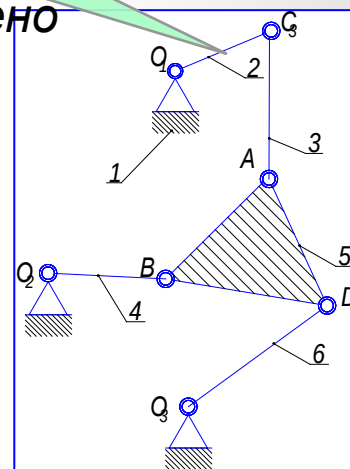


Ведущее звено

$$W = 3n - 2P_1 = 3 \cdot 5 - 2 \cdot 7 = 1$$

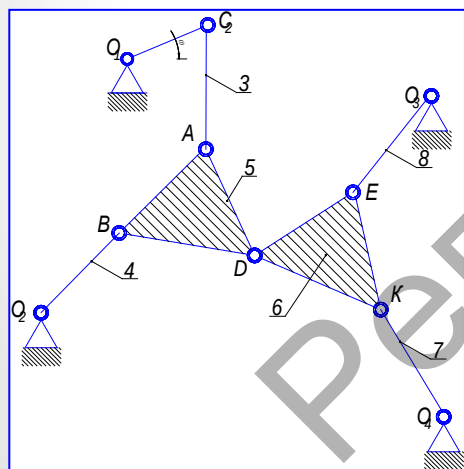
3 класса 3 порядка

Ведущее звено



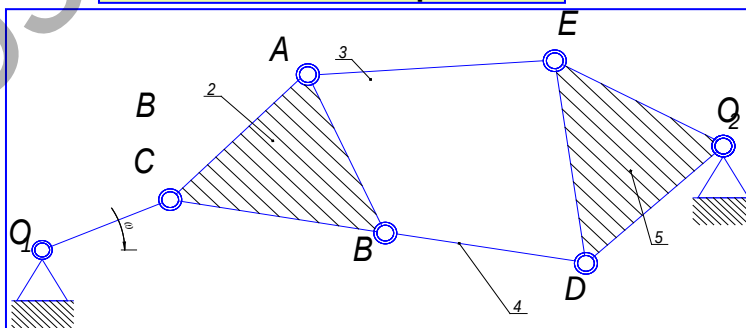
$$W = 3n - 2P_1 = 3 \cdot 5 - 2 \cdot 7 = 1$$

3 класса 4 порядка



$$W = 3n - 2P_1 = 3 \cdot 7 - 2 \cdot 10 = 1$$

4 класса 2 порядка



$$W = 3n - 2P_1 = 3 \cdot 5 - 2 \cdot 7 = 1$$

Структурный анализ механизма

Неподвижное звено механизма называется **стойкой**.

Звено совершающее полный оборот вокруг оси называется **кривошипом**.

Звено совершающее прямолинейное движение вдоль неподвижной направляющей называется **ползуном**.

Звено совершающее плоскопараллельное движение называется **шатунном**.

Звено в виде двуплечего рычага совершающее неполный оборот вокруг оси называется **коромыслом**.

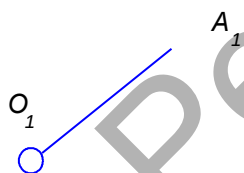
Коромысло служащее направляющей ползуна называется **кулисой**.

Ползун совершающий поступательное движение вдоль кулисы называется **камнем кулисы**.

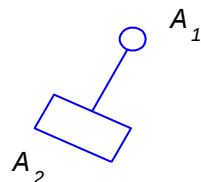
1. Стойка



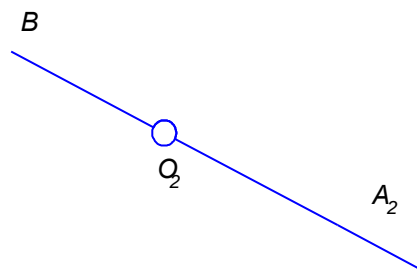
2. Кривошип



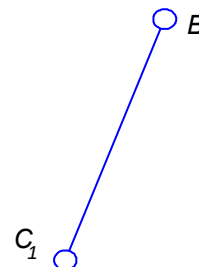
3. Камень кулисы



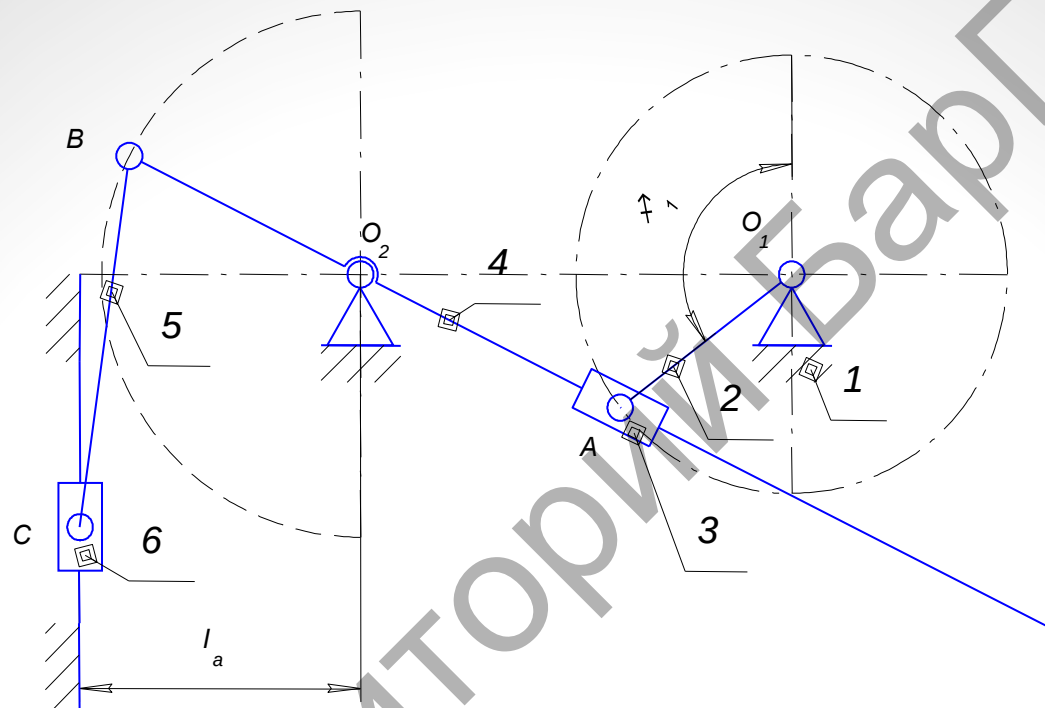
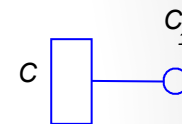
4. Коромысло (кулиса)



5. Шатун

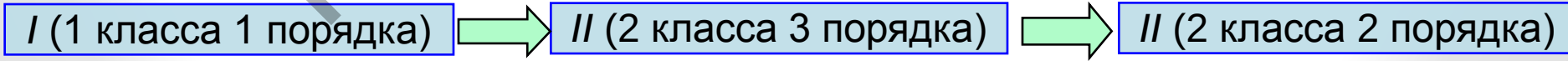
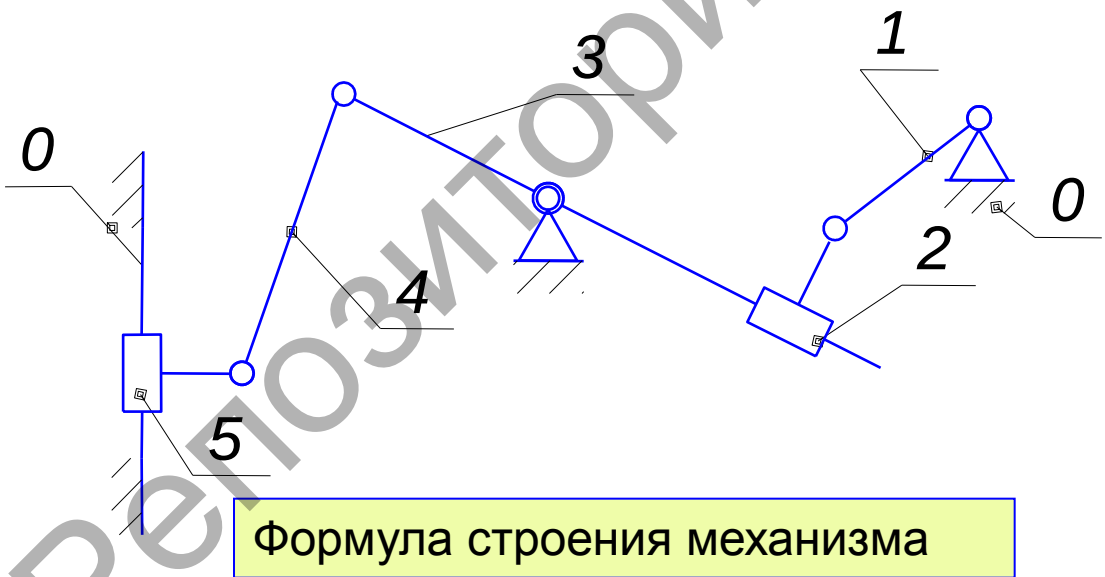


6. Ползун



Механизм разлагается на следующие группы:

- а) ведущая группа — двухзвенный механизм 1 класса 1 порядка;
- б) диада в которой звенья соединены поступательной парой — группа 2 класса, 2 порядка, 3 вида;
- в) диада в которой звенья соединены между собой вращательной парой — группа 2 класса, 2 порядка, 2 вида.



СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Тимофеев Г. А. Теория механизмов и машин : учебное пособие. 2-е изд., перераб. и доп. М. : Изд-во Юрайт ; ИД Юрайт, 2010. 351с.
2. Там же. С. 17.
3. Там же. С. 18.
4. Там же.
5. Там же.
6. Там же.
7. Иванов М. Н. Детали машин : учебник для машиностр. спец. вузов. 4-е изд., исправл. М. : Высш. шк., 1984. 336 с.
8. Там же. С. 135.
9. Там же.
10. Там же.
11. Там же.
12. Тимофеев Г. А. Теория механизмов и машин : учебное пособие. 2-е изд., перераб. и доп. С. 35.

Тема

СИНТЕЗ МЕХАНИЗМОВ МАНИПУЛЯТОРОВ И ПРОМЫШЛЕННЫХ РОБОТОВ

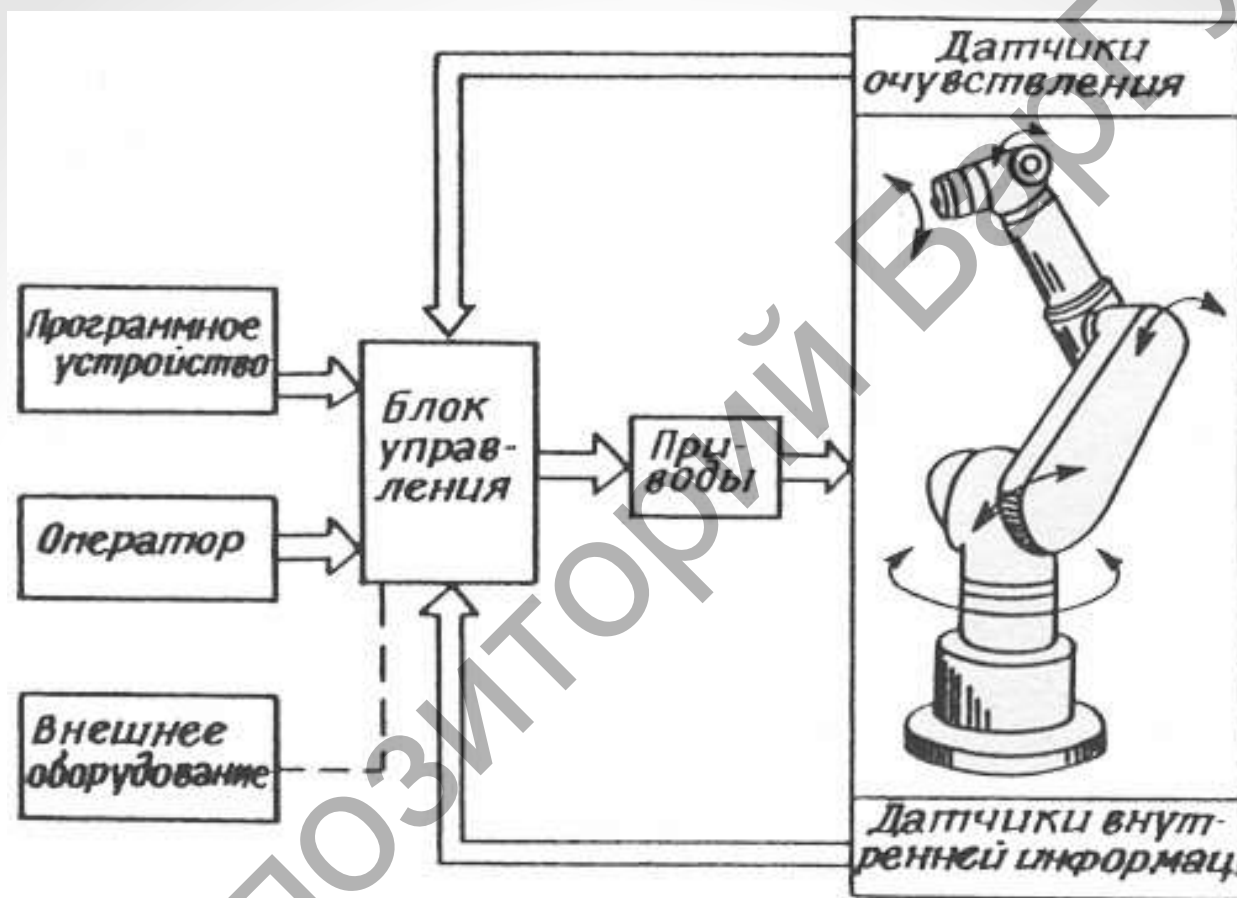
СОДЕРЖАНИЕ

1. Манипуляторы и промышленные роботы, их применение.
2. Структурный синтез манипуляторов.
3. Системы управления манипуляторами. Основы кинематики и динамики.

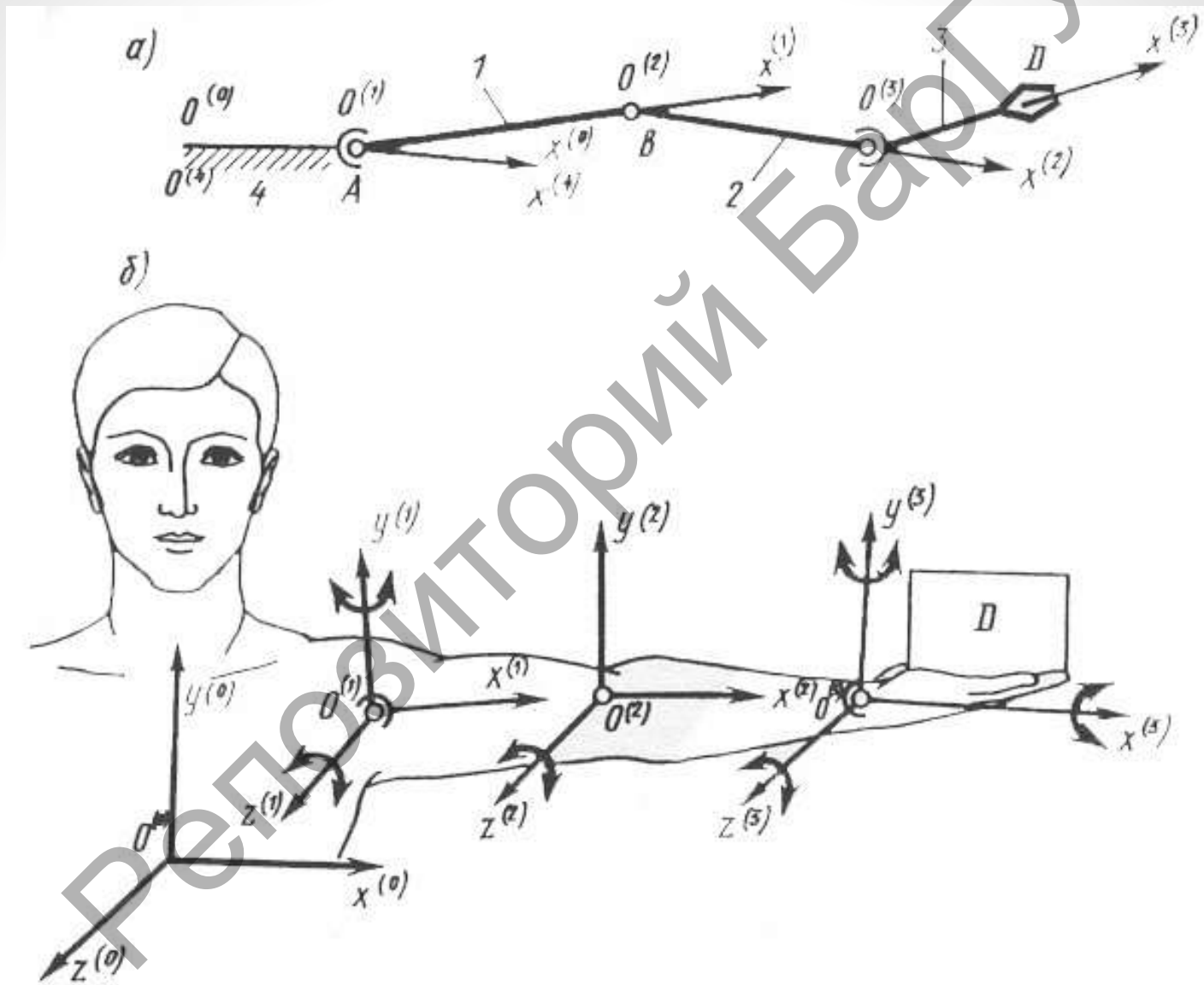
1 МАНИПУЛЯТОРЫ И ПРОМЫШЛЕННЫЕ РОБОТЫ

Промышленный робот — автоматическая машина, состоящая из манипулятора и устройства программного управления его движением, предназначенная для замены человека при выполнении основных и вспомогательных операций в производственных процессах [1, с. 321].

Манипулятор — совокупность пространственного рычажного механизма и системы приводов, осуществляющая под управлением программируемого автоматического устройства или человека-оператора действия (манипуляции), аналогичные действиям руки человека [2].



Функциональная схема автоматического манипуляционного робота [1, с. 323]



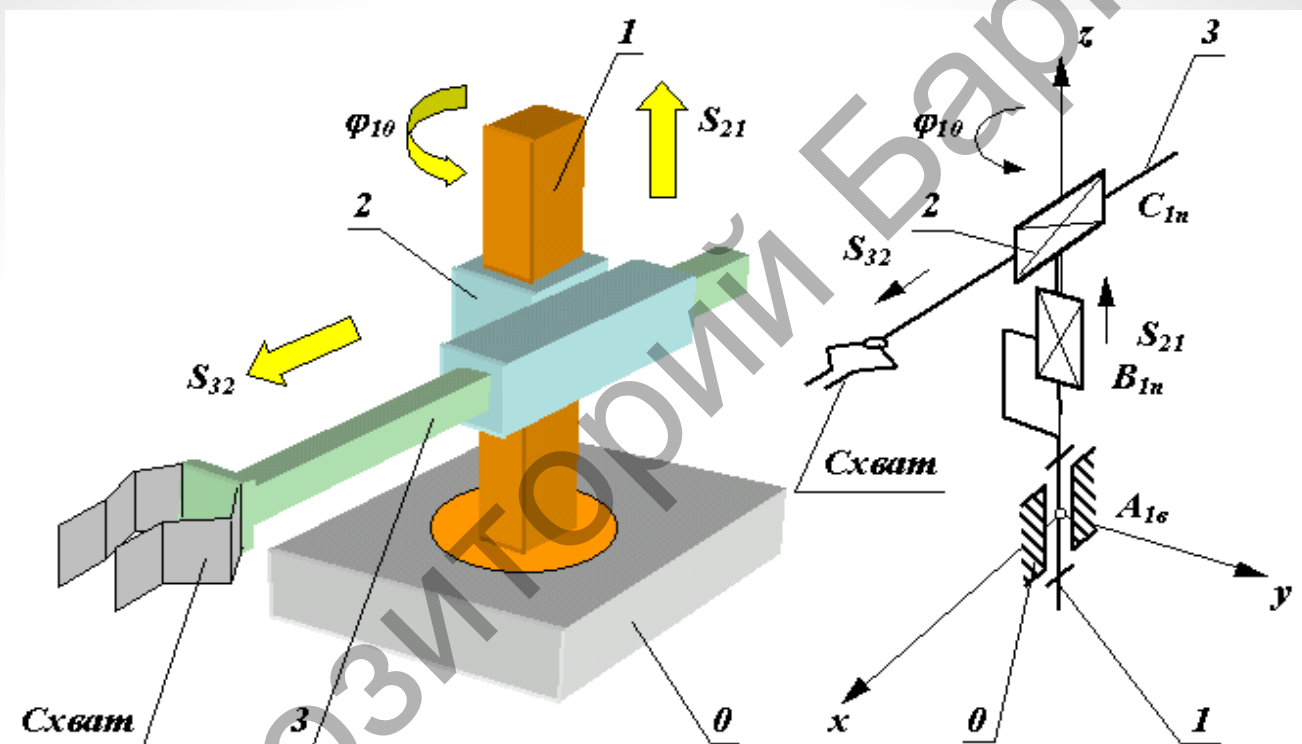
Применение промышленных роботов

Промышленные роботы предназначены для замены человека при выполнении основных и вспомогательных технологических операций в процессе промышленного производства. При этом решается важная социальная задача — освобождения человека от работ, связанных с опасностями для здоровья или с тяжёлым физическим трудом, а также от простых монотонных операций, не требующих высокой квалификации.

Целесообразность использования промышленных роботов

- достаточно быстрая окупаемость;
- исключение влияния человеческого фактора на конвейерных производствах, а также при проведении монотонных работ, требующих высокой точности;
- повышение точности выполнения технологических операций и, как следствие, улучшение качества;
- возможность использования технологического оборудования в три смены, даже 365 дней в году;
- рациональность использования производственных помещений;
- исключение воздействия вредных факторов на персонал на производствах с повышенной опасностью.

Структурная схема промышленного робота с трёхподвижным манипулятором



В этой системе звено 1 может вращаться относительно звена 0 и звено 3 перемещается в горизонтальной плоскости относительно звена 2. На конце звена 3 укреплено захватное устройство или схват, предназначенный для захвата и удержания объекта манипулирования при работе манипулятора.

Принципиальное устройство промышленного робота

Рабочее пространство манипулятора — часть пространства, ограниченная поверхностями огибающими к множеству возможных положений его звеньев.

Зона обслуживания манипулятора — часть пространства соответствующая множеству возможных положений центра схвата манипулятора.

Подвижность манипулятора W — число независимых обобщённых координат, однозначно определяющее положение схвата в пространстве.

$$W = 6 \cdot n - \sum_{i=1}^5 (6 - i) \cdot P_i.$$

Маневренность манипулятора M — подвижность манипулятора при зафиксированном (неподвижном) схвате.

$$M = W - 6.$$

3 СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ МАНИПУЛЯТОРАМИ



СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Тимофеев Г. А. Теория механизмов и машин : учеб. пособие. 2-е изд., перераб. и доп. М. : Изд-во Юрайт, 2010. 351с.
2. Там же. С. 323.

Тема

Силовой анализ, трение и изнашивание механизма

СОДЕРЖАНИЕ

1. Задачи силового исследования механизмов.
2. Метод кинетостатики. Силы инерции звеньев.
3. Силовой анализ плоских рычажных механизмов методом планов.
4. Определение уравновешивающей силы методом Н. Е. Жуковского.
5. Силовой анализ с учётом сил трения.

2 МЕТОД КИНЕТОСТАТИКИ. СИЛЫ ИНЕРЦИИ ЗВЕНЬЕВ

Силу инерции Φ и момент пары сил инерции M_Φ определяют по формулам:

$$\vec{\Phi}_i = -m_i \vec{a}_{Si};$$

$$M_{\Phi i} = -J_{Si} \varepsilon_i,$$

где m_i — масса звена i ;

a_{Si} — ускорение центра масс S_i звена i ;

J_{Si} — момент инерции звена i относительно оси, проходящей через центр масс S_i и перпендикулярной к плоскости движения звена;

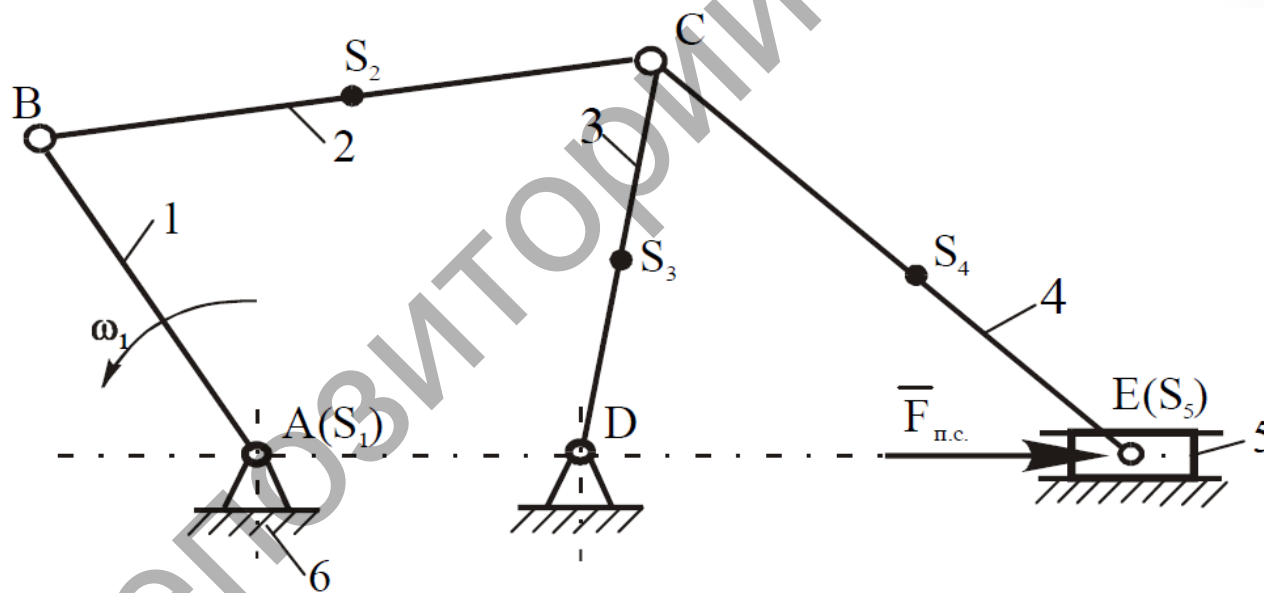
ε_i — угловое ускорение звена i .

Момент инерции звена J_{Si} в общем случае определяется как произведение массы звена m_i на квадрат его радиуса инерции ρ_i :

$$J_{Si} = m_i \rho_i^2$$

3 СИЛОВОЙ АНАЛИЗ ПЛОСКИХ РЫЧАЖНЫХ МЕХАНИЗМОВ МЕТОДОМ ПЛАНОВ

Рассмотрим последовательность силового расчёта методом планов на примере шестизвенного плоского рычажного механизма второго класса



План механизма

Силы инерции:

$$\Phi_2 = a_{S2} \frac{G_2}{g}; \quad \Phi_3 = a_{S3} \frac{G_3}{g};$$

$$\Phi_4 = a_{S4} \frac{G_4}{g}; \quad \Phi_5 = a_{S5} \frac{G_5}{g};$$

где g — ускорение свободного падения; $g = 9,81 \text{ м / с}^2$;
 G_2, G_3, G_4, G_5 — силы тяжести звеньев 2, 3, 4 и 5 соответственно;
 $a_{S2}, a_{S3}, a_{S4}, a_{S5}$ — ускорения центров тяжести звеньев, величины которых определяются при кинематическом анализе механизма.

Моменты сил инерции:

$$M_{\Phi 2} = J_{S2} \varepsilon_2;$$

$$M_{\Phi 3} = J_{S3} \varepsilon_3;$$

$$M_{\Phi 4} = J_{S4} \varepsilon_4.$$

где J_{S2}, J_{S3}, J_{S4} — моменты инерции звеньев 2, 3 и 4 относительно осей, проходящих через центры тяжести S_2, S_3, S_4 ;

$\varepsilon_2, \varepsilon_3, \varepsilon_4$ — угловые ускорения звеньев 2, 3 и 4;

$$\varepsilon_2 = \frac{a_{CB}^t}{l_{CB}}; \quad \varepsilon_3 = \frac{a_{CD}^t}{l_{CD}}; \quad \varepsilon_4 = \frac{a_{EC}^t}{l_{EC}};$$

Величины J_{S2}, J_{S3}, J_{S4} заданы или могут быть определены по формуле:

$$J_{S2} = m_2 l_{CB}^2 / C ;$$

$$J_{S3} = m_3 l_{CD}^2 / C ;$$

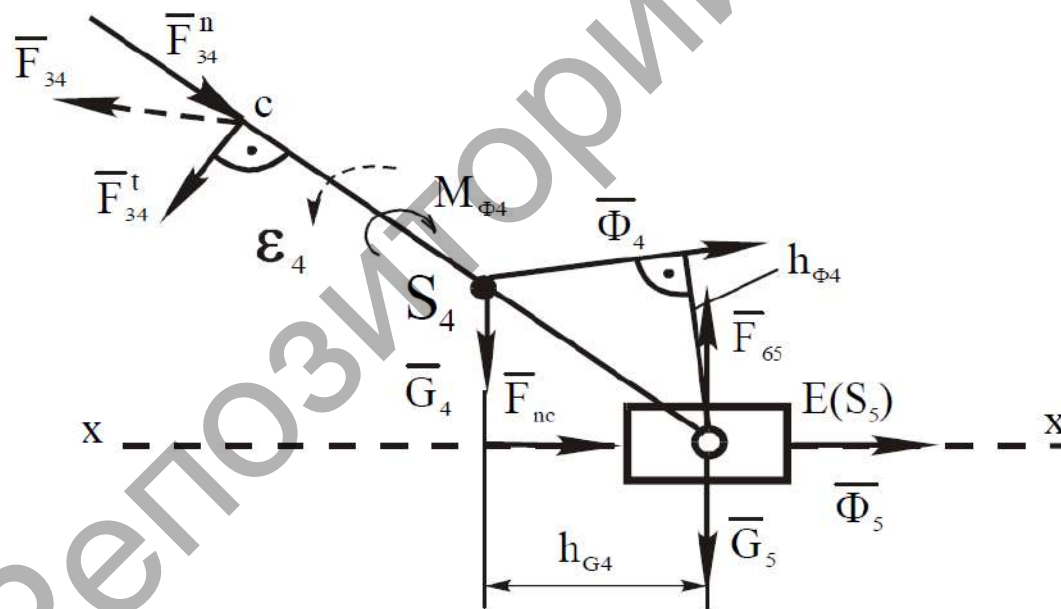
$$J_{S4} = m_4 l_{CE}^2 / C ,$$

где m_2, m_3, m_4 — массы звеньев 2, 3, 4;

l_{CB}, l_{CD}, l_{CE} — длины звеньев 2, 3, 4;

$C = 8...10$.

Расчленим механизм на группы Ассур (4, 5), (2, 3) и начальный механизм (1, 6). Силовой анализ начинаем с последней группы (4,5). Вычерчиваем в масштабе эту группу (рис.). К звеньям группы прикладываем известные внешние силы $G_4, G_5, F_{п.с.}$, а также силы инерции Φ_4, Φ_5 и момент инерции $M_{\Phi 4}$.



Группа Ассур (4,5)

Силу F_{34} раскладываем на нормальную и тангенциальную составляющие:

$$\vec{F}_{34} = \vec{F}_{34}^n + \vec{F}_{34}^t$$

Составляем векторное уравнение равновесия сил группы (4, 5):

$$\Sigma F_{4,5} = 0;$$

$$\vec{F}_{34} + \vec{G}_4 + \vec{\Phi}_4 + \vec{G}_5 + \vec{\Phi}_5 + F_{\text{п.с.}} + \vec{F}_{65} = 0,$$

$$\vec{F}_{34}^n + \vec{F}_{34}^t + \vec{G}_4 + \vec{\Phi}_4 + \vec{G}_5 + \vec{\Phi}_5 + \vec{F}_{\text{п.с.}} + \vec{F}_{65} = 0,$$

где $\vec{F}_{34}^n \parallel CD$, $\vec{F}_{34}^t \perp CD$, $\vec{F}_{65} \perp xx$.

Определяем составляющую F_{34}^t из уравнения моментов всех сил, действующих на звено 4, относительно точки E :

$$\sum M_E(F)_4 = 0;$$

$$F_{34}^t l_{CE} + G_4 h_{G4} - \Phi_4 h_{\Phi_4} - M_{\Phi_4} = 0;$$

$$F_{34}^t = \frac{\Phi_4 h_{\Phi_4} + M_{\Phi_4} - G_4 h_{G4}}{l_{CE}}.$$

Определяем составляющую F_{34}^t из уравнения моментов всех сил, действующих на звено 4, относительно точки E :

$$\sum M_E(F)_4 = 0;$$

$$F_{34}^t l_{CE} + G_4 h_{G4} - \Phi_4 h_{\Phi_4} - M_{\Phi_4} = 0;$$

$$F_{34}^t = \frac{\Phi_4 h_{\Phi_4} + M_{\Phi_4} - G_4 h_{G4}}{l_{CE}}.$$

После определения величины и направления F_{34}^t остаются неизвестными величины сил F_{34}^n и F_{65} , которые находятся графическим решением уравнения:

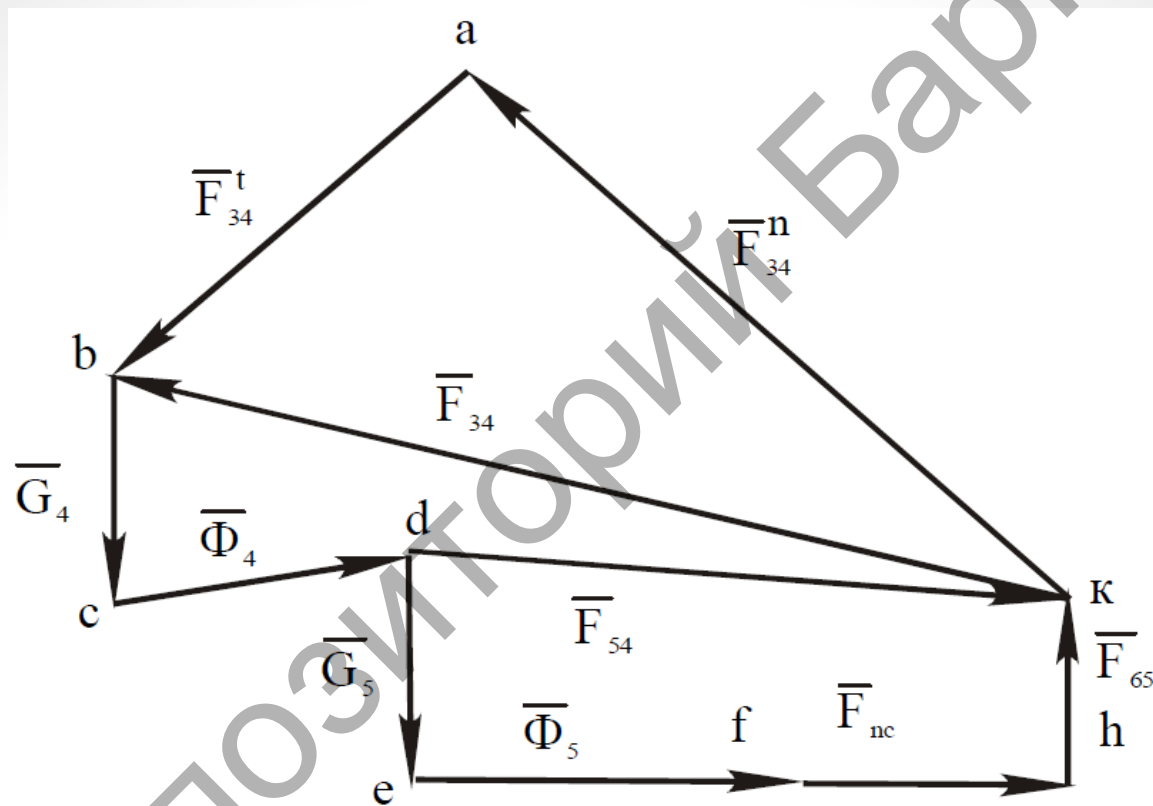
$$\sum F_{4,5} = 0.$$

Сумма указанных в уравнении векторов образует замкнутый векторный контур, который называется **планом сил**.

Для построения плана сил выбираем масштабный коэффициент сил K_F , после чего определяем отрезки (в мм), которыми будут изображаться известные силы на чертеже:

$$(\vec{a}b) = F_{34}^t / \mu_F; (\vec{b}c) = G_4 / \mu_F; (\vec{c}d) = \Phi_4 / \mu_F;$$

$$(\vec{d}e) = G_5 / \mu_F; (\vec{e}f) = \Phi_5 / \mu_F; (\vec{f}h) = F_{\text{п.с.}} / \mu_F.$$



План сил группы Ассура (4,5)

Определяем величины сил F_{34} и F_{65} :

$$F_{34} = \vec{k}b \cdot \mu_F,$$

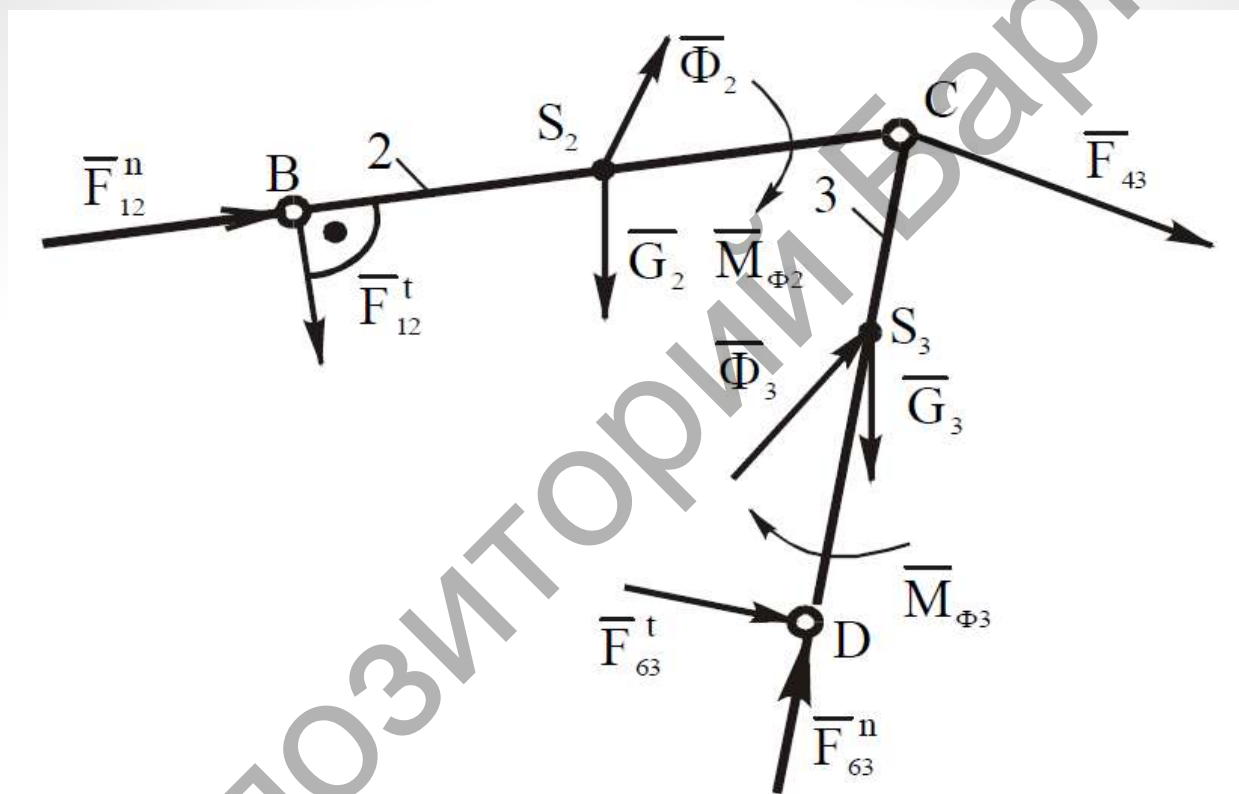
$$F_{65} = \vec{h}k \cdot \mu_F.$$

Реакция в шарнире E внутренней пары (4, 5): $\vec{F}_{54} = -\vec{F}_{45}$. Находим из уравнения суммы сил, действующих на звено 4 (или на звено 5):

$$\sum F_4 = 0; \quad \vec{F}_{34} + \vec{G}_4 + \vec{\Phi}_4 + \vec{F}_{54} = 0.$$

Величина силы F_{54} равна:

$$F_{54} = \vec{d}k \cdot \mu_F.$$



Группа Ассура (2, 3)

Приложим силы реакции F_{12} и F_{63} в шарнирах B и D , разложив их на нормальные и тангенциальные составляющие: F_{12}^n, F_{12}^t и F_{63}^n, F_{63}^t .

Тангенциальные составляющие найдем из уравнений моментов сил относительно точки C для звеньев 2 и 3:

$$\sum M_C(F)_2 = 0; \quad \sum M_C(F)_3 = 0;$$

$$F_{21}^t l_{BC} + G_2 h_{G2} - \Phi_2 h_{\Phi 2} - M_{\Phi 2} = 0;$$

$$F_{63}^t l_{CD} + G_3 h_{G3} - \Phi_3 h_{\Phi 3} - M_{\Phi 3} = 0;$$

$$F_{21}^t = \frac{\Phi_2 h_{\Phi 2} + M_{\Phi 2} - G_2 h_{G2}}{l_{BC}}.$$

$$F_{63}^t = \frac{M_{\Phi 3} - \Phi_3 h_{\Phi 3} - G_3 h_{G3}}{l_{CD}}.$$

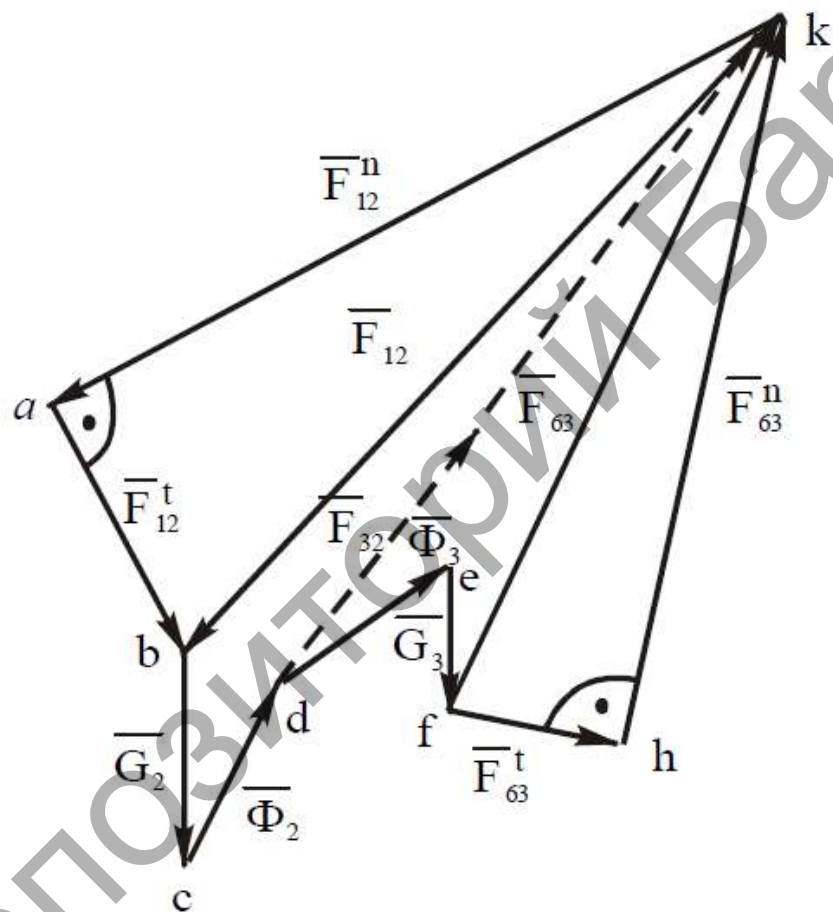
Для нахождения величин нормальных составляющих F_{21}^n и F_{63}^n , направления которых известны, составляем векторное уравнение всех сил, действующих на группу звеньев (2, 3), при этом сила F_{21}^n должна стоять в начале, а F_{63}^n — в конце уравнения:

$$\vec{F}_{12}^n + \vec{F}_{12}^t + \vec{G}_2 + \vec{\Phi}_2 + \vec{\Phi}_3 + \vec{G}_3 + \vec{\Phi}_5 + \vec{F}_{63}^t + \vec{F}_{63}^n = 0.$$

Решаем это векторное уравнение графически с помощью построения плана сил, предварительно определив отрезки (в мм), которыми будут изображаться все известные силы на плане:

$$(\vec{a}b) = F_{21}^t / \mu_F; (\vec{b}c) = G_2 / \mu_F; (\vec{c}d) = \Phi_2 / \mu_F;$$

$$(\vec{d}e) = \Phi_3 / \mu_F; (\vec{e}f) = G_3 / \mu_F; (\vec{f}h) = F_{63}^t / \mu_F.$$



План сил группы Ассура (2, 3)

Из плана сил находим величины сил F_{12} и F_{63} :

$$F_{12} = \vec{b}k \cdot \mu_F; \quad F_{63} = \vec{f}k \cdot \mu_F.$$

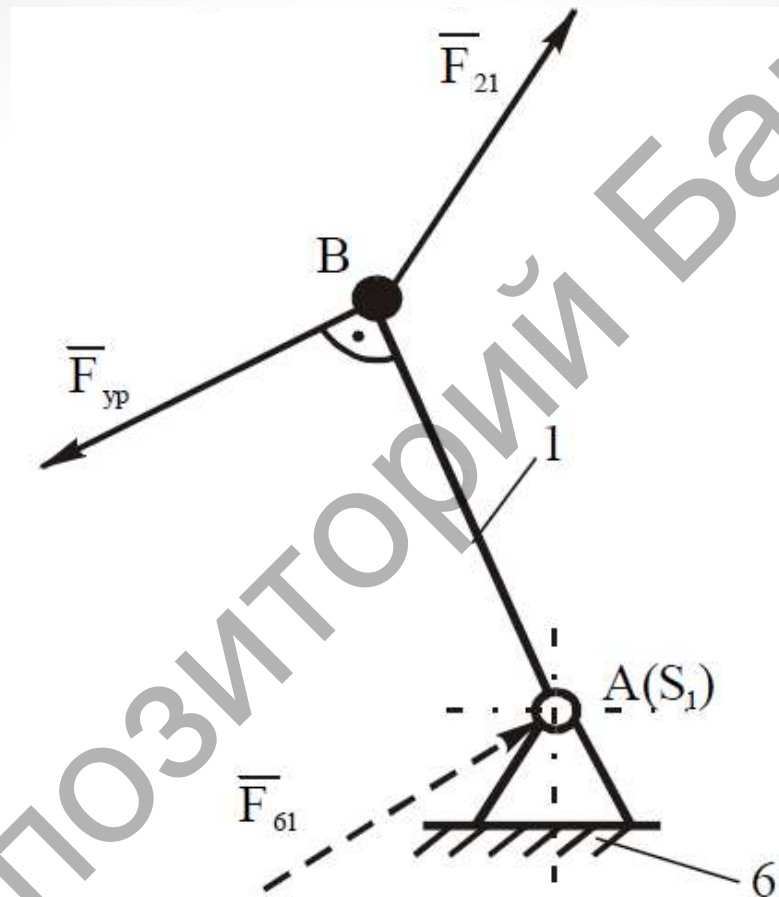
Реакцию $\vec{F}_{32} = -\vec{F}_{23}$ во внутренней кинематической паре, образованной звеньями 2 и 3, найдем из условия равновесия звена 2, которое записываем в виде векторного уравнения:

$$\sum F_2 = 0;$$

$$\vec{F}_{12} + \vec{G}_2 + \vec{\Phi}_2 + \vec{F}_{32} = 0.$$

Для нахождения величины и направления реакции F_{32} достаточно на плане сил соединить точки d и k . Тогда

$$F_{32} = \vec{d}k \cdot \mu_F.$$



Начальный механизм

На кривошип 1 со стороны звена 2 действует сила F_{21} .

Величина и направление этой силы известны: $\vec{F}_{21} = -\vec{F}_{12}$, приложена она в точке B . В точке A действует сила $\vec{F}_{61}$ со стороны стойки 6 , неизвестная по величине и направлению. В точке B также приложена уравновешивающая сила. Линия действия этой силы перпендикулярна к кривошипу, а направление вектора выбирается произвольно.

Определяем F_{yp} из уравнения моментов сил, приложенных к звену 1 , относительно точки A :

$$\sum M_A(F)_1 = 0;$$

$$-F_{21}h_{F_{21}} + F_{yp}l_{AB} = 0;$$

$$F_{yp} = \frac{F_{21}h_{F_{21}}}{l_{AB}}.$$

Заканчиваем силовой расчёт определением величины и направления реакции F_{61} , для чего составляем векторное уравнение равновесия звена 1:

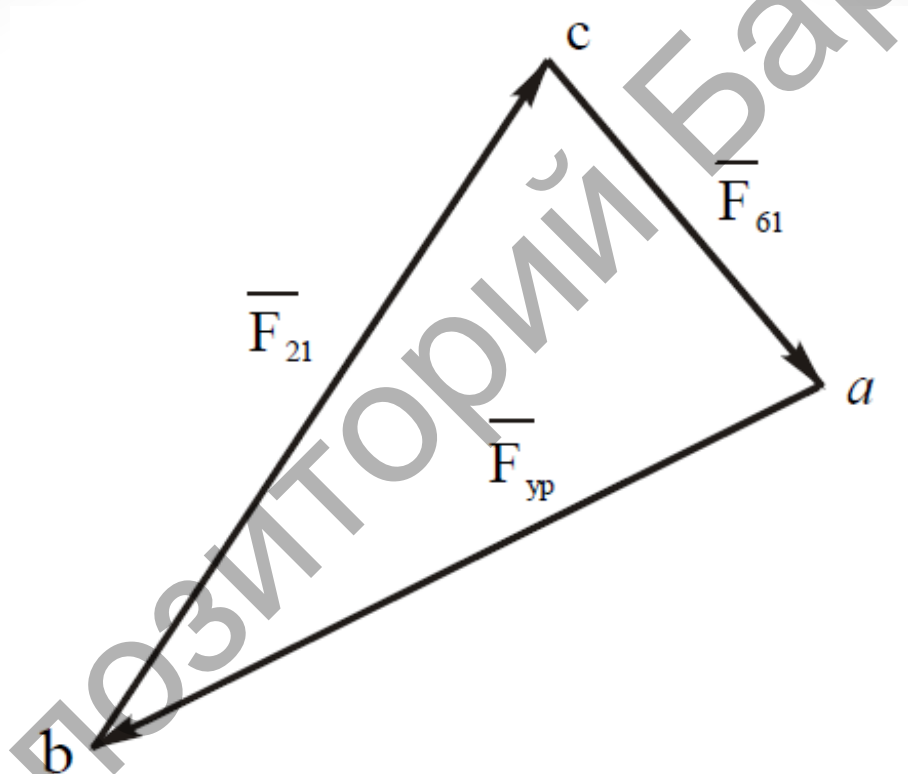
$$\vec{F}_{yp} + \vec{F}_{21} + \vec{F}_{61} = 0.$$

В соответствии с этим уравнением строим план сил, выбрав предварительно масштабный коэффициент сил μ_F и определив отрезки (в мм), которыми будут изображаться силы на плане сил:

$$(\vec{a}b) = F_{yp}/\mu_F; \quad (\vec{b}c) = F_{21}/\mu_F.$$

Из силового треугольника находим реакцию F_{61} :

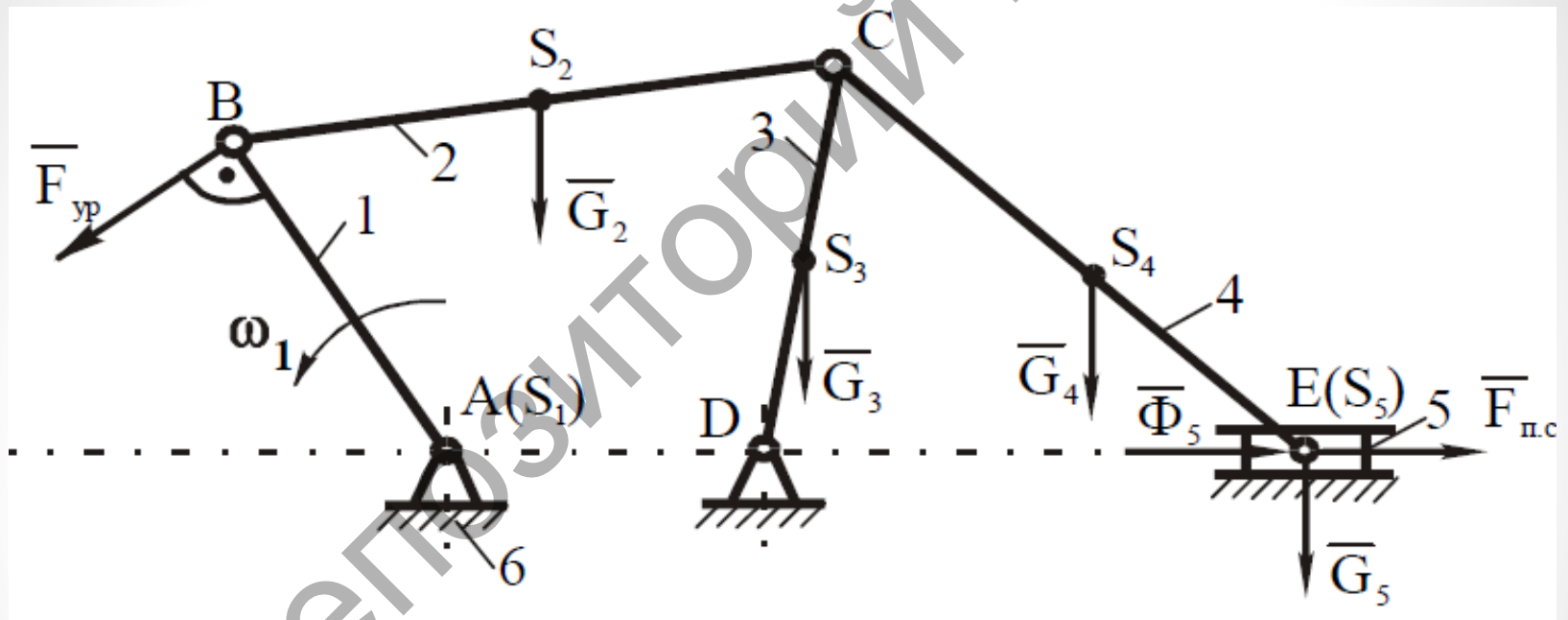
$$F_{61} = \vec{ca} \cdot K_F.$$



План сил начального звена

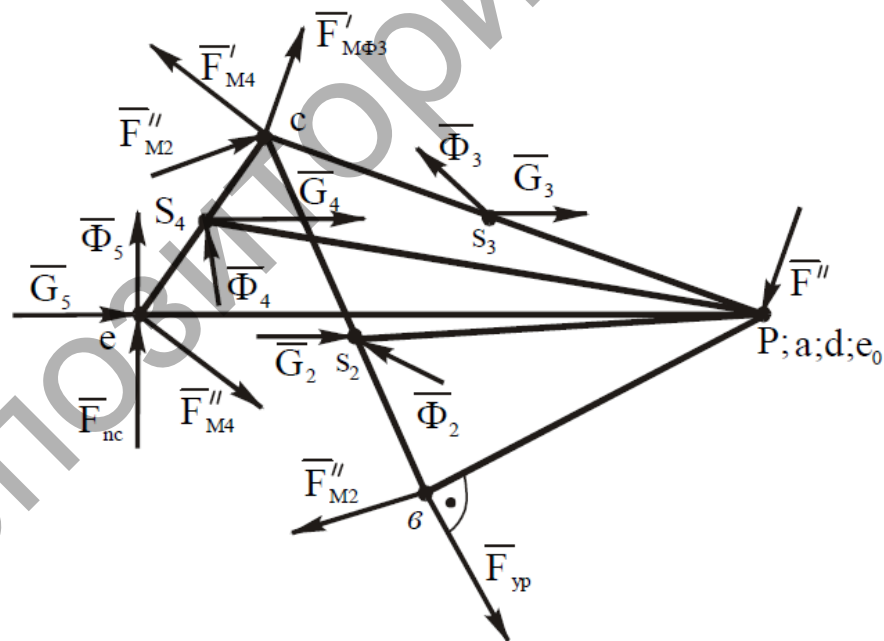
4 ОПРЕДЕЛЕНИЕ УРАВНОВЕШИВАЮЩЕЙ СИЛЫ МЕТОДОМ Н. Е. ЖУКОВСКОГО

Пример. Для механизма, определить уравновешивающую силу $F_{\text{ур}}$, приложенную в точке B кривошипа, методом Жуковского.



В произвольном масштабе строим план скоростей и в соответствующих точках прикладываем, предварительно повернув на девяносто градусов против часовой стрелки все внешние силы (в том числе и F_{yp}), силы инерции, пары сил от $M_{\Phi 2}$, $M_{\Phi 3}$ и $M_{\Phi 4}$.

Пару сил F'_{M2} и F''_{M2} , заменяющую момент инерции $M_{\Phi 2}$, прикладываем в точках в и с.



Рычаг Жуковского

Величину сил F'_{M2} и F''_{M2} определяем делением значения $M_{\Phi2}$ на действительную величину длины звена 2:

$$F'_{M2} = F''_{M2} = \frac{M_{\Phi2}}{l_{BC}}, \text{ Н.}$$

Момент $M_{\Phi3}$ заменяем парой сил F'_{M3} и F''_{M3} и прикладываем в точках с и d, предварительно определив величину этих сил:

$$F'_{M3} = F''_{M3} = \frac{M_{\Phi3}}{l_{CD}}, \text{ Н.}$$

Момент $M_{\Phi4}$ заменяем парой сил F'_{M4} и F''_{M4} и прикладываем в точках с и e, предварительно определив величину этих сил:

$$F'_{M4} = F''_{M4} = \frac{M_{\Phi4}}{l_{CE}}, \text{ Н.}$$

Составляем уравнение моментов всех сил относительно полюса плана скоростей (с учётом знаков: «плюс» — направление против часовой стрелки, «минус» — направление по часовой стрелке):

$$\sum M_P(F) = 0;$$

$$-F_{yp} \cdot pb + F'_{M2} \cdot h_{F'_{M2}} + \Phi_3 \cdot h_{\Phi_3} + G_3 \cdot h_{G3} + F'_{M3} \cdot pc + G_2 \cdot h_{G2} + \Phi_2 \cdot h_{\Phi_2} + F''_{M2} \cdot h_{F''_{M2}} + G_4 \cdot h_{G4} + \Phi_4 \cdot h_{\Phi_4} - F'_{M4} \cdot h_{F'_{M4}} - F''_{M4} \cdot h_{F''_{M4}} + (\Phi_3 + F_{п.с.}) \cdot pe = 0.$$

Откуда

$$F_{yp} = \left(F'_{M2} \cdot h_{F'_{M2}} + \Phi_3 \cdot h_{\Phi_3} + G_3 \cdot h_{G3} + F'_{M3} \cdot pc + G_2 \cdot h_{G2} + \Phi_2 \cdot h_{\Phi_2} + F''_{M2} \cdot h_{F''_{M2}} + G_4 \cdot h_{G4} + \Phi_4 \cdot h_{\Phi_4} - F'_{M4} \cdot h_{F'_{M4}} - F''_{M4} \cdot h_{F''_{M4}} + (\Phi_3 + F_{п.с.}) \cdot pe \right) / pb.$$

Если значение F_{yp} получится со знаком «минус», то выбранное первоначально направление вектора F_{yp} нужно изменить на противоположное.

Силовой анализ

Алгоритм силового анализа

1. Вычерчиваем механизм в заданном масштабе и в заданном положении.
2. Выполняем план скоростей и ускорений, определяем инерционную нагрузку.
3. Вычерчиваем отдельно группу Ассура в масштабе.
4. Прикладываем к группе все силы.
5. Составляем векторное уравнение равновесия относительно промежуточного шарнира и определяем тангенциальную составляющую во вращательной кинематической паре.
6. Составляем векторное уравнение равновесия группы Ассура для построения плана сил.
7. Из плана сил находим полную реакцию действия на кривошип со стороны группы Ассура.
8. Рассматриваем ведущее звено, составляем уравнение равновесия, и графическим методом находим уравнивающую силу.

5 СИЛОВОЙ АНАЛИЗ С УЧЁТОМ СИЛ ТРЕНИЯ

Общее сопротивление, возникающее на поверхности двух соприкасающихся тел при их относительном движении под действием внешней силы, называется **силой трения**.

Известная формула для определения силы трения скольжения

$$F_T = f \cdot N.$$

Трение скольжения — это трение, возникающее в том случае, когда поверхность одного тела скользит по поверхности другого тела.

В зависимости от состояния поверхностей трущихся тел и наличия смазки различают ещё несколько видов трения: чистое, сухое, граничное, жидкостное, полужидкостное, полусухое, трение с воздушной смазкой.

Чистое трение возникает на поверхностях, освобожденных или очищенных от посторонних примесей (адсорбированных пленок или химических соединений).

Сухое трение возникает при отсутствии смазки и загрязнений между поверхностями.

Граничное трение — это трение, при котором поверхности разделены очень незначительным слоем смазки (менее 0,1 мк).

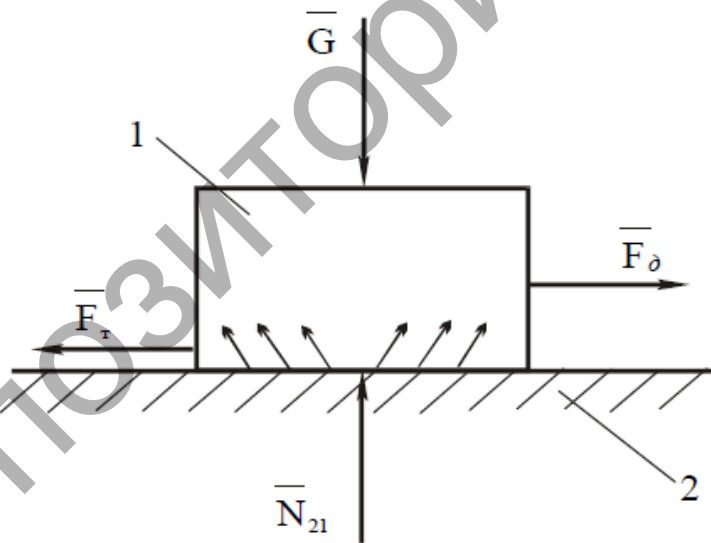
Жидкостное трение — это такой вид трения, когда трущиеся поверхности полностью разделены слоем смазывающей жидкости.

Полужидкостное трение — это сочетание жидкостного и граничного, или жидкостного и сухого трения.

Полусухое трение — это смешанное трение, одновременно и граничное и сухое.

Трение с воздушной смазкой наблюдается при очень больших скоростях, когда возникают большие аэродинамические давления, и элементы трущейся пары оказываются разделенными воздушной прослойкой.

Трение скольжения несмазанных тел. Для перемещения тела 1 , нагруженного силой G , нужно приложить определённую силу F_d . Если при этом тело 1 движется равномерно, то равнодействующая всех сил, действующих на тело 1 , должна равняться нулю.



Спроектировав все элементарные силы на направления сил G и F_T , и сложив соответствующие проекции, получаем силы N_{21} и F_T , которые и представляют результат действия тела 2 на тело 1.

Сила N_{21} называется нормальной реакцией и направлена перпендикулярно поверхности соприкосновения обоих тел.

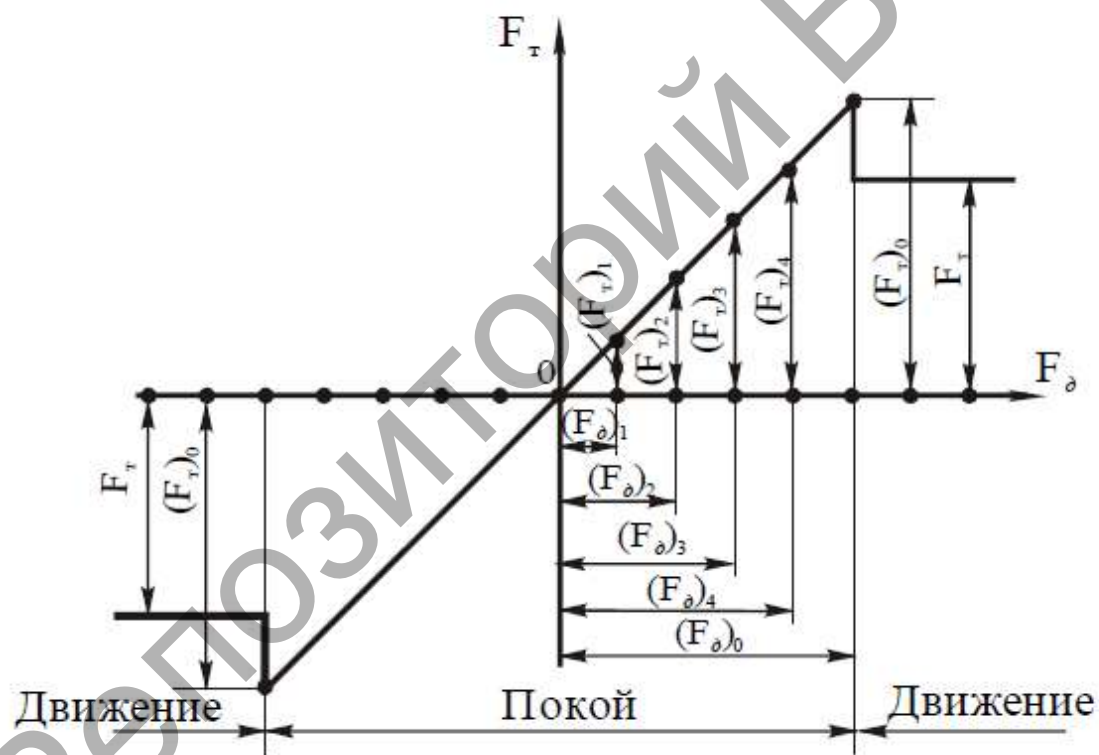
При покое (или равномерном движении) тела 1 должны удовлетворяться условия:

$$N_{21} = G,$$

$$F_T = F_D.$$

Тело 1 начнет двигаться в том случае, когда $F_D > F_T$.

Опытным путем установлена зависимость между силами F_D и F_T при постоянной нагрузке G .



Изменение силы трения F_T в зависимости от движущей силы F_D при постоянной нагрузке G

Тема

Синтез зубчатых механизмов

СОДЕРЖАНИЕ

1. Виды механизмов передач. Передаточные отношения.
2. Цилиндрическая зубчатая передача. Основная теорема зацепления.
3. Основные геометрические размеры и качественные показатели эвольвентных передач.
4. Передачи с неподвижными геометрическими осями.
5. Планетарные зубчатые механизмы.
6. Кинематический анализ и синтез планетарного механизма.

Зубчатые передачи

Основное назначение зубчатых механизмов — передача и преобразование вращательного движения в соответствии с требуемой величиной передаточного отношения.

Передаточным отношением называется отношение угловых скоростей входного (1) и выходного (k) звеньев зубчатых механизмов:

$$u_{1-k} = \frac{\omega_1}{\omega_k} = \frac{n_1}{n_k}.$$

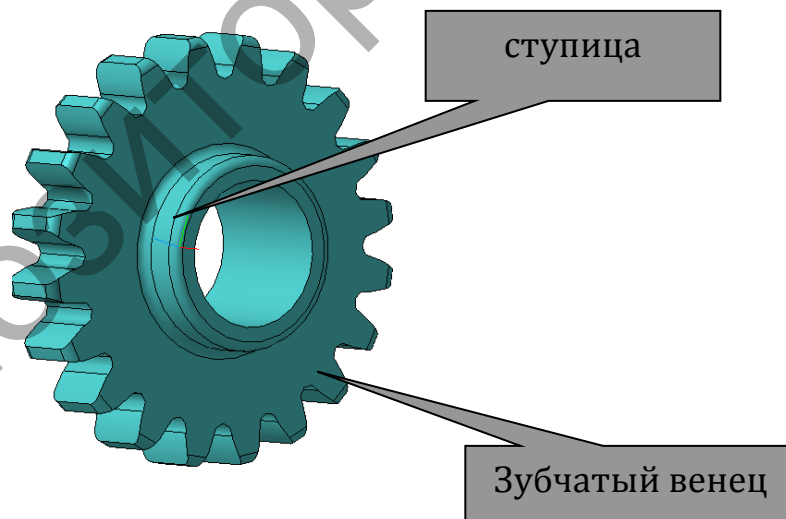
Передаточное отношение показывает, во сколько раз передача понижает обороты:

$$n_k = \frac{n_1}{u_{1-k}}.$$

Тела вращения, на которых расположены зубья, называются зубчатыми колёсами.

Меньшее колесо зубчатой пары называется **шестерней**.

Большее зубчатое колесо называется **колесом**.



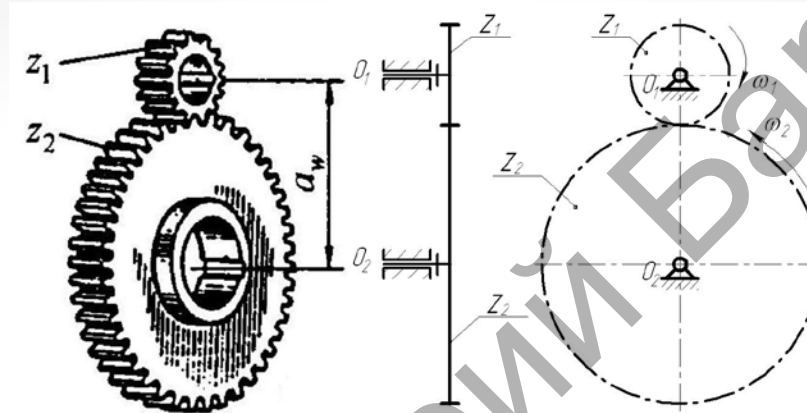
Классификация зубчатых передач с неподвижными осями колёс.

➤ **По взаимному расположению** осей вращения колёс зубчатые передачи различают:

1. С параллельными осями.

Передача вращения между валами с параллельными осями осуществляется цилиндрическими колёсами с внешним и внутренним зацеплением.

Внешнее зацепление

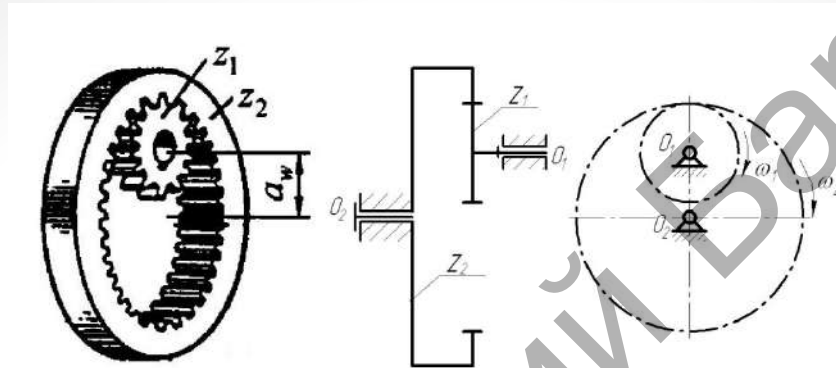


Для передачи с внешним зацеплением передаточное отношение определяется как:

$$u_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = -\frac{z_2}{z_1}.$$

Знак «—» поскольку колёса вращаются в противоположных направлениях.

Внутреннее зацепление



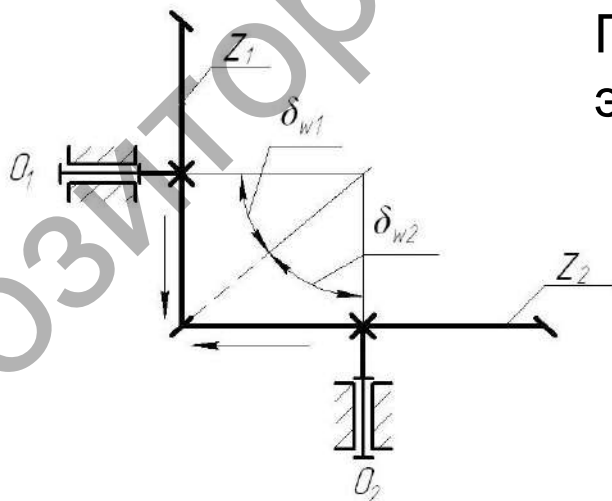
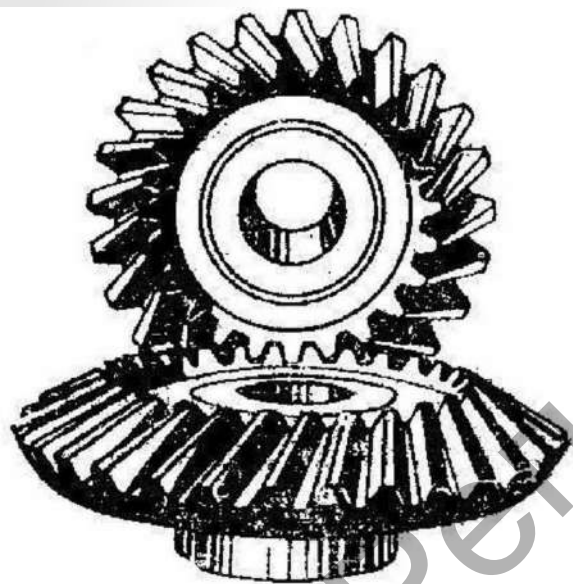
Для передачи с внутренним зацеплением, передаточное отношение определяется как:

$$u_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = + \frac{z_2}{z_1}.$$

Знак «+» поскольку колёса вращаются в одном направлении.

2. С пересекающимися осями.

Передача вращения между валами с пересекающимися осями осуществляется при помощи конических колёс.



Передаточное отношение
этих механизмов:

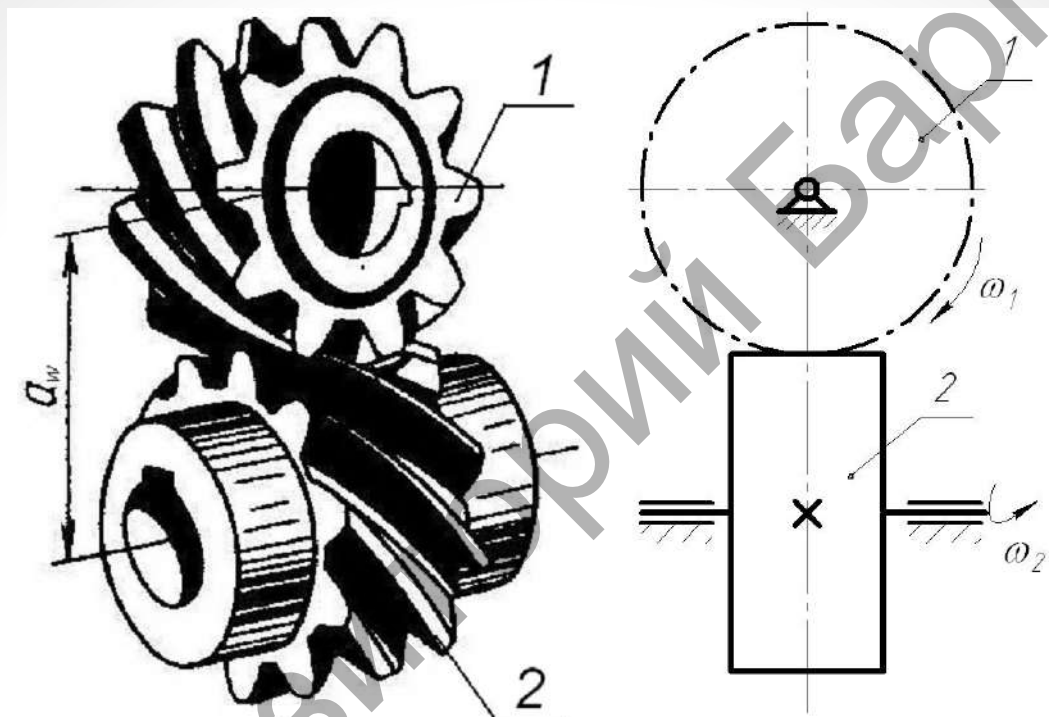
$$u_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{\sin \delta_{w2}}{\sin \delta_{w1}} = \frac{Z_2}{Z_1}.$$

3. Со скрещивающимися осями.

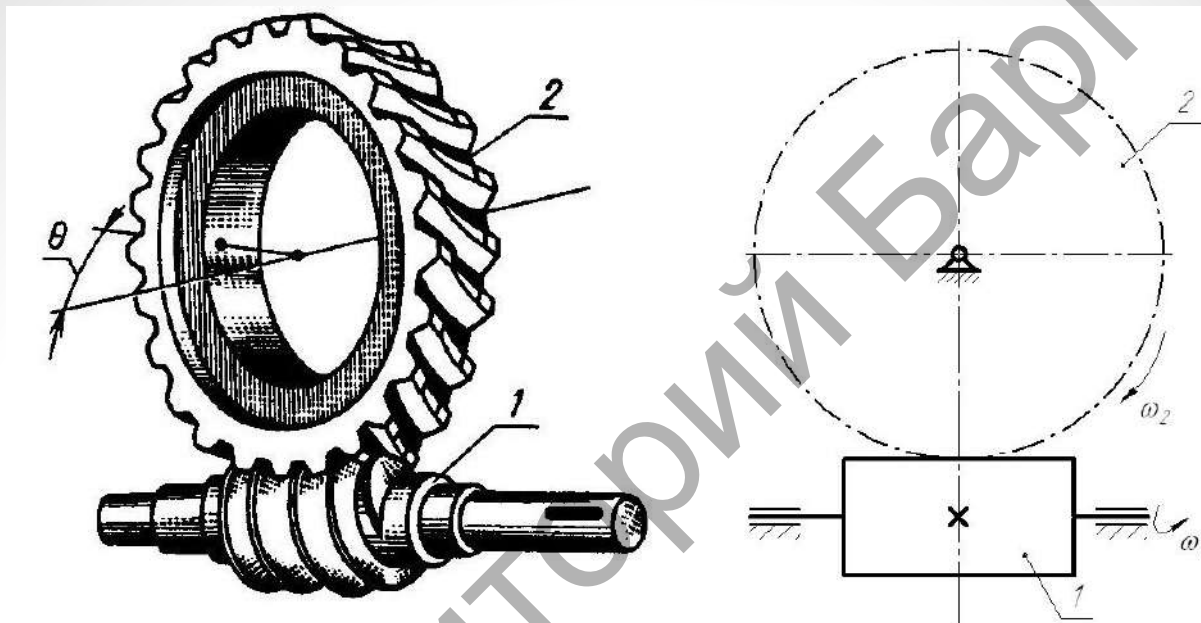
Передача вращения между валами со скрещивающимися осями осуществляется при помощи гиперболоидной зубчатой передачи, которая в частных случаях бывает винтовой и червячной.

Передаточное отношение гиперболоидных передач:

$$u_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_1}.$$



Винтовая зубчатая передача

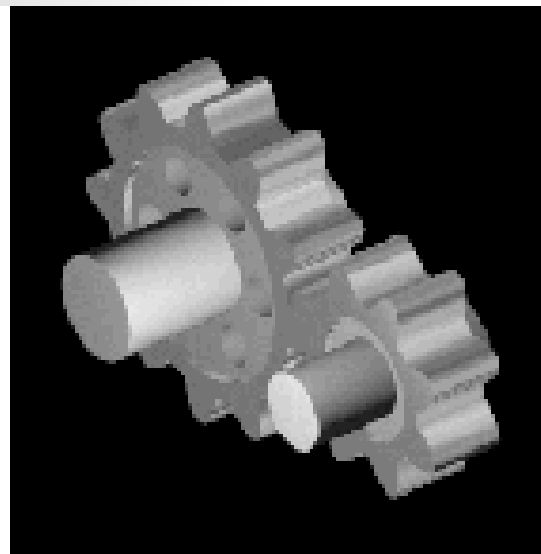


Червячная зубчатая передача

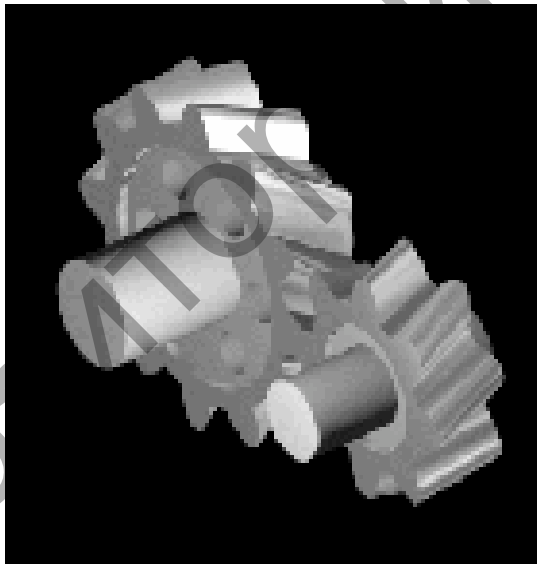
Зубчатые передачи

➤ По форме зуба:

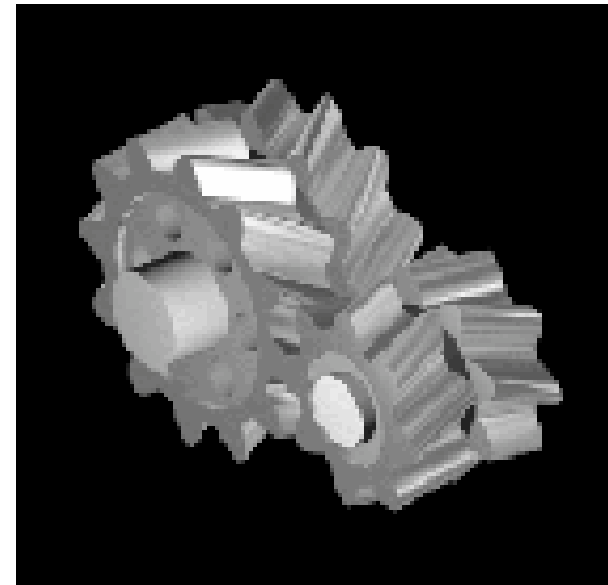
прямозубые



косозубые

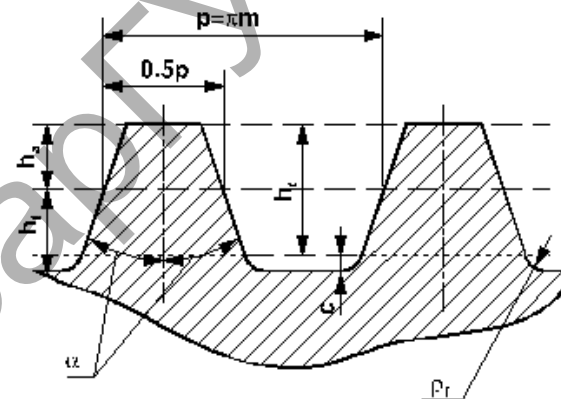
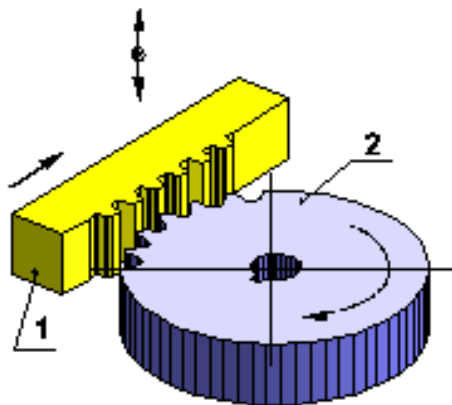


шевронные



Изготовление зубчатых колес

- для нарезания используются специальные станки и инструменты;
- в промышленности реализуют два метода нарезания: *копирования* или *обкатки*;
- при *копировании* зуб принимает форму, очерченную инструментом;
- при *обкатке* имитируется процесс зацепления колёс, одно из которых выполняет роль инструмента.



При обкатке в качестве инструмента используют рейку 1, которая представляет собой инструментальное колесо бесконечного диаметра начальной окружности. При таком способе нарезания заготовка колеса 2 вращается относительно оси, а рейка для обеспечения резания перемещается в двух направлениях: по касательной к окружности заготовки и вдоль оси). След от рейки является эвольвентой, параметры которой зависят от вида профиля рейки.

Основные параметры рейки

Модуль $m = \frac{p}{\pi}$.

Угол зацепления α .

Коэффициент высоты ножки зуба $h_f^* = 1,25$.

Коэффициент головки зуба $h_a^* = 1,0$.

Нормальный угол зацепления $\alpha = 20^\circ$.

Значения стандартных модулей m , мм

1-й ряд 1; 1.25; 1.5; 2; 2.5; 3; 4; 5; 6; 8; 10;
12; 16; 20; 25; 32; 40; 50; 60; 80; 100

2-й ряд 1.125; 1.375; 1.75; 2.25; 2.75; 3.5;
4.5; 5.5; 7; 9; 11; 14; 18; 22; 28; 36

Ряды зубчатых колес

Устройство, приводящее в движение машину или механизм, называется *приводом*. Чаще всего привод представляет собой ряды зубчатых колёс.

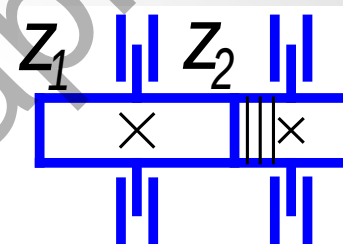
Механизм, состоящий из одной или нескольких пар зубчатых колёс, размещённых в корпусе, и предназначенный для уменьшения частоты вращения, называется *редуктором*.

Механизм, состоящий из одной или нескольких пар зубчатых колёс, размещённых в корпусе, и служащий для увеличения частоты вращения, называется *мультипликатором*.

Отношение угловых скоростей на входе ω_1 и выходе ω_2 кинематической цепи называется *передаточным отношением*.

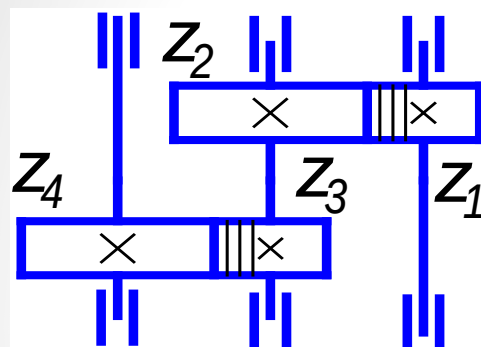
Для простой зубчатой передачи
(частное передаточное отношение)

$$u_{1-2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1}.$$



Для случая кратного зацепления можно записать

$$u_{1-3} = \frac{\omega_1}{\omega_3} = \frac{n_1}{n_3}.$$



Запишем передаточное число каждой передачи

$$u_{1-2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2}; \quad u_{2-3} = \frac{\omega_2}{\omega_3} = \frac{n_2}{n_3}.$$

Перемножим полученные выражения

$$u_{1-2} \cdot u_{2-3} = \frac{\omega_1}{\omega_2} \cdot \frac{\omega_2}{\omega_3} = \frac{\omega_1}{\omega_3} = u_{1-3}.$$

Общее передаточное отношение последовательного ряда зубчатых колёс равно произведению частных передаточных отношений.

Передаточные числа выраженные через геометрические параметры передач

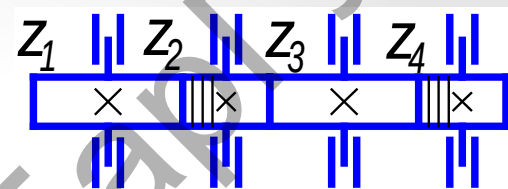
$$u_{1-2} = \frac{r_2}{r_1} = \frac{z_2}{z_1}; u_{2-3} = \frac{r_4}{r_3} = \frac{z_4}{z_3}.$$

Передаточное число кратного зубчатого ряда, выраженное через геометрические параметры передач

$$u_{1-2} \cdot u_{2-3} = \frac{r_2}{r_1} \cdot \frac{r_4}{r_3} = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_4}{z_3} = u_{1-3}.$$

Общее передаточное отношение последовательного кратного ряда зубчатых колёс равно дроби у которой в числителе стоят произведения радиусов или чисел зубьев ведомых колёс, а в знаменателе произведения радиусов или чисел зубьев ведущих колёс.

Для случая последовательного ряда с паразитными шестернями.



Частные передаточные отношения

$$u_{1-2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2}; u_{2-3} = \frac{\omega_2}{\omega_3} = \frac{n_2}{n_3}; u_{3-4} = \frac{\omega_3}{\omega_4} = \frac{n_3}{n_4}.$$

Перемножая полученные выражения получим

$$u_{1-2} \cdot u_{2-3} \cdot u_{3-4} = \frac{\omega_1}{\omega_2} \cdot \frac{\omega_2}{\omega_3} \cdot \frac{\omega_3}{\omega_4} = \frac{\omega_1}{\omega_4} = u_{1-4}.$$

Передаточное отношение выраженное через геометрические параметры передач

$$u_{1-2} \cdot u_{2-3} \cdot u_{3-4} = \frac{r_2}{r_1} \cdot \frac{r_3}{r_2} \cdot \frac{r_4}{r_3} = \frac{r_4}{r_1} = u_{1-4}.$$

Размеры и числа зубьев промежуточных шестерён не влияют на общее передаточное отношение, а могут изменить его знак.

Планетарные передачи

Планетарными называются зубчатые передачи с подвижными осями колёс, и получается путём остановки одного колеса и $W = 1$.

Планетарные передачи получили широкое распространение в авиации и приборостроении благодаря компактности, большим интервалам изменения передаточных чисел.

Зубчатое колесо с подвижной осью называется **планетным колесом** или **сателлитом**.

Зубчатое колесо относительно которого вращается сателлит называется **солнечным** или **центральный колесом**.

Рычаг с помощью которого перемещаются оси сателлитов называется **водителю**.

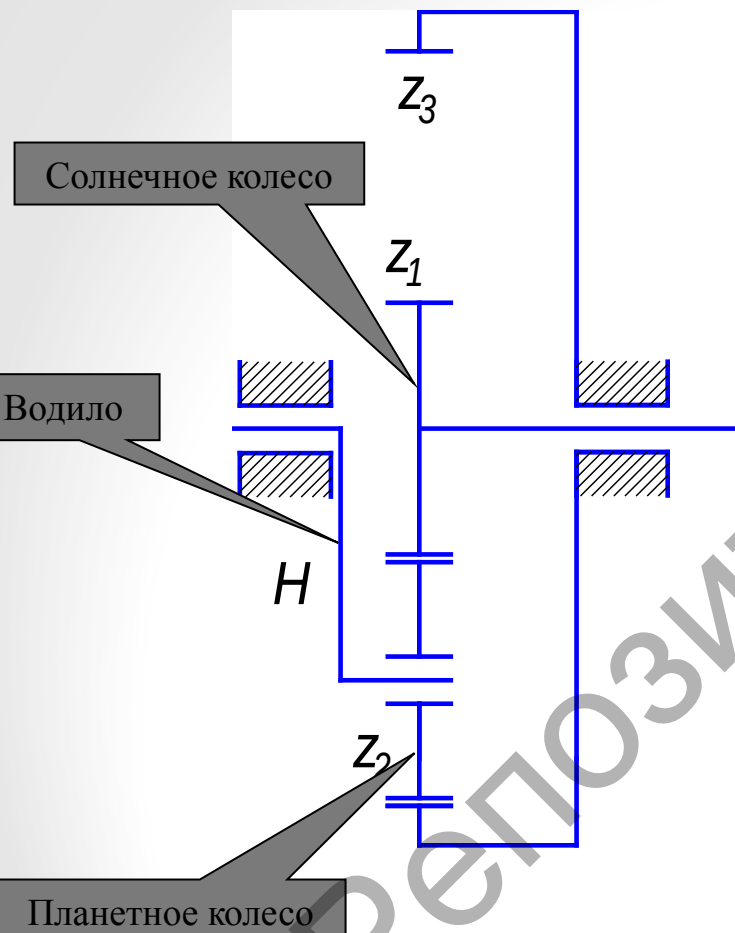
Движение можно передать от центрального колеса к водителю и в обратном направлении.

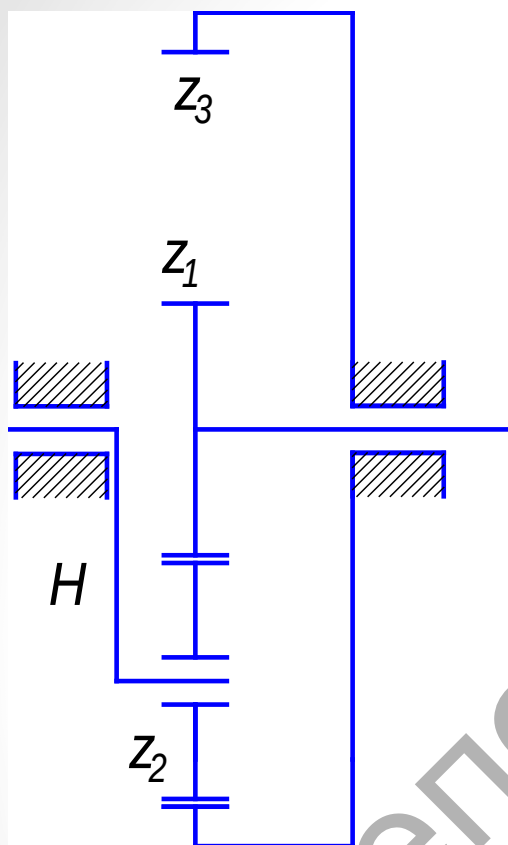
Передаточное отношение передачи

$$u_{1-H}^3 = \frac{\omega_1}{\omega_H},$$

где ³ — указывает неподвижный элемент передачи;

¹ — движение передаётся от центрального колеса 1 на водило





Обращённым называется зубчатый механизм, полученный из планетарной передачи, при остановке водила.

Получили обычный зубчатый ряд с последовательным зацеплением

Формула Виллиса

Водило неподвижно

$$u_{1-3}^H = \frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_3 - \omega_H}.$$

Поделим и числитель и знаменатель
на ω_h , получим

$$u_{1-3}^H = \frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_3 - \omega_H} = \frac{\frac{\omega_1}{\omega_H} - \frac{\omega_H}{\omega_H}}{\frac{\omega_3}{\omega_H} - \frac{\omega_H}{\omega_H}} = \frac{u_{1-H}^3 - 1}{u_{3-H}^1 - 1}.$$

Если считать $\omega_3 = 0$, получим

$$u_{1-3}^H = \frac{u_{1-H}^3 - 1}{0 - 1}.$$

После преобразований, получим

$$u_{1-H}^3 = 1 + u_{1-3}^H.$$

После подстановки частных
передаточных чисел зубчатых пар

$$u_{1-H}^3 = \frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_3 - \omega_H} = (-u_{1-2}) \cdot u_{2-3} = -\frac{Z_2}{Z_1} \cdot \frac{Z_3}{Z_2} = -\frac{Z_3}{Z_1}.$$

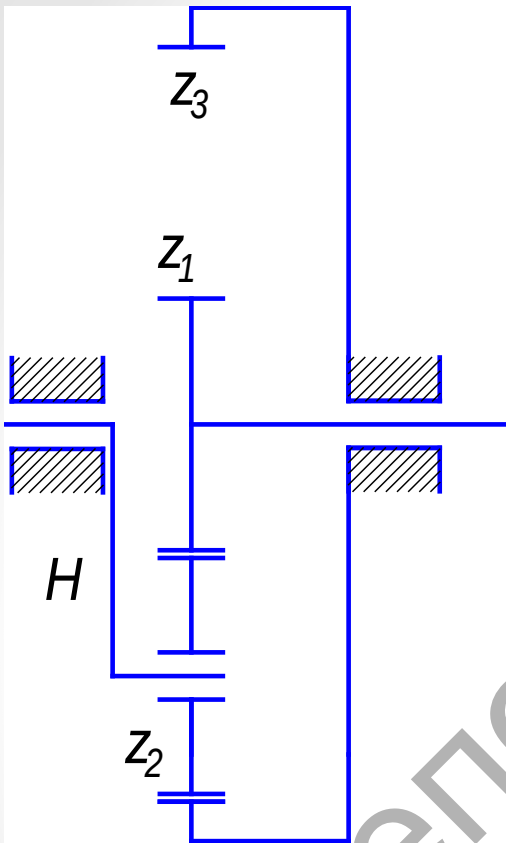
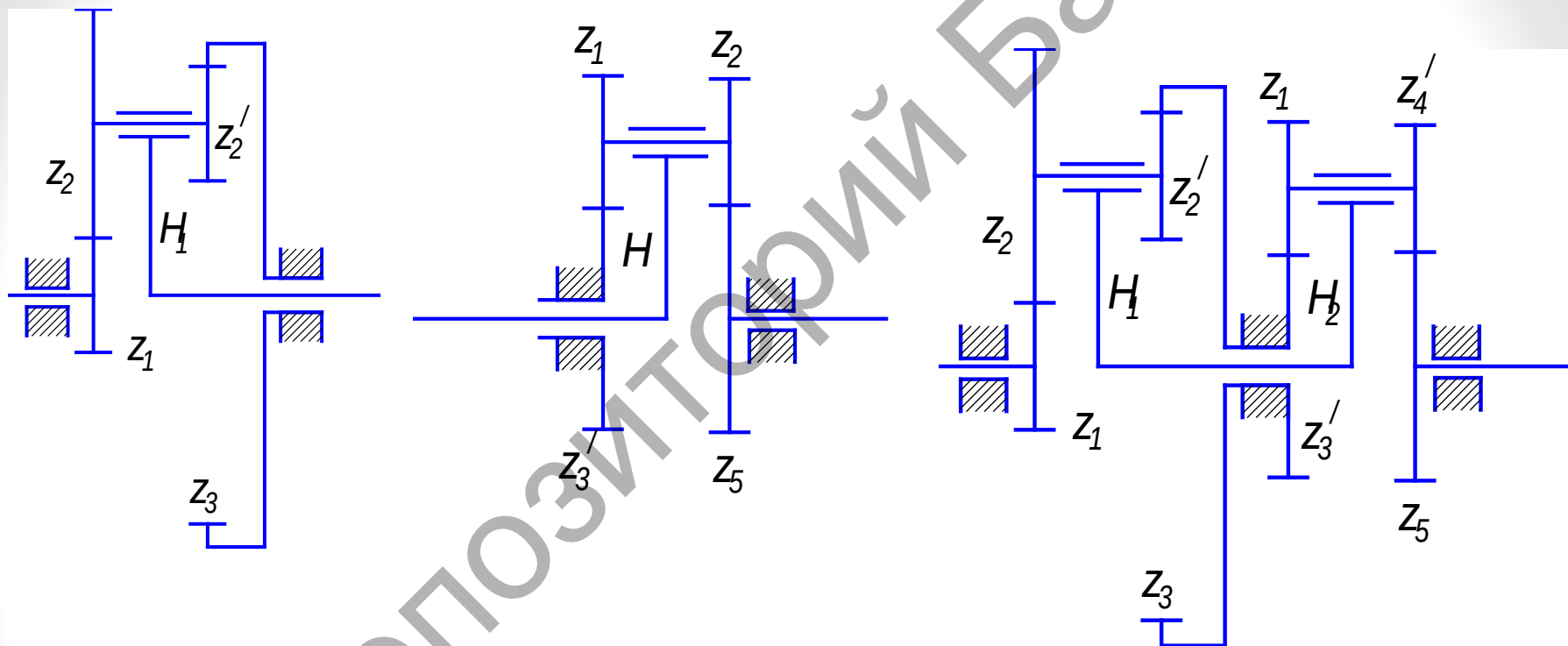


Diagram illustrating a structural analysis problem involving a frame structure. The structure consists of a horizontal beam and a vertical column. The beam is supported by a fixed support on the left and a hinge support on the right. A horizontal force H is applied at the right end of the beam. The vertical column is attached to the right end of the beam. The distance from the fixed support to the hinge support is labeled a . The height of the column is labeled h . The horizontal distance from the fixed support to the vertical column is labeled $Oa = 10 \text{ мм}$. The diagram shows the structure in two states: a reference state (unloaded) and a deformed state (loaded). The deformed state shows the beam deflected downwards and the column rotated. The horizontal force H is shown acting to the right at the right end of the beam. The diagram is labeled with a , h , $Oa = 10 \text{ мм}$, and H .

$$u_{1-2}^3 = -\frac{0a}{0c}$$

$$u_{2-H}^3 = -\frac{0c}{0h}$$

Примеры планетарных зубчатых механизмов



Тема

Синтез кулачковых механизмов

СОДЕРЖАНИЕ

1. Назначение и область применения кулачковых механизмов.
2. Классификация кулачковых механизмов.
3. Основные параметры кулачковых механизмов.
4. Законы движения входного звена и способы их задания при проектировании механизмов.

ВИДЫ И НАЗНАЧЕНИЕ КУЛАЧКОВЫХ МЕХАНИЗМОВ

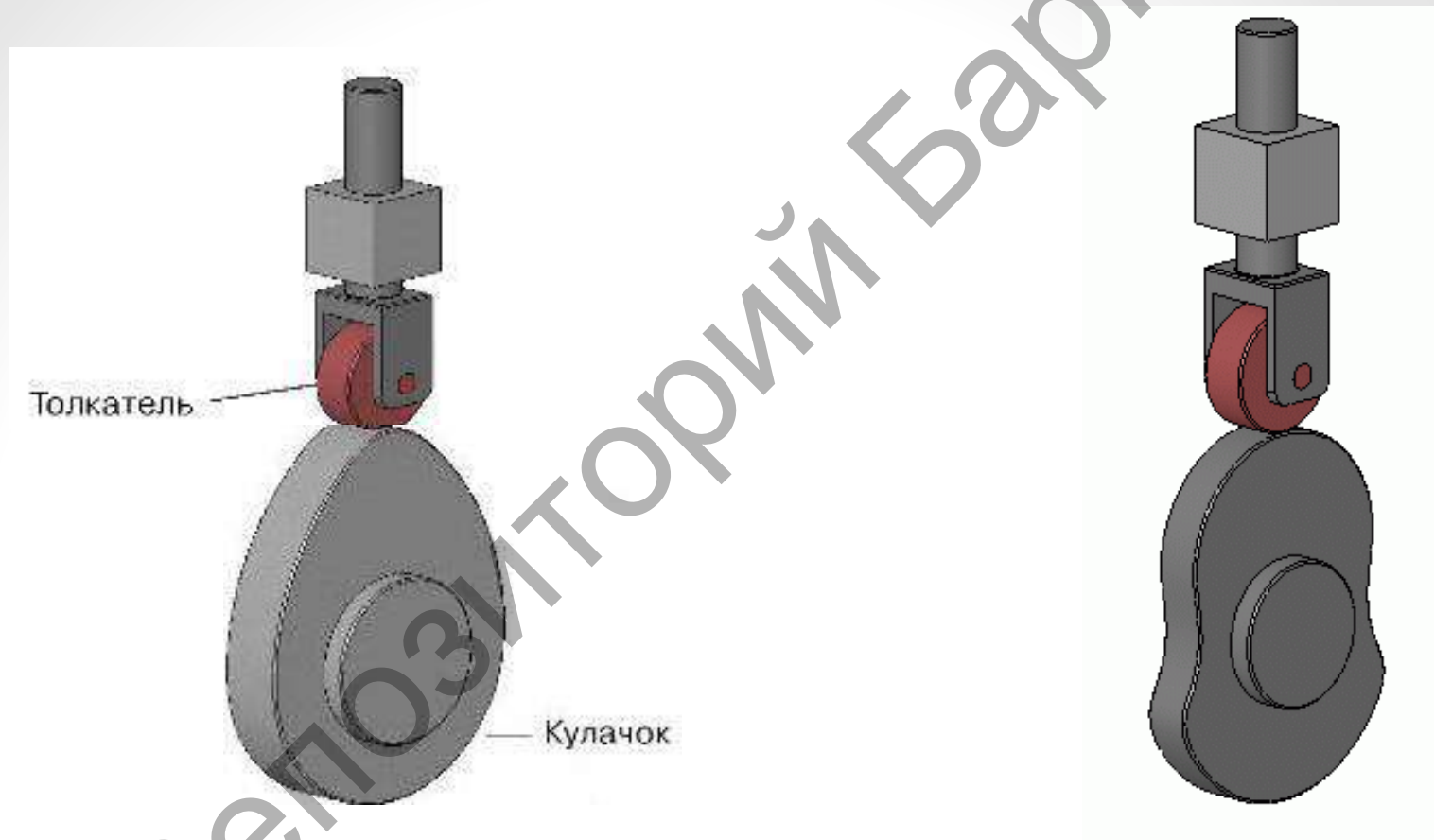
Кулачковые механизмы, подобно другим механизмам, служат для преобразования одного вида движения (на входе), изменяющегося по определённому закону, в другой вид движения (на выходе) иного закона с одновременным преобразованием передаваемых силовых параметров (сил, моментов).

Кинематическая цепь простейшего кулачкового механизма состоит из двух подвижных звеньев:

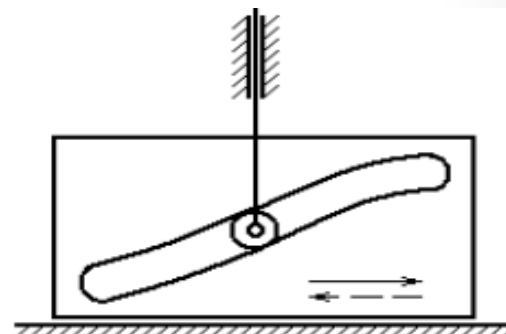
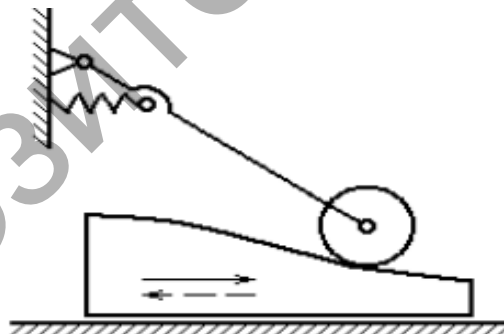
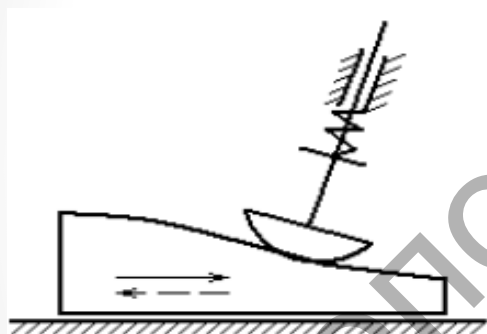
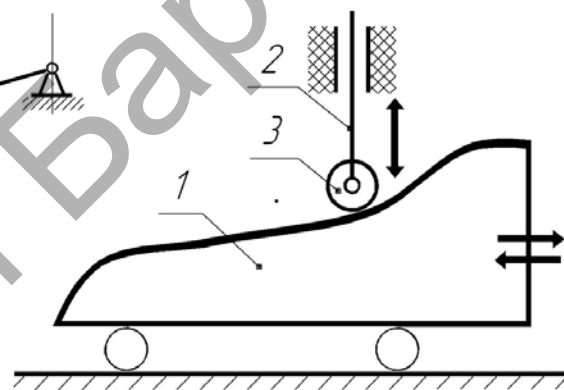
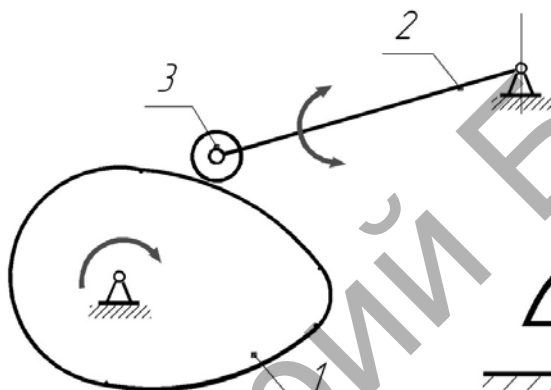
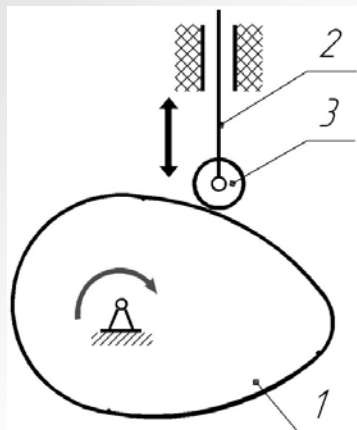
- кулачка;
- толкателя.

Ведущим звеном механизма обычно является **кулачок**, который в большинстве случаев совершает непрерывное вращательное движение. Кулачок обладает сложным профилем, форма которого зависит от заданной схемы механизма и закона движения ведомого звена.

Ведомое звено, называемое **толкателем**, совершает возвратно-прямолинейное и возвратно-вращательное движение относительно стойки.



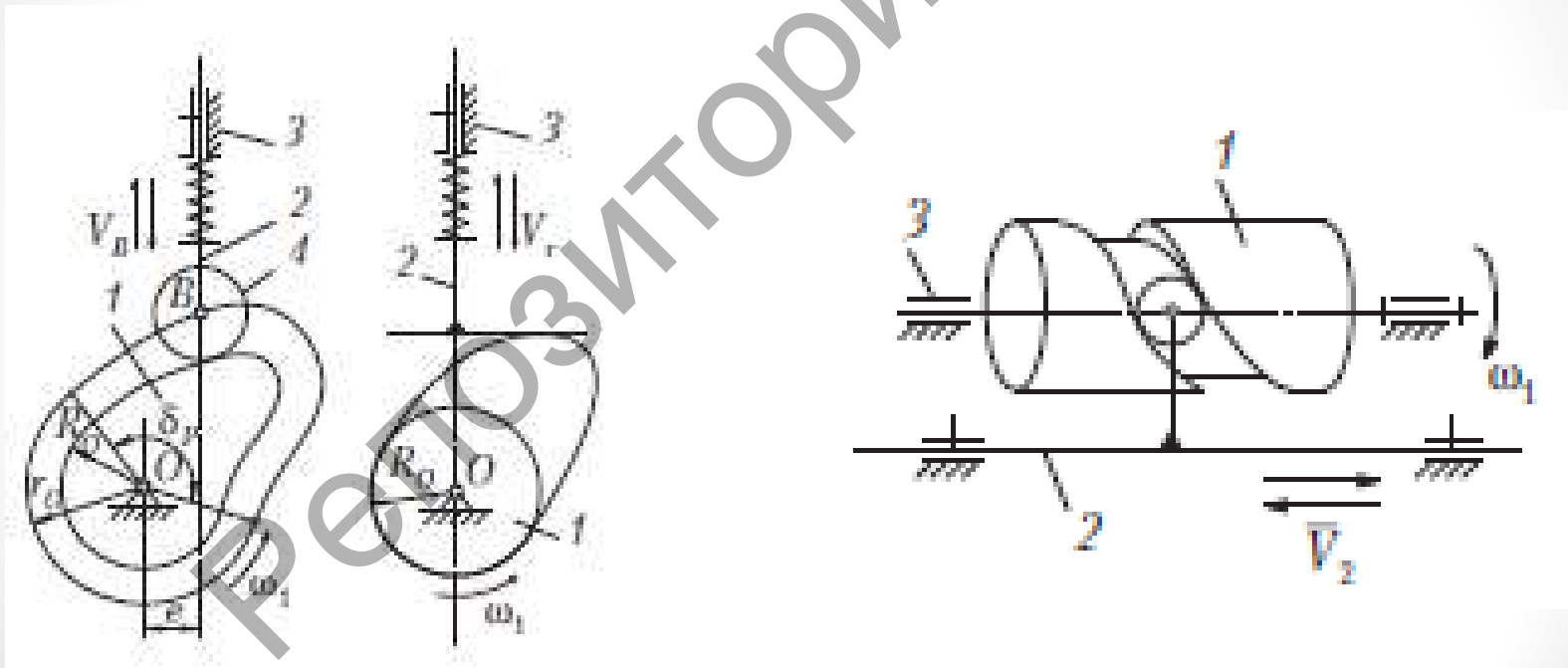
Схемы кулачковых механизмов



Кулачок может совершать вращательное движение, делая полный или неполный оборот, возвратно-поступательное движение, может быть неподвижным.

Толкатель может совершать только возвратные движения, чаще всего вращательные или поступательные. Качающийся толкатель называют коромыслом.

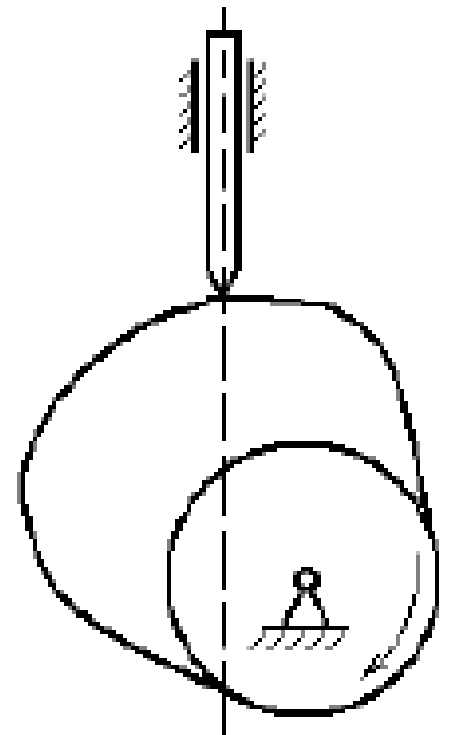
Контакт элементов высшей кинематической пары может обеспечиваться **геометрическим замыканием** за счёт пазов, охватывающих ролик или **силовым замыканием**, при котором обеспечивается постоянство контакта элементов высшей пары силой веса, упругостью пружины и т. п.



Остроконечный толкатель

Остроконечный толкатель представляет собой стержень с острием, соприкасающимся с кулачком.

В результате точечного контакта в соответствующей точке кулачка возникают большие удельные давления, что приводит к быстрому износу контактирующих поверхностей. Поэтому, хотя эта конструкция является наиболее простой и наиболее точно воспроизводящей закон, определяемый профилем кулачка, этот вид толкателя используется в основном при теоретических исследованиях, иногда в приборах.

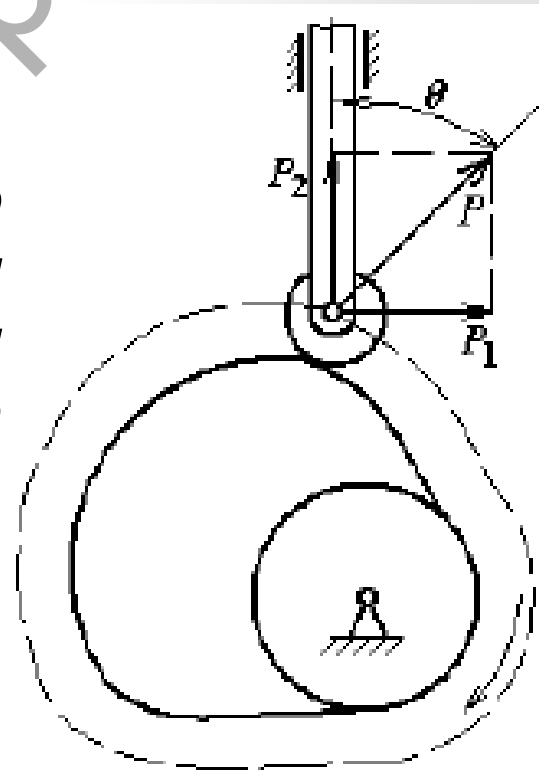


Роликовый толкатель

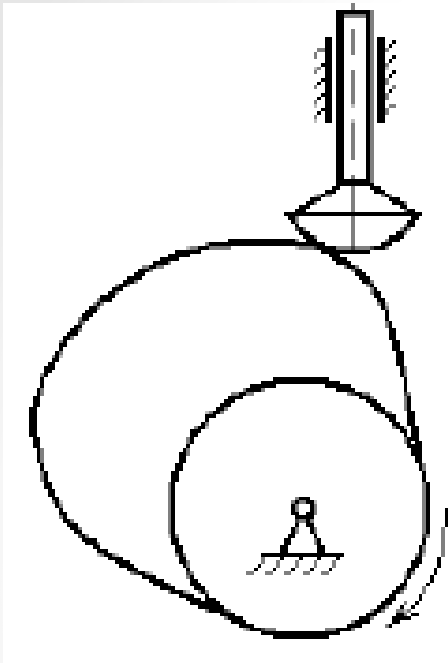
Роликовый толкатель используют для уменьшения трения и износа звеньев, образующих высшую пару.

Основной недостаток кулачкового механизма с роликовым и с остроконечным толкателем — опасность заклинивания механизма при слишком крутом профиле кулачка.

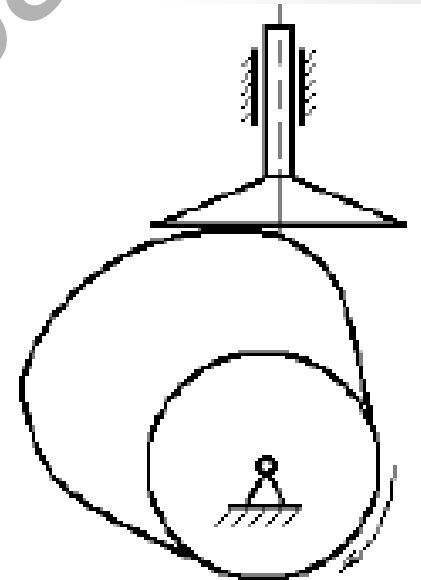
Это объясняется тем, что усилие P со стороны кулачка на толкатель, направленное без учёта потерь на трение в кинематической паре «кулачок—толкатель» по нормали к профилю кулачка, образует с направлением движения толкателя угол θ , называемый **углом давления**.



Виды толкателей

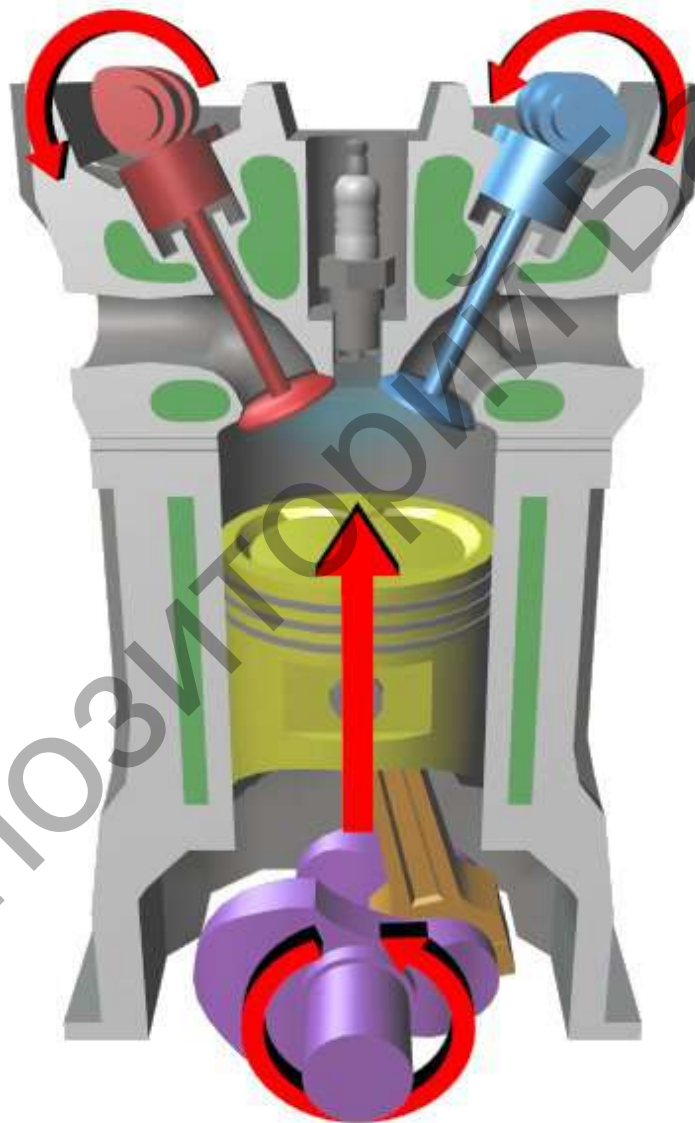


Сферический толкатель

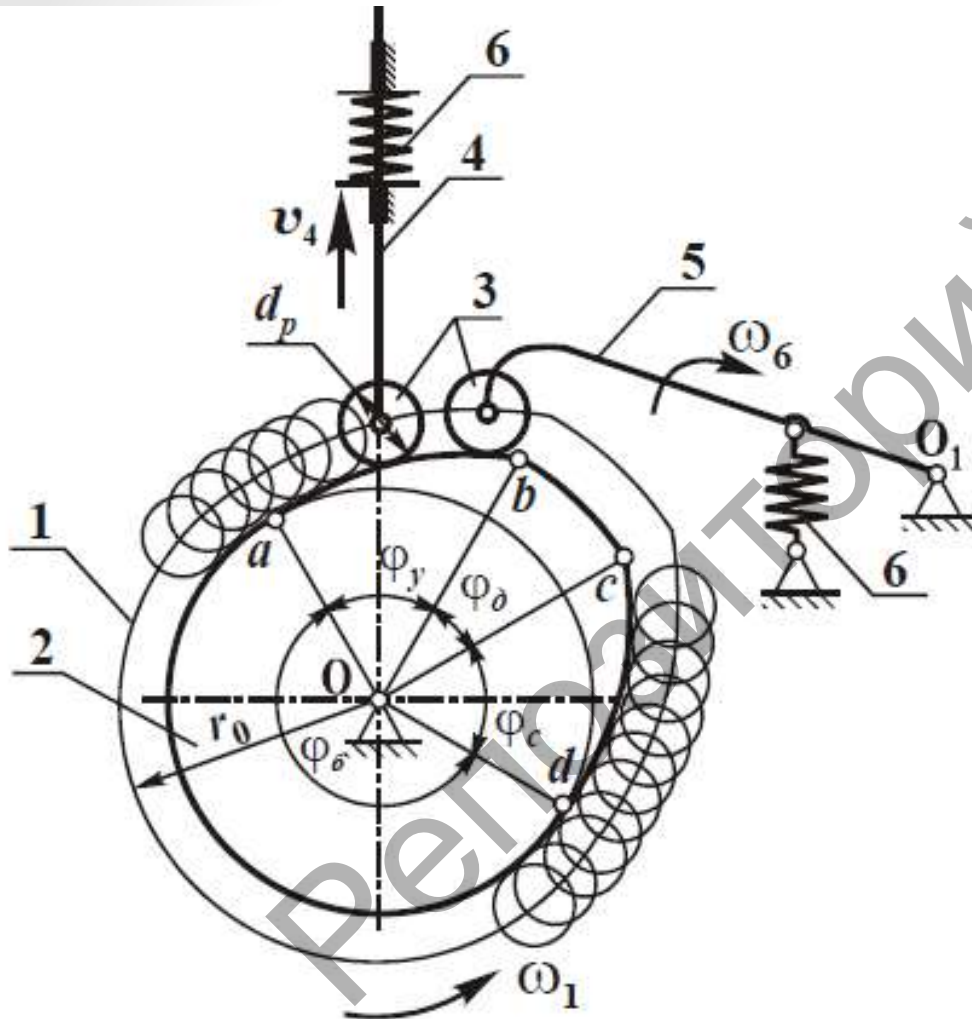


Плоский толкатель

Виды и назначение кулачковых механизмов



Параметры кулачковых механизмов



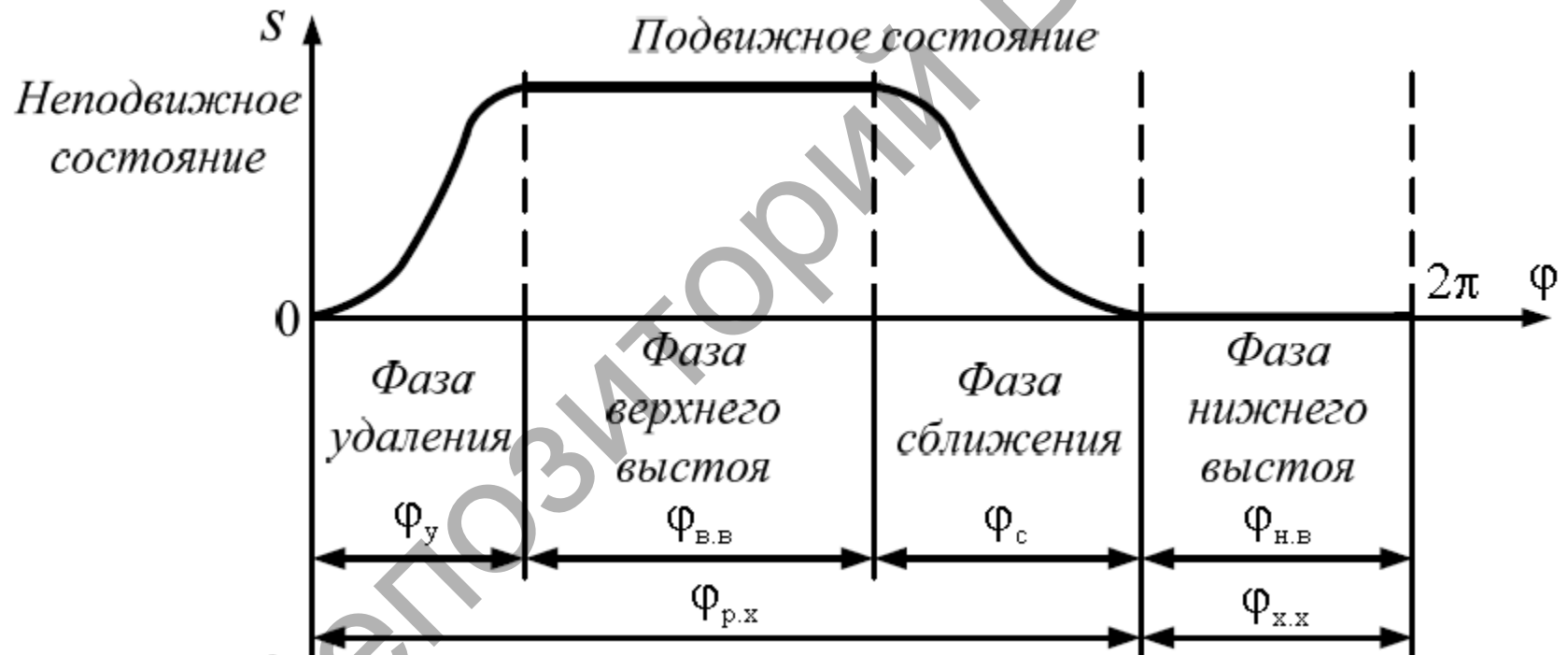
Углы поворота кулачка или фазовые углы делятся на:

- угол удаления φ_y ;
- угол дальнего выстоя $\varphi_{дв}$;
- угол сближения φ_c ;
- угол ближнего выстоя $\varphi_{бв}$.

Сумма трёх углов образует угол $\varphi_{раб} = \delta_{раб}$, который называется рабочим углом.

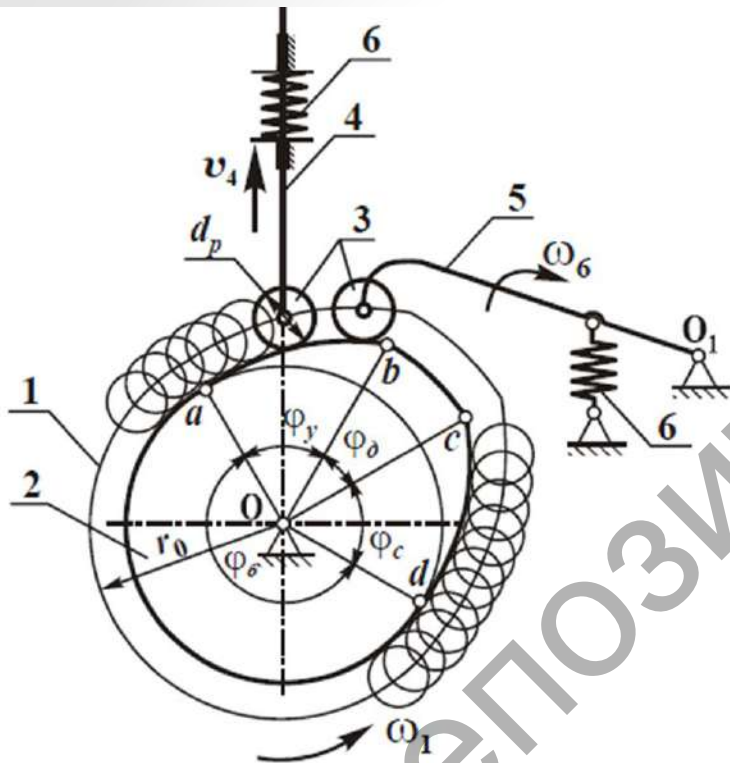
$$\varphi_{раб} = \delta_{раб} = \varphi_y + \varphi_{дв} + \varphi_c$$

Параметры кулачковых механизмов



Кулачок механизма характеризуется двумя профилями: центровым (или теоретическим) и конструктивным.

Под **конструктивным** понимается наружный рабочий профиль кулачка. **Теоретическим или центровым** называется профиль, который в системе координат кулачка описывает центр ролика (или скругления рабочего профиля толкателя) при движении ролика по конструктивному профилю кулачка.



Законы движения выходного звена

Выбор закона движения толкателя является одним из основных этапов проектирования кулачковых механизмов. В зависимости от задачи, решаемой с помощью кулачкового механизма, возможны следующие ситуации:

- 1. Толкатель должен перемещаться (по крайней мере, на некоторой фазе его движения) но вполне определенному закону.*
- 2. Толкатель должен перемещаться на заданный ход за определённое время.*

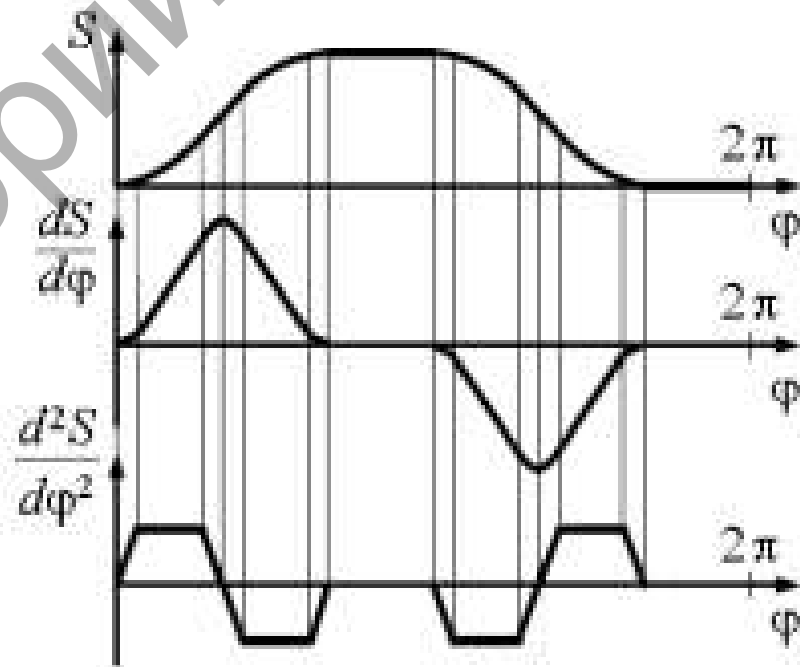
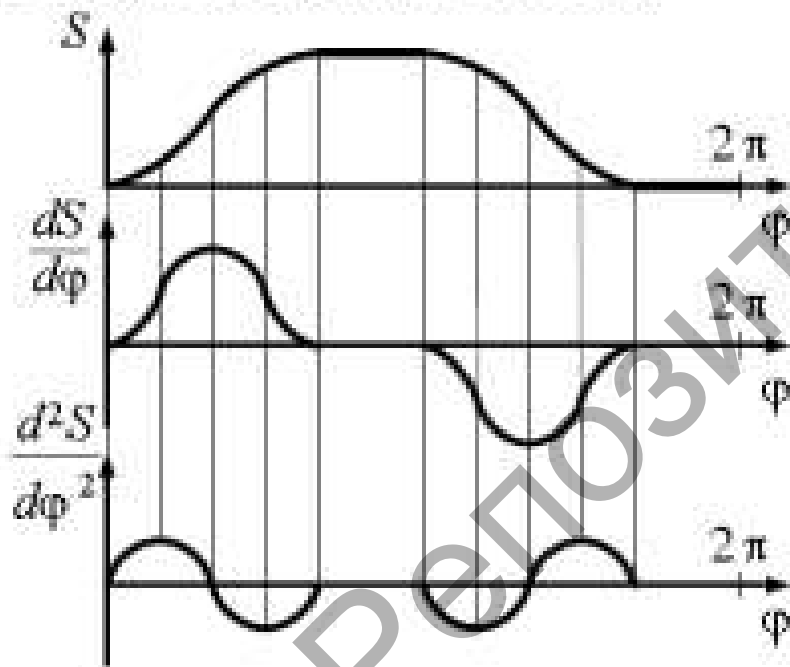
В большинстве случаев для быстроходных кулачковых механизмов оптимальным будет закон с **наименьшим значением максимального ускорения**, так как снижение ускорения приводит к снижению динамических нагрузок, возникающих при ускоренном движении толкателя, и, как следствие, к снижению динамических составляющих реакций в кинематических парах и дополнительных напряжений в деталях механизма, к повышению долговечности механизма и его механического коэффициента полезного действия.

Различают 3 вида (группы) законов движения толкателя, которые характеризуются следующими особенностями:



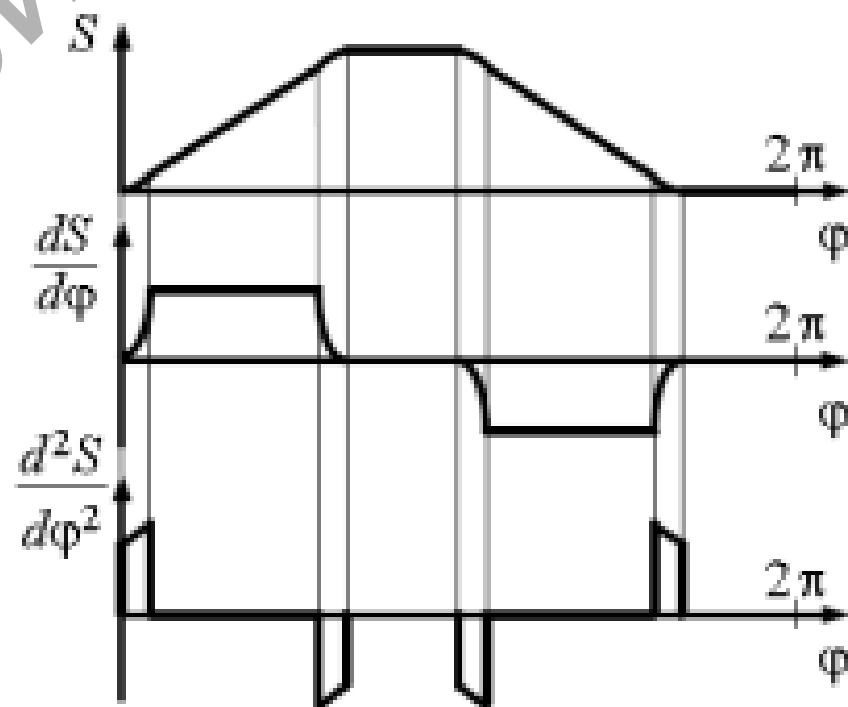
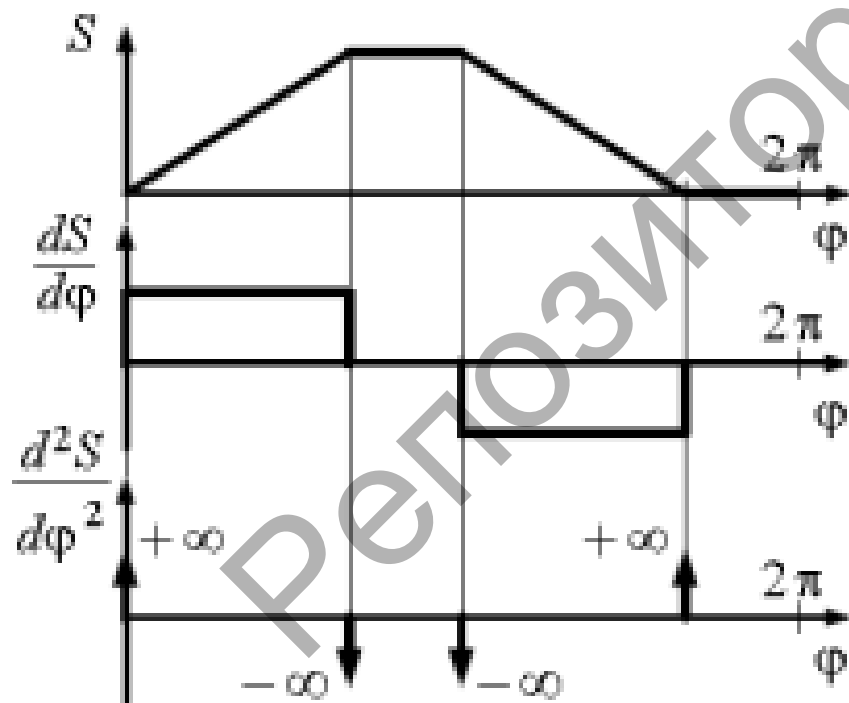
Безударный закон движения

Основными представителями безударных законов движения выходных звеньев являются: синусоидальный и трапецеидальный законы движения.

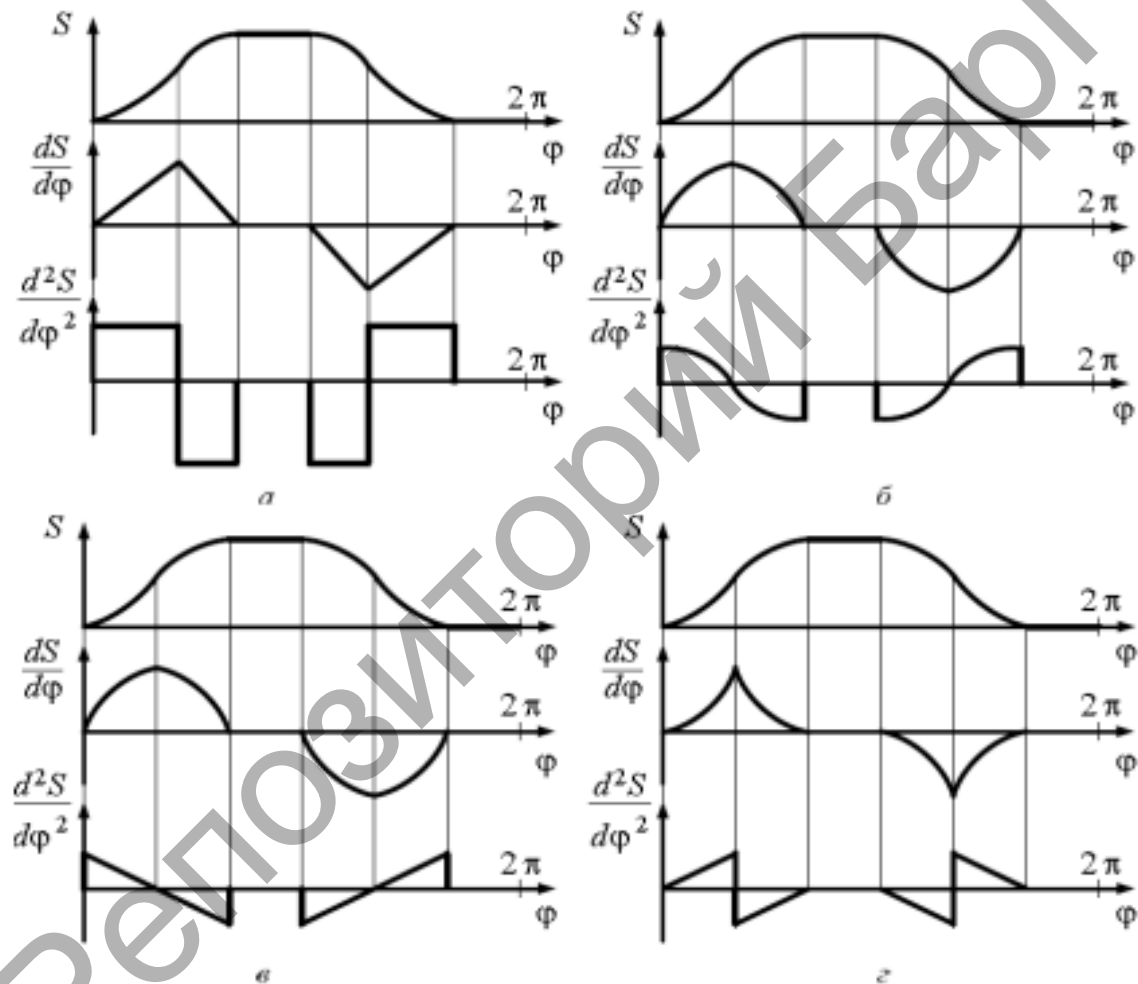


Закон движения с жёсткими ударами

Основными представителями законов движения выходных звеньев с жёсткими ударами являются: линейный и линейный с переходными кривыми.



Закон движения с мягкими ударами



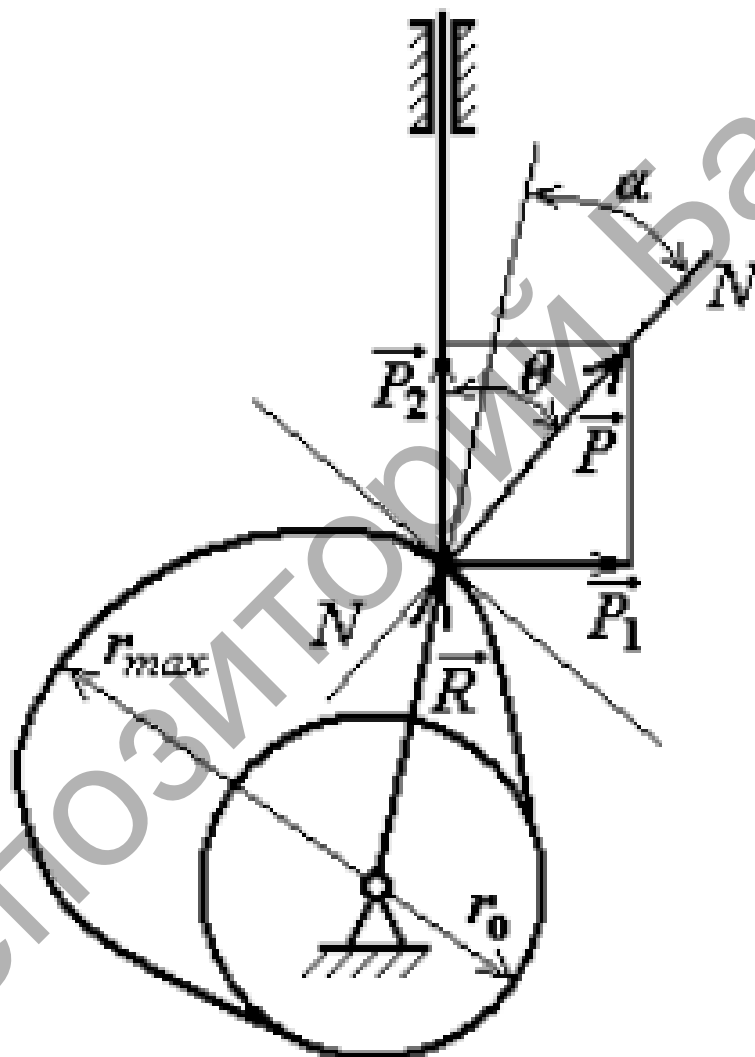
a — равноускоренный; *б* — косинусоидальный;
в — линейно-убывающий; *г* — линейно-возрастающий

Угол давления на ведомое звено

Основными размерами кулачка при его проектировании и изготовлении являются следующие:

- минимальный радиус r_0 (радиус основной шайбы); этот размер выбирают с учётом диаметра вала, на котором будет крепиться проектируемый кулачок;
- максимальный радиус $r_{\max}$ профиля кулачка, определяющий его габариты;
- угол α подъёма профиля кулачка, оказывающий существенное влияние на точность изготовления и точность измерения профиля; углом подъёма профиля называют угол α между радиусом-вектором R точки профиля кулачка и нормалью NN к профилю в этой точке;
- угол давления θ в кулачковом механизме, оказывающий большое влияние на условия передачи сил от кулачка к толкателю и на динамические условия работы кулачкового механизма; углом давления называют угол θ между нормалью к профилю кулачка и вектором скорости точки толкателя, касающейся профиля.

Угол давления на ведомое звено



Угол давления оказывает существенное влияние на условия передачи сил в кулачковом механизме и, как следствие, на его механический коэффициент полезного действия, на износ элементов кинематических пар.

Из рисунка видно, что сила P , действующая со стороны кулачка на толкатель и направленная без учета потерь на трение по нормали к профилю кулачка, может быть разложена на две составляющие:

- на силу P_1 , направленную перпендикулярно линии движения толкателя и вызывающую перекося толкателя в направляющих, увеличение потерь на трение, увеличение износа элементов кинематических пар и снижение механического коэффициента полезного действия механизма ($P_1 = \sin\theta$).
- на силу P_2 , направленную вдоль линии движения толкателя и способствующую движению толкателя ($P_2 = \cos\theta$);

Кулачковый механизм работает тем лучше, тем будет долговечнее, чем меньше P_1 и чем больше P_2 , т. е., чем меньше угол давления θ .

Определение основных размеров по допустимому углу давления и выпуклости профиля кулачка

При проектировании кулачковых механизмов следует позаботиться о том, чтобы угол давления не превысил допустимого значения $\theta_{\max}$.

При любом положении кулачка должно выполняться условие:

$$\theta < \theta_{\max}.$$

Если это условие не выполняется, то будут велики потери на трение, возможно и заклинивание толкателя в направляющих.

Для кулачкового механизма с поступательно движущимся толкателем при подъёме толкателя рекомендуют $\theta_{\max} < 30 \dots 35^\circ$.

Для механизма с качающимся толкателем для фазы удаления $\theta_{\max} < 45 \dots 55^\circ$.

Необходимо иметь в виду, что явление заклинивания может наблюдаться в кулачковых механизмах с силовым замыканием только на участке удаления. В таких механизмах опускание толкателя может происходить при любом угле давления $0 < \theta < 90^\circ$.

Для кулачковых механизмов с геометрическим замыканием ограничивать угол давления нужно как на участке удаления, так и на участке сближения.

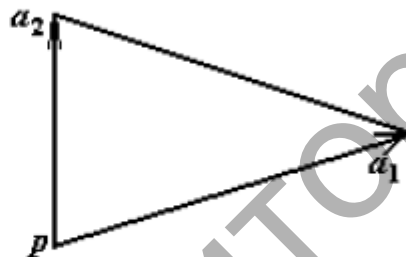
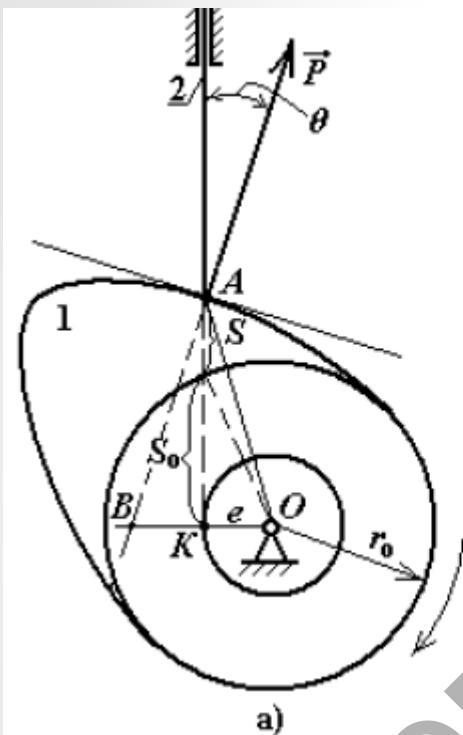
Кулачковый механизм с поступательно движущимся толкателем

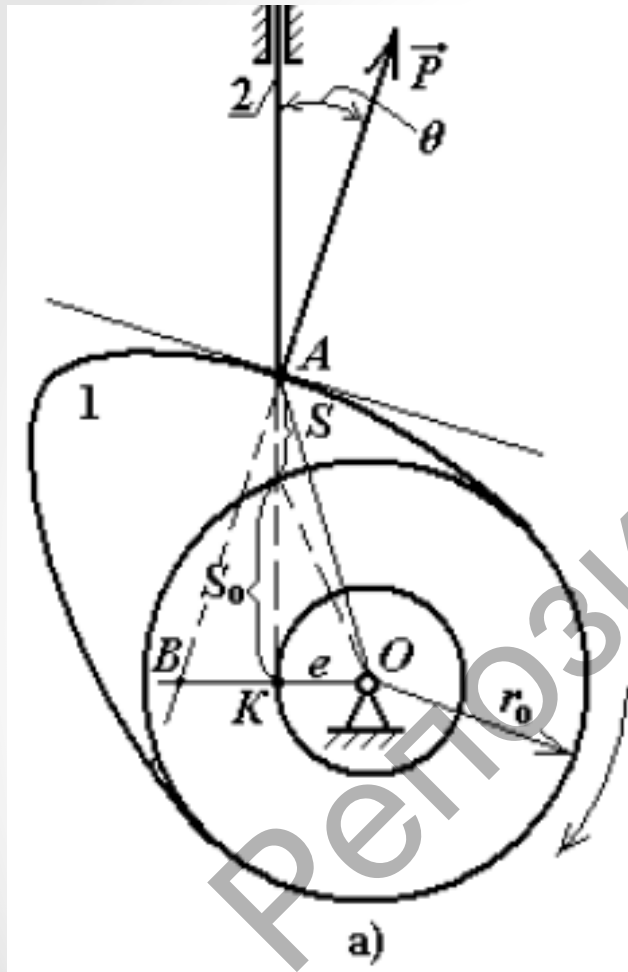
На рисунке б построен план скоростей для этого механизма.

При построении плана скоростей были использованы следующие уравнения:

$$V_{A1} = \omega \cdot l_{OA}.$$

Вектор относительной скорости $\vec{V}_{A2,A1}$ направлен по касательной к профилю кулачка. Второго уравнения для определения $\vec{V}_{A2}$ не нужно, так как направление этой скорости известно — параллельно направляющей.





Если из оси вращения кулачка провести линию перпендикулярно вектору скорости толкателя, то нормаль к профилю кулачка отсечёт на этой линии отрезок, равный по модулю аналогу скорости толкателя в соответствующем положении.

$$l_{OB} = \frac{dS}{d\varphi},$$

учитывая, что $OK = e$ и $KA = S + S_0 = S + \sqrt{(r_0^2 - e^2)}$

где, S текущее перемещение толкателя

$$\operatorname{tg} \theta = \frac{\frac{dS}{d\varphi} - e}{S + S_0}.$$

Если рассмотреть другие возможные схемы данного кулачкового механизма (толкатель смещён не влево от оси вращения, а вправо), менять направление вращения кулачка и провести аналогичные рассуждения, то приходим к следующей обобщённой формуле, связывающей угол давления θ с основными размерами (e и r_0) и кинематическими параметрами кулачкового механизма:

$$\operatorname{tg} \theta = \frac{\frac{ds}{d\varphi} \pm e}{s + s_0}.$$

Из полученной формулы видно, что угол давления на участке удаления можно уменьшить, выбрав соответствующим образом смещение « e » толкателя.

Угол давления можно также уменьшить за счёт увеличения минимального радиуса кулачка r_0 (радиус основной шайбы). Однако в этом случае увеличиваются габариты кулачкового механизма.

В полученной формуле *следует придерживаться следующего правила знаков.*

Кулачок вращается по часовой стрелке:

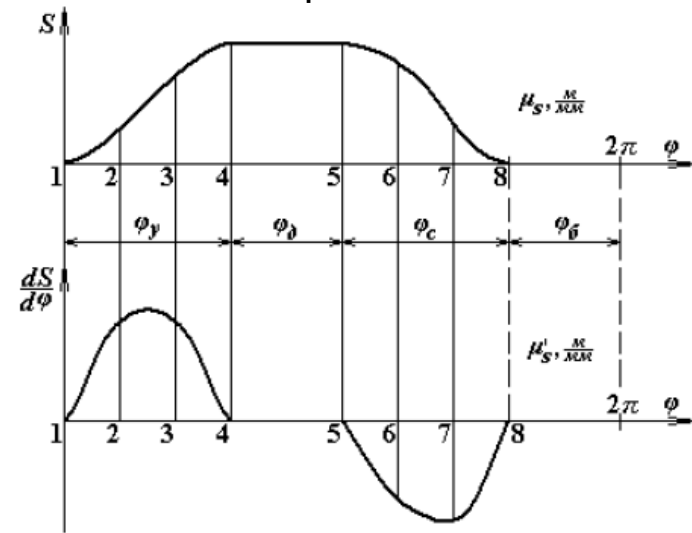
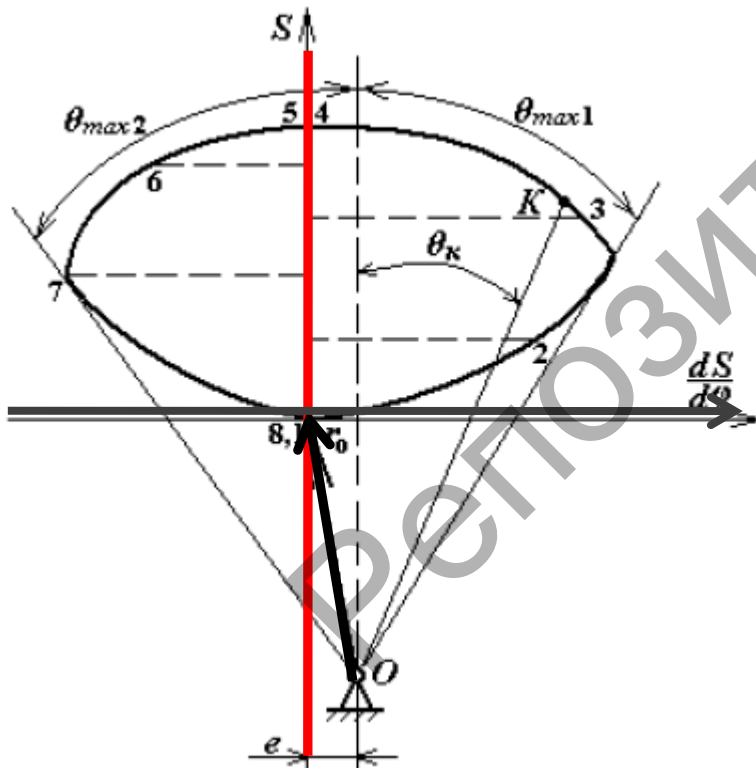
- *если толкатель смещён вправо относительно оси вращения кулачка, то ставится знак «+»;*
- *если толкатель смещён влево относительно оси вращения кулачка, то ставится знак «-».*

Кулачок вращается против хода часовой стрелки:

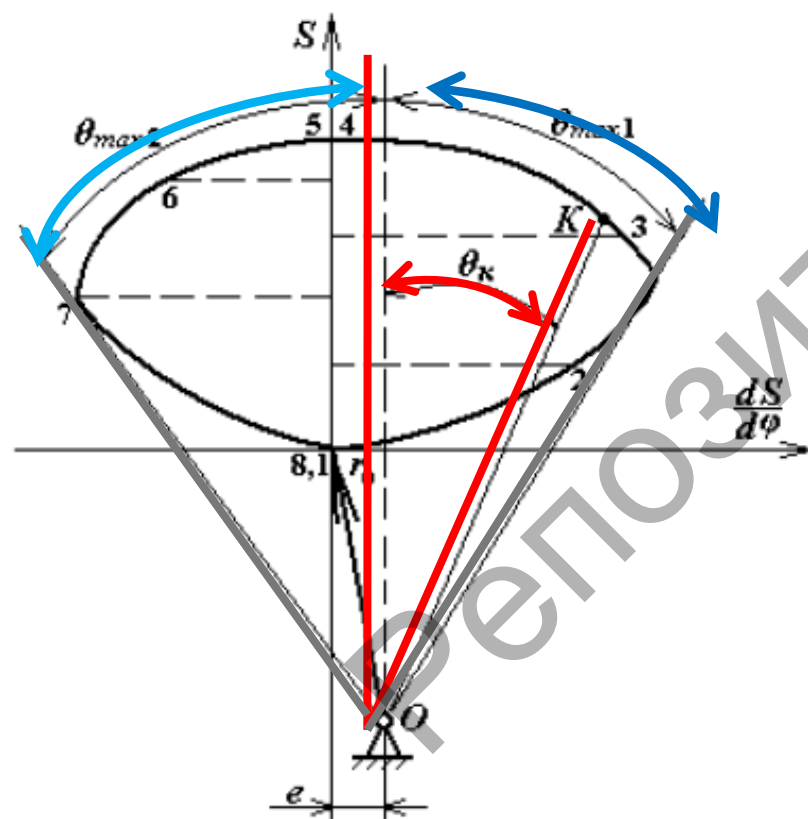
- *если толкатель смещён вправо относительно оси вращения кулачка, то ставится знак «-»;*
- *если толкатель смещён влево относительно оси вращения кулачка, то ставится знак «+».*

Наметим точку «О» оси вращения кулачка и в соответствии со схемой кулачкового механизма, проведём линию движения толкателя, отстоящую от оси «О» на расстояние «е». Сделаем на этой линии засечку радиусом r_0 и получим точку «1», которую примем за начало системы координат для построения графика $S = S\left(\frac{dS}{d\varphi}\right)$.

Откладывая на осях S и $\frac{dS}{d\varphi}$ соответствующие отрезки из графиков, взятые с определённым знаком, получаем зависимость $S = S\left(\frac{dS}{d\varphi}\right)$.



Если взять на этом графике произвольную точку «K» и соединить её с центром «O», то угол между лучом ОК и прямой, проходящей через точку «O» параллельно оси S, будет углом давления в соответствующей точке «K» профиля кулачка.



Если провести из центра «O» касательные к графику $S = S\left(\frac{dS}{d\varphi}\right)$, найдём максимальные значения углов давления $\theta_{\max1}$ для участка удаления толкателя и $\theta_{\max2}$ для участка сближения (опускания) толкателя.

Эквивалентные (заменяющие) механизмы

Кулачковый механизм может быть заменён кинематически эквивалентным рычажным механизмом. В основе такой замены лежит принцип замены механизма с высшей парой механизмом с низшими парами: через точку касания элементов высшей пары следует провести общую нормаль к профилям, в центрах кривизны профилей поместить шарниры или поступательные пары (если одним из профилей является прямая линия.). Некоторые примеры кулачковых механизмов и заменяющие их рычажные механизмы:

- шарнирный четырёхзвенник;
- кривошипно-ползунный;
- синусный механизм.

Движение ведомых звеньев будет одинаковым в кулачковых и заменяющих их рычажных механизмах. Следует подчеркнуть, что речь идёт о мгновенно заменяющих механизмах, так как в связи с непрерывным изменением радиуса кривизны кулачка меняется длина кривошипа и шатуна. Таким образом, задачу кинематического исследования кулачкового механизма можно свести к исследованию соответствующего рычажного механизма.

Тема **АНАЛИЗ И СИНТЕЗ МЕХАНИЗМОВ ПЕРЕДАЧ**

СОДЕРЖАНИЕ

1. Зубчатые и храповые механизмы.
2. Мальтийские механизмы.

Механизмы прерывистого движения

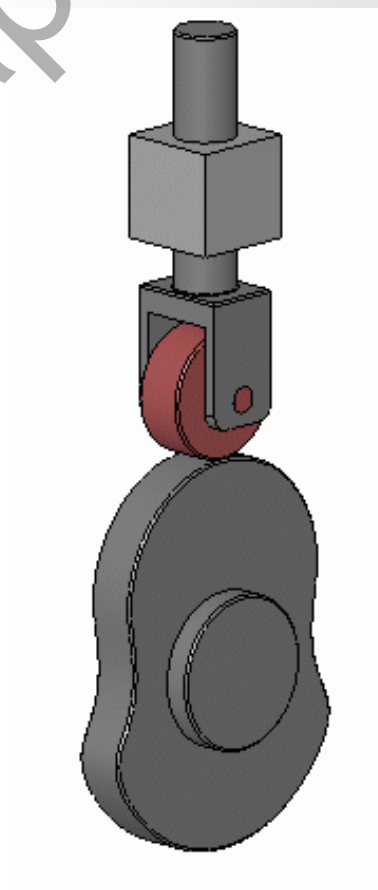
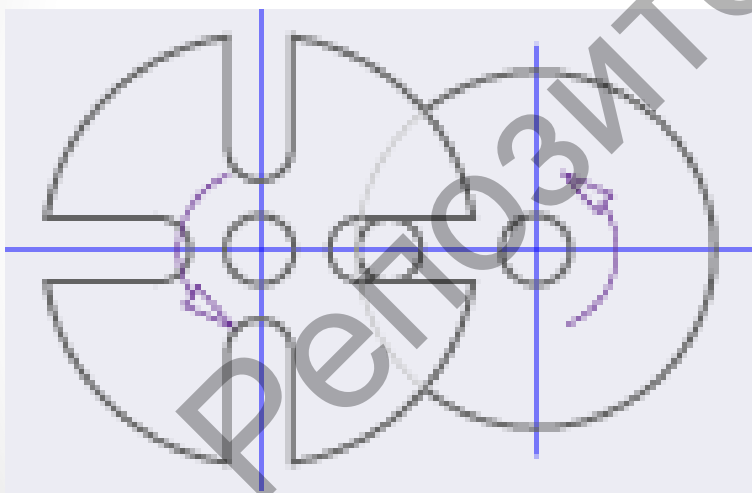
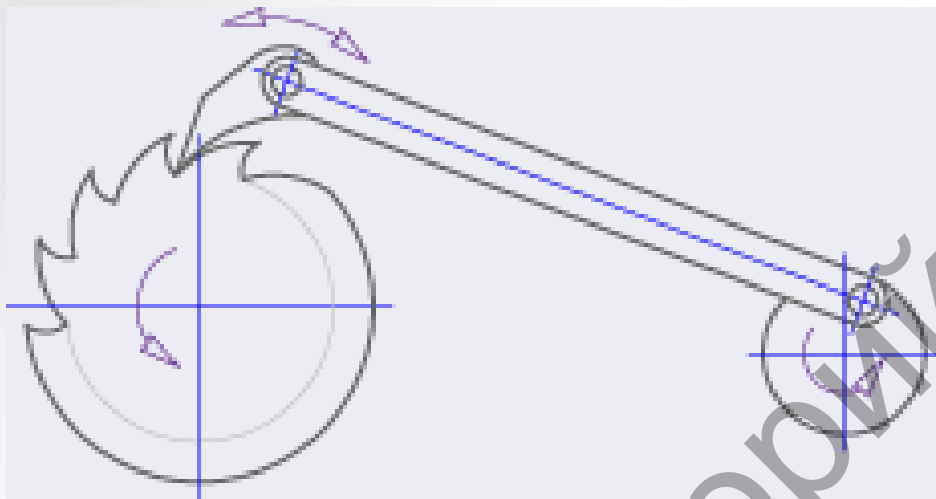
Механизм прерывистого движения — механизм, преобразующий вращательное движение в прерывистое вращательное движение.

Прерывистым движением являются, например, движения подачи в строгальных, долбежных, шлифовальных станках, повороты револьверных головок, шпиндельных блоков в станках-автоматах и т. д.

Из механизмов прерывистого движения наибольшее распространение имеют:

- храповые;
- мальтийские;
- кулачковые.

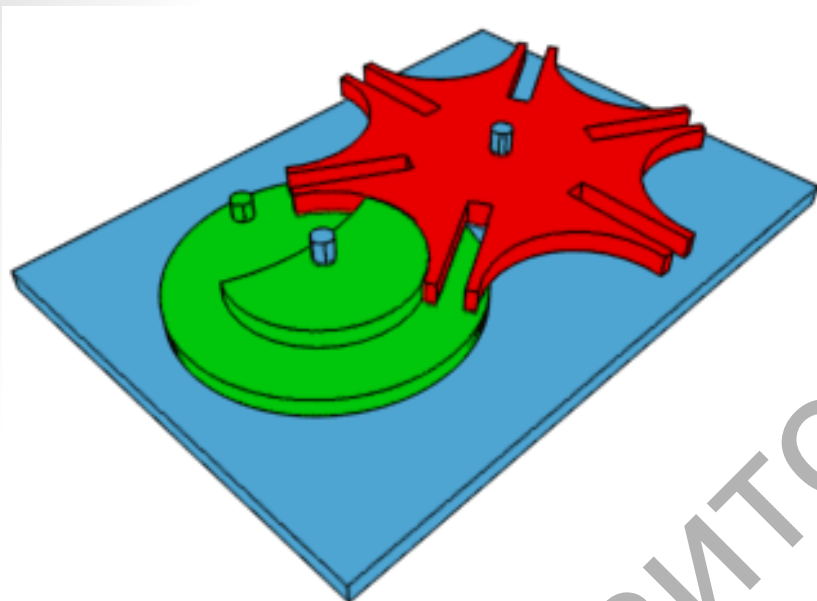
Механизмы прерывистого движения



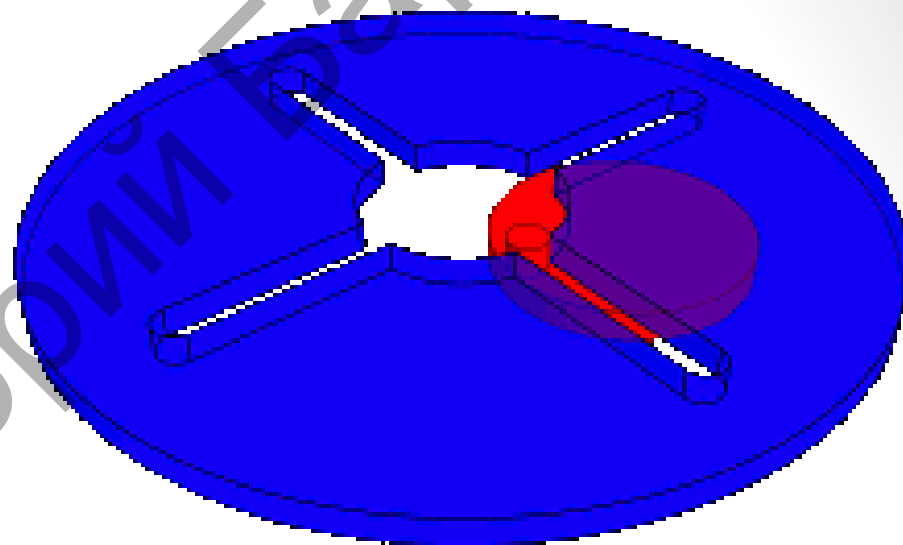
Мальтийский механизм

Мальтийский механизм — механизм *прерывистого движения*, преобразующий равномерное вращательное движение в прерывистое вращательное движение.

Мальтийские механизмы бывают с *внешним* и *внутренним* зацеплением, и как правило с числом пазов от 3 до 12.

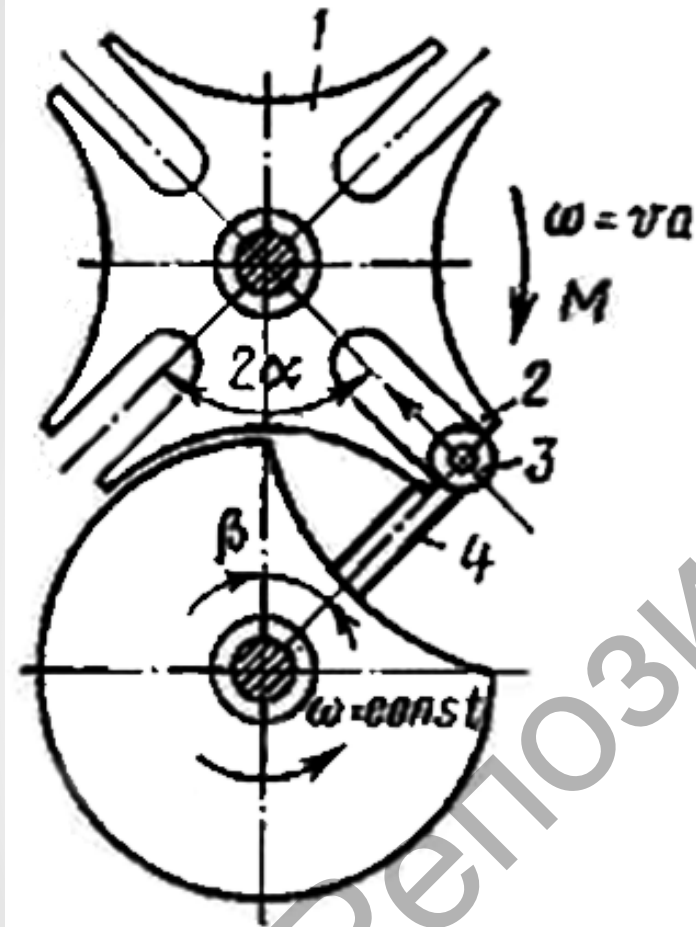


Мальтийский механизм
с внешним зацеплением
и шестилопастным крестом



Мальтийский механизм
с внутренним зацеплением
и четырьмя прорезями

Мальтийский крест



Мальтийский крест состоит из кривошипа 4 и креста 1 с лопастями 2 (число лопастей должно быть не меньше трёх). Лопасты 2, имеющие пазы, представляют собой кулисы, по которым перемещается цевка кривошипа 3.

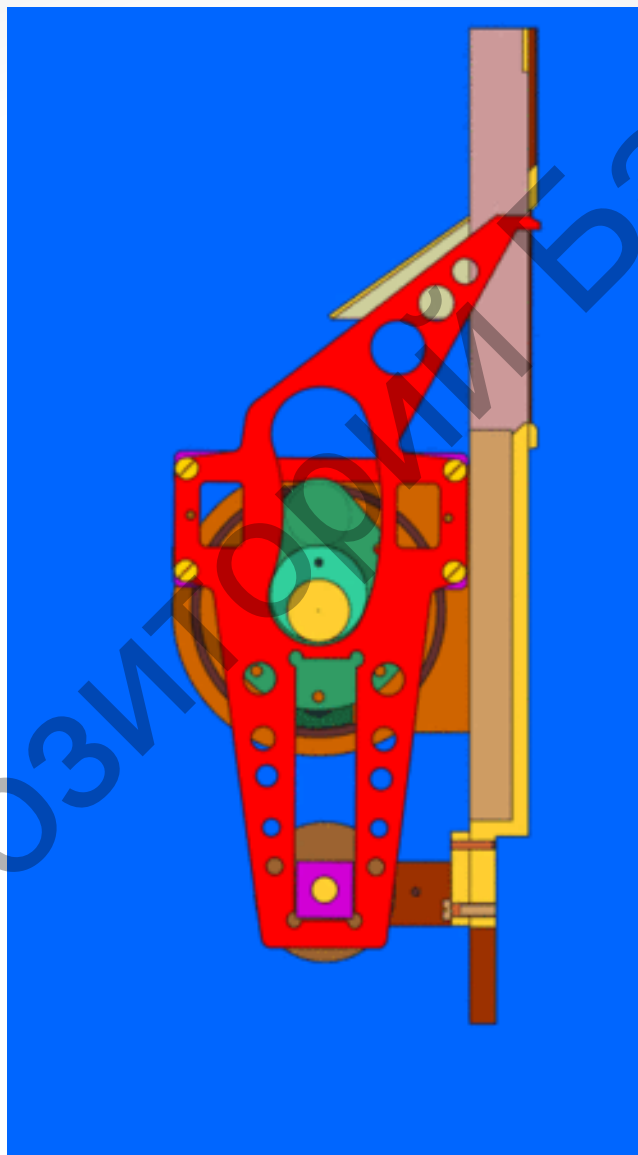
Одной из главных характеристик мальтийского механизма является *рабочий угол*:

Рабочий угол — величина, характеризующая угол поворота ведущего вала, за который происходит перемещение ведомого.

Считая, что полный цикл работы механизма проходит за поворот вала на 360° , можно вычислить угол, при котором ведомый вал остаётся неподвижным. У мальтийского механизма с четырёхлопастным крестом рабочий угол составляет 90° , что означает угол покоя в 270° . Это соответствует КПД в 75 %.

Таким образом, чем меньше рабочий угол, тем выше КПД.

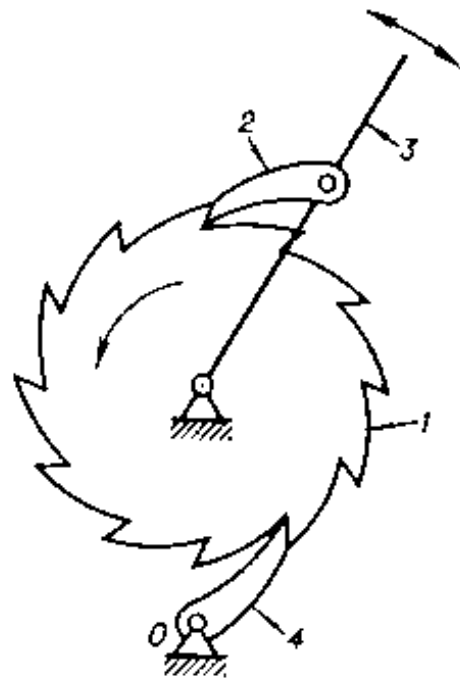
Двухкривошипный грейферный механизм



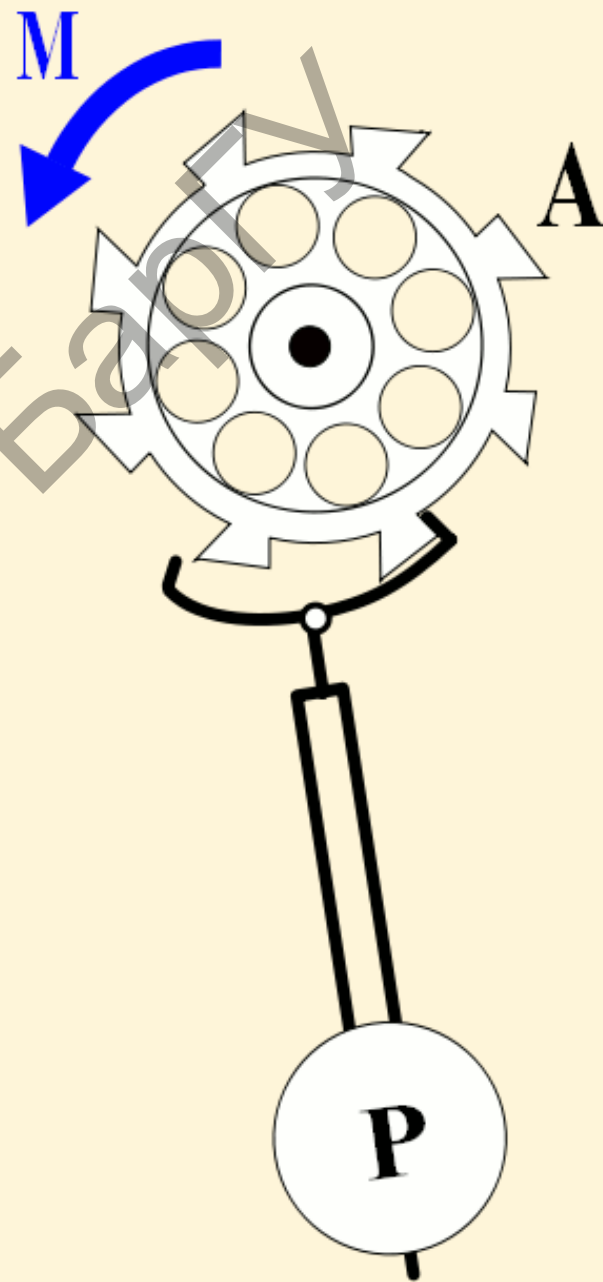
Храповый механизм

Храповой механизм (храповик) — зубчатый механизм прерывистого движения, предназначенный для преобразования возвратно-вращательного движения в прерывистое вращательное движение в одном направлении. Проще говоря, храповик позволяет оси вращаться в одном направлении и не позволяет вращаться в другом.

- 1** — колесо;
- 2, 4** — собачки, которые прижимаются к зубу колеса под действием пружины или собственного веса;
- 3** — ведущий рычаг;
- 0** — стойка.



Основными частями храпового механизма являются: храповик (диск с зубцами), рычаг и собачка. Зубцы храповика имеют особую форму. Одна сторона у них сделана пологой, а другая отвесной или несколько подвнутренной.

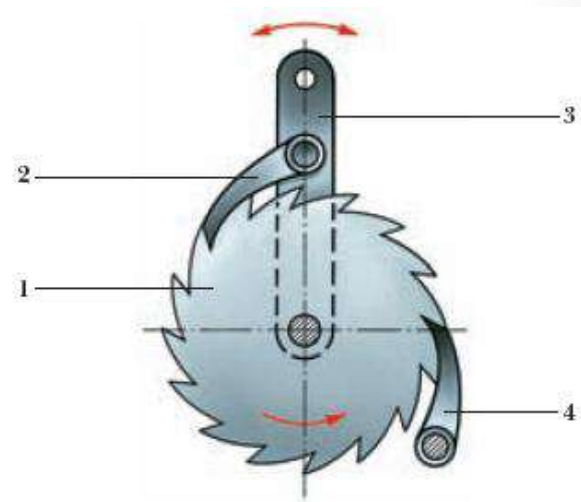


Храповик насажен на вал неподвижно. Рычаг же, сидящий рядом с храповиком, может свободно качаться. На рычаге имеется собачка, которая одним концом лежит на храповике.

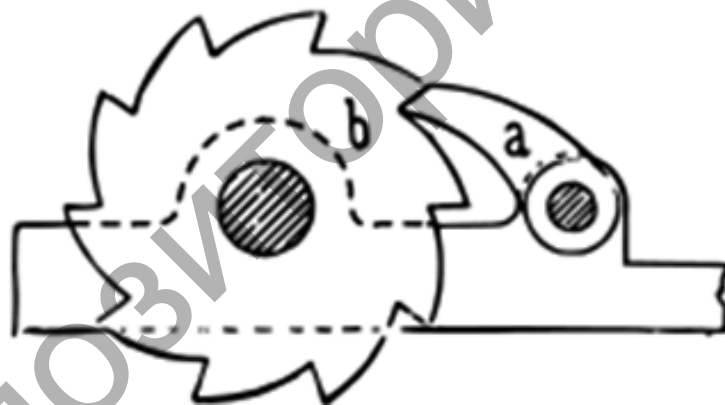
С помощью шатуна или тяги от того или иного ведущего механизма рычаг приходит в карательное движение. При отклонении рычага влево собачка скользит свободно по пологому склону зубцов, не поворачивая храповик.

При отходе вправо собачка упирается в уступ зубца и поворачивает храповик на некоторый угол. Так, непрерывно качаясь в ту и другую сторону, рычаг с собачкой приводит храповик с валом в периодическое вращательное движение.

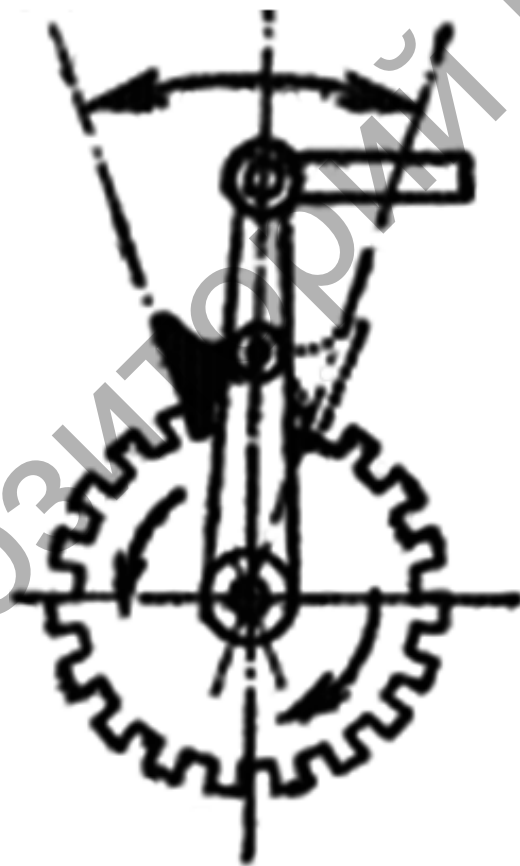
Для надёжного прилегания собачки к храповику собачка снабжается нажимной пружиной.



Но бывает и другое назначение храпового механизма: для предохранения вала с храповиком от проворачивания. Так, у лебёдки при подъёме груза храповик с собачкой не дают барабану провёртываться обратно.



Иногда нужно получить вращение храповика не только в одну сторону, но и в другую. В этом случае зубцы у храповика делают прямоугольными, а собачку — перекидной. Перекинув собачку вправо или влево, можно изменить и вращение храповика.



Храповые механизмы используются достаточно широко — например, в турникетах, гаечных ключах, в часах с пружинным заводом (при заводе часов он предотвращает самопроизвольное раскручивание заводной пружины), домкратах, лебёдках, шаговых двигателях и т. д.



ПРАКТИЧЕСКИЙ РАЗДЕЛ

ПЕРЕЧЕНЬ ТЕМ УПРАВЛЯЕМОЙ САМОСТОЯТЕЛЬНОЙ РАБОТЫ СТУДЕНТОВ

**Дневная форма получения образования
16 часов**

РАЗДЕЛ 2

ОБЩИЕ МЕТОДЫ ОПРЕДЕЛЕНИЯ КИНЕМАТИЧЕСКИХ И ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК МЕХАНИЗМОВ И МАШИН. МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ДВИЖЕНИЯ ЗВЕНЬЕВ МАШИН

Тема 2.1 Основы строения механизмов (2 часа)

1. Понятие о машине, механизме, кинематической паре, кинематической цепи.
2. Определение степени подвижности механизма.
3. Выполнение структурного анализа механизма.

Рекомендуемый список источников

Основная литература: [2], [3], [22], [23].

Дополнительная литература: [5], [6], [7], [9], [11], [13].

Задание УСР № 1 (по вариантам)

Форма контроля знаний: расчётно-графическая работа.

Произвести структурный анализ рычажного механизма.

Для этого требуется: вычертить структурную схему механизма, пользуясь условными обозначениями звеньев и пар по ГОСТ 2.770-75. Пронумеровать все звенья и обозначить кинематические пары заглавными буквами латинского алфавита. Выявить сложные и разнесённые кинематические пары. Классифицировать кинематические пары механизма и заполнить таблицу. Классифицировать звенья механизма. Подсчитать число подвижных звеньев и кинематических пар. Определить степень подвижности механизма по формуле Чебышева. Выделить ведущее звено. Разложить механизм

на структурные группы Ассура. Классифицировать структурные группы. Определить класс механизма и написать формулу его строения.

Варианты схем, выдаёт преподаватель.

Тема 2.2 Кинематический анализ рычажных механизмов (4 часа)

1. Понятие о геометрических и кинематических характеристиках механизмов (функция положения и её производные по времени и по обобщённой координате).

2. Методы определения геометрически-кинематических характеристик механизма.

3. Определение линейных скоростей и ускорений точек механизма и угловых скоростей и ускорений звеньев с методом планов скоростей.

Рекомендуемый список источников

Основная литература: [2], [3], [22], [23].

Дополнительная литература: [5], [6], [7], [9], [11], [13].

Задание УСП № 2 (по вариантам)

Форма контроля знаний: расчётно-графическая работа.

Произвести кинематическое исследование механизма.

Для этого требуется: определить скорости и ускорения всех шарнирных точек, а также величины и направления угловых скоростей и ускорений звеньев в заданных положениях входного звена AB , построив планы скоростей и ускорений.

Варианты схем выдаёт преподаватель.

Тема 2.3 Математическое моделирование и исследование движения машин и механизмов с жёсткими звеньями (2 часа)

1. Силы, действующие в машинах и их характеристики.

2. Приведение сил и масс.

3. Уравнение движения модели в энергетической и дифференциальных формах.

4. Определение динамических характеристик модели.
5. Режимы движения машин.
6. Определение постоянной составляющей приведённого момента инерции машин.

Рекомендуемый список источников

Основная литература: [2], [3], [22], [23].

Дополнительная литература: [5], [6], [7], [9], [11], [13].

Задание УСР № 3 (по вариантам)

Форма контроля знаний: расчётно-графическая работа (РГР).

Составить математическую модель механизма.

Для этого требуется: определить приведённый момент сил, приведённый момент инерции звеньев, совершающих неравномерное движение, построить диаграмму работ сил сопротивления и движущих сил, определить изменение кинетической энергии, определить методом Мерцалова или Витэнбауэра требуемый приведённый момент инерции маховика.

Варианты схем выдаёт преподаватель.

Тема 2.4 Силовой анализ, трение и изнашивание механизма (2 часа)

1. Действие сил в кинематических парах и задачи силового анализа.
2. Условие статической определимости механизма и его структурных групп (групп Асура).
3. Аналитический метод силового расчёта (метод проекций) с использованием ЭВМ.
4. Графоаналитический метод силового расчёта (метод планов сил).
5. Определение уравновешивающей силы по теореме Жуковского.

Рекомендуемый список источников

Основная литература: [2], [3], [22], [23].

Дополнительная литература: [5], [6], [7], [9], [11], [13].

Задание УСР № 4 (по вариантам)

Форма контроля знаний: расчётно-графическая работа.

Произвести силовой анализ механизма.

Для этого требуется: определить скорости и ускорения всех шарнирных точек, а также величины и направления угловых скоростей и ускорений звеньев в заданных положениях входного звена AB , построив планы скоростей и ускорений. Определить реакции в кинематических парах механизмов, а также определить уравнивающую силу или пару сил (уравнивающего момента) и мощности двигателя

Варианты схем выдаёт преподаватель.

Тема 2.6 Использование вибраций. Защита от вибраций. Уравнивание масс механизмов (2 часа)

1. Основные положения теории вибрационных машин.
2. Основные методы защиты от вибраций.
3. Статическое и динамическое уравнивание вращающихся звеньев.
4. Различные виды неуравновешенности роторов и её устранение.
5. Статическая и динамическая балансировки.
6. Статическое уравнивание масс плоских рычажных механизмов.

Рекомендуемый список источников

Основная литература: [2], [3], [22], [23].

Дополнительная литература: [5], [6], [7], [9], [11], [13].

Задание УСР № 5 (по вариантам)

Форма контроля знаний: расчётно-графическая работа.

Произвести уравнивание масс механизма.

Для этого требуется: методом замещающих масс определить массы противовесов для полного или неполного (согласно задания) уравнивания рычажного механизма с подробным описанием алгоритма решения.

Варианты схем выдаёт преподаватель.

РАЗДЕЛ 3

ПРОЕКТИРОВАНИЕ СХЕМ ОСНОВНЫХ ВИДОВ МЕХАНИЗМОВ

Тема 3.1 Синтез рычажных механизмов (2 часа)

1. Входные и выходные параметры и этапы синтеза механизмов.
2. Синтез по заданным положениям входного и выходного звеньев.
3. Синтез по коэффициенту изменения средней скорости выходного звена.

Рекомендуемый список источников

Основная литература: [2], [3], [22], [23].

Дополнительная литература: [5], [6], [7], [9], [11], [13].

Задание УСП № 6

Форма контроля знаний: презентация.

Составить презентацию по следующей теме: «Рычажные и зубчато-рычажные механизмы современной техники».

Тема 3.2 Синтез зубчатых механизмов(2 часа)

1. Виды зубчатых механизмов.
2. Геометрические параметры зубчатых колес.
3. Качественные показатели зацепления.
4. Определение основных геометрических параметров цилиндрической эвольвентной передачи.
5. Геометрический синтез планетарных передач по условиям соосности, соседства и сборки сателлитов.

Рекомендуемый список источников

Основная литература: [2], [3], [22], [23].

Дополнительная литература: [5], [6], [7], [9], [11], [13].

Задание УСП № 7 (по вариантам)

Форма контроля знаний: расчётно-графическая работа.

Произвести кинематическое исследование зубчатого механизма.

Для этого требуется: определить числа зубьев зубчатых колес, составить формулу передаточного отношения для зубчатого механизма, рассчитать передаточное отношение, построить планы линейных и угловых скоростей.

Варианты схем выдаёт преподаватель.

Репозиторий БарГУ

ПРИМЕРНЫЙ ПЕРЕЧЕНЬ ПРАКТИЧЕСКИХ РАБОТ

1. Структурный анализ механизмов.
2. Кинематический анализ плоских рычажных механизмов.
3. Кинематический анализ зубчатых механизмов.
4. Приведение сил и масс в механизмах.
5. Определение закона движения звена приведения машины.
6. Определение сил инерции звеньев.
7. Силовой расчёт механизмов.
8. Трение в кинематических парах и определение КПД механизмов.
9. Уравновешивание масс.
10. Синтез рычажных механизмов.
11. Синтез кулачковых механизмов.
12. Синтез зубчатых механизмов.
13. Кинематический анализ манипуляторов

ПРИМЕРНЫЙ ПЕРЕЧЕНЬ ЛАБОРАТОРНЫХ ЗАНЯТИЙ

1. Виды механизмов. Условные обозначения. Структурно-конструктивная классификация механизмов.
2. Структурный анализ плоских рычажных механизмов.
3. Кинематический анализ плоских рычажных механизмов.
4. Кинематический анализ зубчатых механизмов с неподвижными и подвижными осями вращения колес.
5. Экспериментальное определение кинематических и динамических характеристик механизмов с помощью ПЭВМ.
6. Статическое и динамическое уравнивание вращающихся звеньев механизмов и машин.
7. Кинематический и динамический анализ кулачковых механизмов.
8. Нарезание зубчатых колёс способом огибания.
9. Обмер зубчатых колёс.
10. Исследование кинематики механизмов методом диаграмм.

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ
УЧРЕЖДЕНИЕ ОБРАЗОВАНИЯ
«БАРАНОВИЧСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ, МАШИН И МАНИПУЛЯТОРОВ

**Практическое руководство
по выполнению лабораторных работ
для студентов инженерных специальностей**

**Барановичи
РИО БарГУ
2014**

УДК 621.01
ББК 34.41я73
Т11

Рекомендовано к печати методической комиссией
инженерного факультета

С о с т а в и т е л и:

В. Г. Заяц, И. М. Толочинец

Р е ц е н з е н т ы:

А. К. Гавриленя, доцент кафедры общенаучных дисциплин, кандидат технических наук учреждения образования «Барановичский государственный университет»;

М. В. Нерода, доцент кафедры технологии машиностроения, кандидат технических наук, доцент учреждения образования «Барановичский государственный университет»

Т11 **Теория механизмов, машин и манипуляторов** [Текст] : практ. рук. по выполнению лаб. работ для студентов инженер. специальностей / сост.: В. Г. Заяц, И. М. Толочинец. — Барановичи : РИО БарГУ, 2014. — 53, [7] с. — 99 экз. — ISBN 978-985-498-626-5.

Изложен порядок выполнения лабораторных работ по дисциплинам «Теория механизмов, машин и манипуляторов», «Теория механизмов и машин», «Теория машин и механизмов».

Издание адресовано студентам инженерного факультета БарГУ специальностей: 1-36 01 03 Технологическое оборудование машиностроительного производства, 1-36 01 01 Технология машиностроения, 1-53 01 01 Автоматизация технологических процессов и производств, 1-74 06 01 Техническое обеспечение процессов сельскохозяйственного производства.

УДК 621.01
ББК 34.41я73

ISBN 978-985-498-626-5

© Составление. Заяц В. Г., Толочинец И. М., 2014
© БарГУ, 2014

ОГЛАВЛЕНИЕ

<i>Предисловие</i>	4
Лабораторная работа 1 Основные виды механизмов	5
Лабораторная работа 2 Структурный анализ плоских рычажных механизмов	11
Лабораторная работа 3 Исследование кинематики механизмов методом диаграмм	27
Лабораторная работа 4 Исследование кинематики зубчатых механизмов ...	35
Приложения	45
Список источников	58

ПРЕДИСЛОВИЕ

Теория механизмов и машин является одной из основных дисциплин общетехнического цикла, необходимых для подготовки инженерно-технических кадров, и сочетает теоретические знания с практической подготовкой, ориентированной на конкретную отрасль.

В соответствии с образовательными стандартами высшего образования (далее ОСВО) 1-36 01 01-2013 специальности 1-36 01 01 «Технология машиностроения», ОСВО 1-36 01 03-2013 специальности 1-36 01 03 «Технологическое оборудование машиностроительного производства», ОСВО 1-53 01 01-2013 специальности 1-53 01 01 «Автоматизация технологических процессов и производств», ОСВО 1-74 06 01-2013 специальности 1-74 06 01 «Техническое обеспечение процессов сельскохозяйственного производства», в области теории механизмов и машин специалисты должны:

- иметь представление об основных разделах теоретической механики и теории механизмов и машин, о равновесии тел под воздействием различных систем сил, о способах описания движения точки и тела и законах их движения, об основных законах динамики, о структурном анализе и синтезе механизмов, о динамической модели и уравнивании механизмов;

- знать и уметь использовать виды движения и уравнения движения точки и твёрдого тела, основные законы и общие теоремы динамики механической системы, основные виды механизмов, используемых в технологическом оборудовании;

- иметь навыки выбора расчётных схем и составления уравнений равновесия, описания движения точки и механической системы при силовом воздействии на них, проведения структурного анализа и синтеза механизмов, определения динамических характеристик механизмов.

Выполнение лабораторных работ позволяет не только закрепить и углубить основные положения теоретического курса, но и познакомить студента с практическими методами измерения и исправления параметров машин. Для этого в книгу включены работы по подбору и испытанию элементов привода машин, тех или иных передаточных механизмов.

Пособие предназначено для проведения лабораторных работ объёмом 18—24 часа и позволяет учитывать их количество и тематику в зависимости от специальности.

Лабораторная работа 1

ОСНОВНЫЕ ВИДЫ МЕХАНИЗМОВ

Цель работы — ознакомиться с основными видами механизмов, литературой и терминологией.

Лабораторное оборудование: реальные механизмы и их модели.

Перед выполнением практической части лабораторной работы необходимо изучить краткие **теоретические сведения**, представленные ниже.

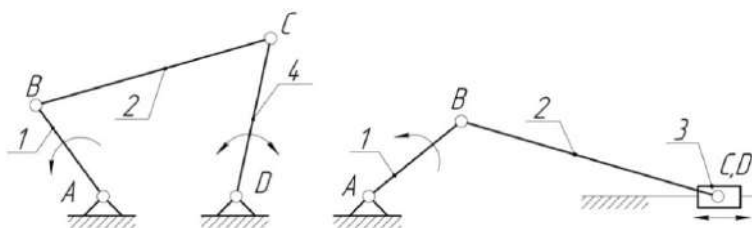
Механизмами называют системы тел, предназначенные для преобразования движения одного либо нескольких тел в требуемые движения других твёрдых тел. Например, в автомобилях механизмы преобразуют поступательное движение поршня в цилиндре двигателя во вращательное движение ведущих колёс.

Твёрдые тела, из которых состоят механизмы, называют звеньями; соединения двух соприкасающихся звеньев, допускающие их относительные движения, называют кинематическими парами. Звенья подразделяются на входные, выходные и соединительные. Кинематические пары могут быть высшими либо низшими. В высшей кинематической паре требуемое относительное движение звеньев может быть получено соприкосновением её элементов по линиям либо точкам, в низшей паре его получают путём соприкасания элементов пары по поверхностям.

Количество механизмов огромно, и успешное их изучение невозможно без некоторой систематизации. В справочной и учебной литературе механизмы объединяют по назначению и некоторым общим конструктивным признакам. В результате получают следующие основные группы механизмов:

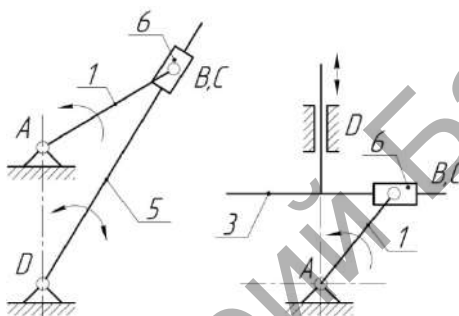
1. Рычажные механизмы (рис. 1.1). Их звенья входят только в низшие кинематические пары — вращательные, поступательные, цилиндрические и сферические. Они обладают значительной долговечностью и применяются там, где требуется передать большие усилия. Теоретически с их помощью можно получить любой закон движения. Однако при этом они нередко имеют чрезмерно большое количество звеньев. В практике редко применяют рычажные механизмы с числом подвижных звеньев более пяти; обычно количество таких звеньев не превышает трёх.

2. Кулачковые механизмы (рис. 1.2). В состав этих механизмов входит кулачок. Кулачком называют звено, имеющее элемент высшей кинематической пары, выполненный в виде поверхности переменной



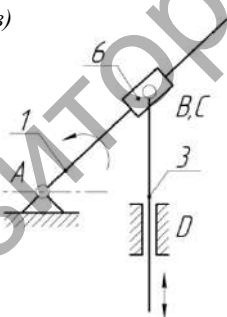
a)

б)



в)

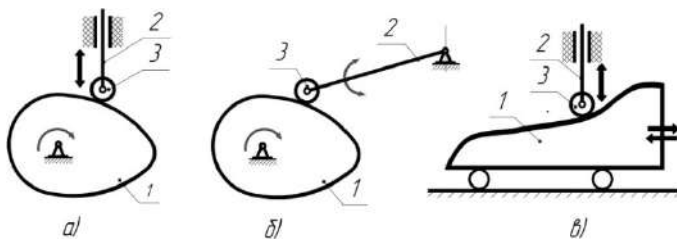
г)



д)

a — шарнирный четырёхзвенник; *б* — кривошипно-ползунный; *в* — кулисный;
г — синусный; *д* — тангенсный. Звенья: 1 — кривошип, 2 — шатун, 3 — ползун,
 4 — коромысло, 5 — кулиса, 6 — кулисный камень

Рисунок 1.1 — Рычажные механизмы



1 — кулачок; 2 — толкатель; 3 — ролик

Рисунок 1.2 — Кулачковые механизмы

кривизны. Разнообразие форм, которые можно придать кулачку, определяет чрезвычайное разнообразие возможных преобразований движения, выполняемых кулачковыми механизмами.

3. Зубчатые механизмы (рис. 1.3). В состав этих механизмов входят зубчатые звенья, имеющие выступы (зубья) для передачи движения посредством взаимодействия с выступами другого звена (тоже зубчатого).

Зубчатые механизмы способны передавать значительные мощности, имеют постоянное передаточное отношение.

Зубчатые механизмы подразделяют на 1) простые (одноступенчатые): цилиндрические (рис. 1.3, а), конические (рис. 1.3, б), винтовые (рис. 1.3, в), червячные (рис. 1.3, г), гипоидные (рис. 1.3, д) — с возможностью передачи вращения между валами, оси которых параллельны, пересекаются, либо перекрещиваются; 2) сложные (многоступенчатые) — с неподвижными осями колёс. В эпициклических рычажно-зубчатых механизмах оси некоторых колёс совершают сложное движение.

Главное назначение зубчатых механизмов — изменить (чаще понизить) скорость вращения ведомого звена (передаточное отношение показывает — во сколько раз). Оно является главным кинематическим параметром зубчатого механизма.

Винтовые механизмы преобразуют вращательное движение винта в поступательное либо вращательное движение гайки. Они способны существенно снижать скорость перемещения ведомых звеньев, обладают свойством самоторможения, но при этом у них — большие потери на трение. В червячной передаче винт называют червяком, а гайку (разрезанную вдоль оси и развёрнутую на цилиндр) — червячным колесом.

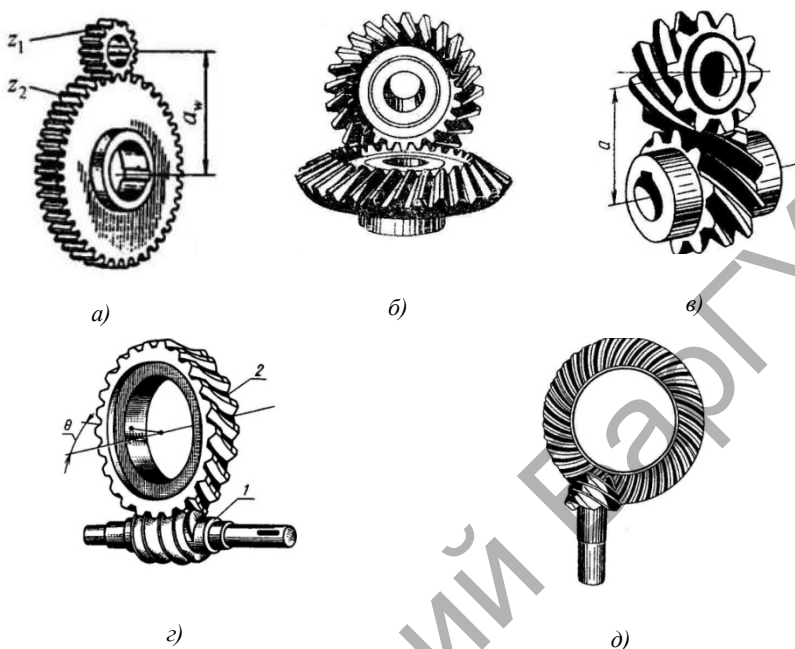


Рисунок 1.3 — Простые (одноступенчатые) зубчатые передачи
[5, с. 135, 171—172]

4. Фрикционные механизмы (рис. 1.4). Здесь различают фрикционные передачи (рис. 1.4, *а* и *б*) и вариаторы (рис. 1.4, *в*). В тех и в других движение передаётся за счёт сил трения. Механизмы допускают проскальзывание звеньев, используемое в машинах для предохранения их от перегрузок, для плавного изменения скорости выходного вала при неизменной скорости входного вала и т. п.

5. Механизмы с гибкими звеньями (рис. 1.5). Под гибким звеном обычно понимают ремни (рис. 1.5, *а—г*), канаты, цепи (рис. 1.5, *д*), нити, которые охватывают два или более звеньев и устанавливают определённую связь между перемещениями этих звеньев, когда расстояние между ними достигает значительной величины.

6. Механизмы прерывистого движения. К ним относят мальтийские (рис. 1.6), храповые, некоторые кулачковые и другие механизмы, преобразующие непрерывное движение входного звена в прерывистое движение звена выходного. Механизмы с односторонним прерывистым движением выходных звеньев называют шаговыми.

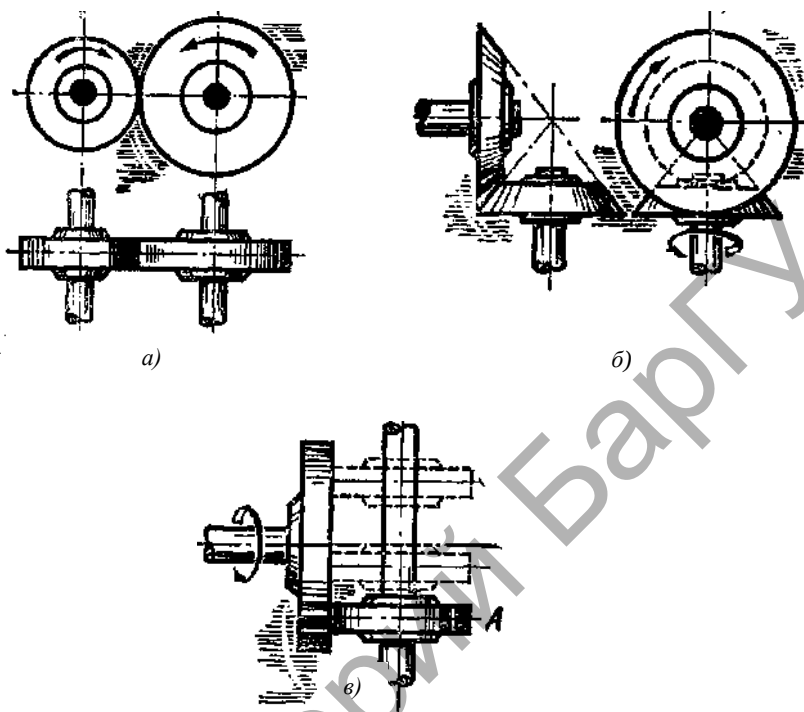


Рисунок 1.4 — Фрикционные механизмы [2, с. 116—117]

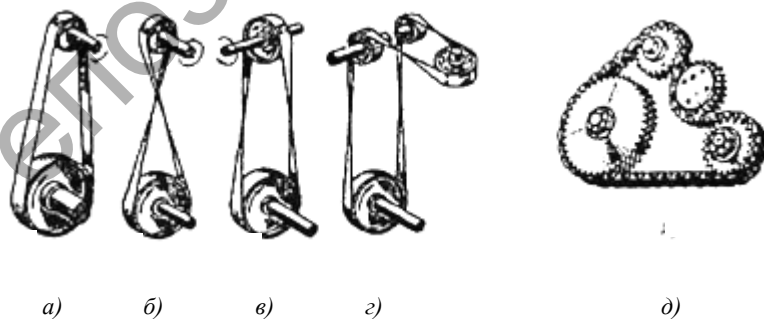


Рисунок 1.5 — Механизмы с гибкими звеньями [2, с. 121]

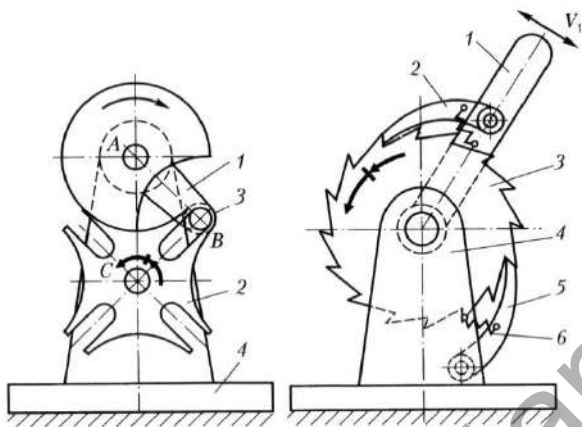


Рисунок 1.6 — Механизмы прерывистого движения [10, с. 31]

Основной областью использования рассмотренного вида механизмов являются машины-автоматы с обработкой изделий в стационарных условиях.

Порядок выполнения работы

1. Ознакомиться с предложенными реальными моделями механизмов, определить их тип и назначение.
2. Произвести описание механизмов в соответствии с таблицей:

№ механизма (инвентарный)	Схема механизма	Какое движение в какое преобразует	Примеры применения
1			
2			
3			
4			

Оформление и защита отчёта

Оформление. Отчёт оформляется на листах формата А4.

Листы отчёта и титульный лист должны соответствовать форме (рис. А.1—А.4).

Защита. В отчёте должна быть отражена цель работы, перечислены группы механизмов и их краткие характеристики, заполнена таблица. Для сдачи отчёта и получения зачёта по выполненной лабораторной работе необходимо свободно ориентироваться в видах и назначении имеющихся в лаборатории механизмов.

Лабораторная работа считается зачтённой при условии правильных ответов на **контрольные вопросы**:

1. Что называют машиной?
2. Каковы отличительные свойства машин?
3. Что называют механизмом?
4. Какие основные группы механизмов вы знаете?
5. Приведите пример механизма каждой группы.

Лабораторная работа 2 СТРУКТУРНЫЙ АНАЛИЗ ПЛОСКИХ РЫЧАЖНЫХ МЕХАНИЗМОВ

Цель работы — овладеть практическими навыками в составлении структурных схем механизмов, в определении их степени подвижности; изучение видов кинематических пар.

Содержание работы: каждый студент должен составить и вычертить кинематическую схему механизма, произвести его структурный анализ и написать отчёт о работе.

Лабораторное оборудование: реальные механизмы и их модели, планшеты, чертёжный инструмент.

Перед выполнением практической части лабораторной работы необходимо изучить краткие **теоретические сведения**, представленные ниже.

Механизм является системой твёрдых тел, подвижно соединённых между собой, способных передавать и преобразовывать движение и силы. Поэтому механизмы имеют как весьма простое, так

и достаточно сложное и разнообразное строение (структуру). Строением механизма определяются такие его важнейшие характеристики, как виды осуществляемых движений, способы их преобразования, число степеней свободы. Формирование механизма, т. е. соединение отдельных его частей в единую систему, сопровождается наложением связей. Правильное их распределение в строении механизма в значительной степени предопределяет его надёжную эксплуатацию. Поэтому при проектировании нужно из множества разнообразных механизмов выбрать самый подходящий и правильно подобрать его основные структурные элементы. А для этого прежде всего надо знать основные виды современных механизмов, их структурные характеристики, закономерности их строения.

Основные определения. Звено — деталь или несколько деталей, жёстко скреплённых между собой.

Стойка — неподвижное звено механизма или звено, условно принимаемое в механизме за неподвижное.

Кинематическая пара — подвижное соединение двух соприкасающихся звеньев, ограничивающее их относительное движение.

Элементы кинематической пары — поверхности, линии, точки звена, по которым оно может соприкасаться с другим звеном, образуя кинематическую пару.

Классификация кинематических пар и звеньев. Кинематическая пара, в которой её элементы соприкасаются в точке или по линии, является **вышей**, а кинематическая пара, в которой её элементы соприкасаются по поверхности, — **низшей**.

Звено в пространстве обладает шестью степенями свободы, т. е. шестью независимыми друг от друга движениями (рис. 2.1): тремя вращательными вокруг трёх осей и тремя поступательными вдоль осей. Звенья, образуя кинематическую пару, часть степеней свободы теряют. Иначе говоря, кинематическая пара накладывает на относительное движение образующих её звеньев ограничения — связи. Число налагаемых связей S определяется формулой $S = 6 - H$, где H — число допускаемых парой движений.

В зависимости от числа связей S , кинематические пары подразделяются на пять **классов**, а в зависимости от числа допускаемых движений H , — на одно-, двух-, трёх-, четырёх- и пятиподвижные (приложение Б).

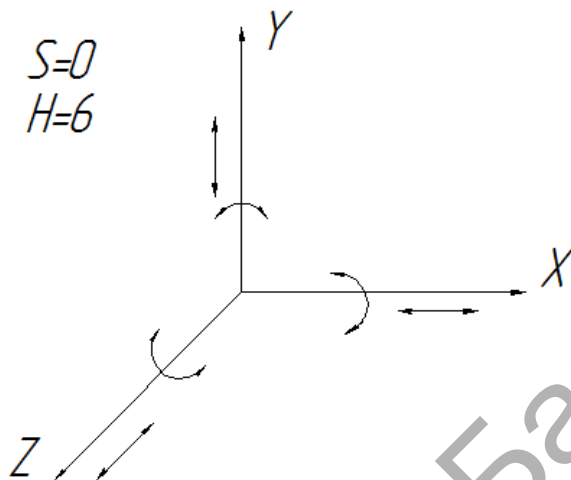


Рисунок 2.1 — Тело в пространстве с шестью степенями свободы

Одноподвижные пары по характеру допускаемого ими движения разделяются на вращательные, поступательные и винтовые. Кинематические пары, допускающие лишь вращательные движения, называются шарнирами [7, с. 289].

Кинематической цепью называется система звеньев, соединённых кинематическими парами.

Кинематические цепи бывают пространственные (рис. 2.2, а) и плоские (рис. 2.2, б, в, г); замкнутые (рис. 2.2, б, в) и незамкнутые (рис. 2.2, г).

Кинематическая схема механизма — его условное изображение с соблюдением размеров и формы звеньев и кинематических пар, которые определяют геометрию движения. Кинематическая схема составляется согласно требованиям стандартов ЕСКД: ГОСТ 2.770-68, ГОСТ 2.721-74, ГОСТ 2.703-76 [3; 4; 8].

Механизмы, в зависимости от характера совершаемого ими движения (рис. 2.3), имеют следующие звенья:

- **кривошип** — подвижное звено, которое может совершать вокруг своей неподвижной оси полный оборот;
- **коромысло** — подвижное звено, совершающее вокруг неподвижной оси возвратно-вращательное (качательное) движение;

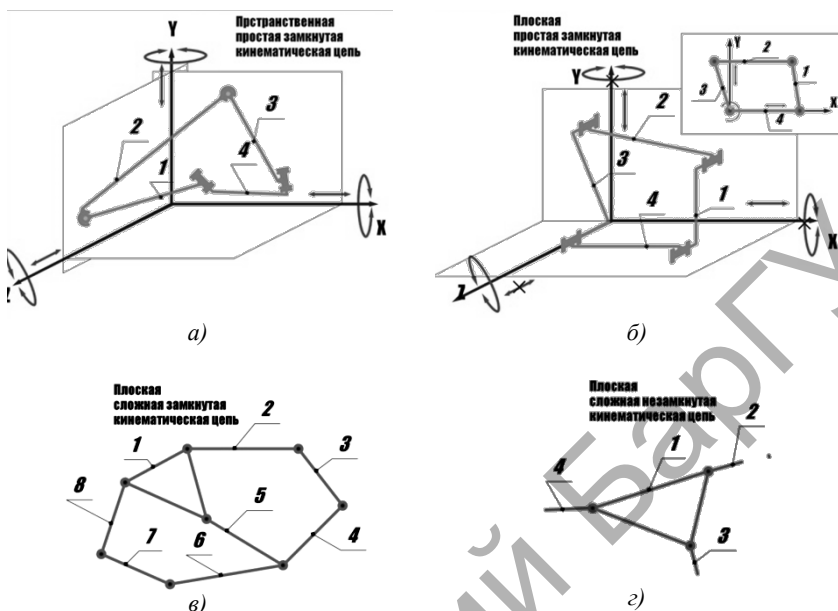


Рисунок 2.2 — Классификация кинематических цепей

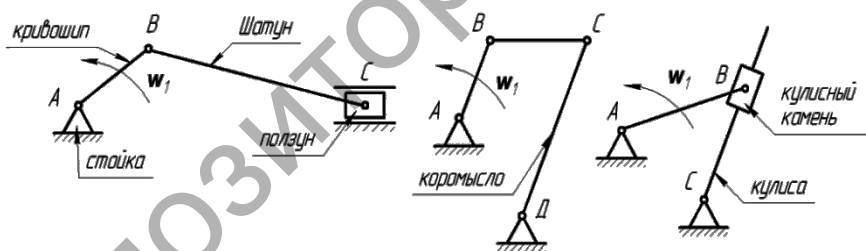


Рисунок 2.3 — Звенья в механизмах

- **шатун** — звено со сложным движением (шатун не имеет непосредственного соединения со стойкой);
- **ползун** — подвижное звено, которое совершает возвратно-поступательное движение по другому звену;
- **кулиса** — подвижное звено, вращающееся вокруг неподвижной оси и образующее с другим подвижным звеном поступательную кинематическую пару.

Кулисы могут быть вращающимися, т. е. делать полный оборот вокруг своей оси, и качающимися, т. е. коромыслами.

Кроме того, в механизмах различаются входные, выходные и соединительные, или промежуточные, звенья.

Входному звену сообщается движение, преобразуемое механизмом в требуемое движение других звеньев.

Выходное звено совершает движение в зависимости от характера движения входного звена.

Промежуточными, или соединительными, являются звенья, связывающие входные и выходные звенья механизма [9, с. 11].

Определение степени подвижности механизмов. Структурный анализ механизмов состоит в определении числа его звеньев, числа кинематических пар и их класса, степени свободы, числа структурных групп, входящих в механизм. **Степень свободы механизма W** (число обобщённых координат механизма) равна разности числа степеней свободы его подвижных звеньев до соединения их кинематическими парами **H** и числа связей, налагаемых на звенья кинематическими парами **S** .

Механизмы, как и кинематические цепи, бывают пространственными (рис. 2.4) и плоскими (рис. 2.5). В первых звенья движутся в непараллельных плоскостях, а во-вторых — в одной или в параллельных плоскостях.

В пространственных механизмах число степеней подвижности **W** подсчитывается по формуле Сомова-Малышева

$$W = 6n - 5p_5 - 4p_4 - 3p_3 - 2p_2 - p_1, \quad (2.1)$$

а в плоских — по формуле Чебышева

$$W = 3n - 2p_5 - p_4, \quad (2.2)$$

где n

— число подвижных звеньев,

p_5, p_4, p_3, p_2, p_1 — число кинематических пар I, II, III, IV, V классов соответственно. В плоских механизмах пары IV класса являются высшими, двухподвижными, пары V класса — низшими, одноподвижными.

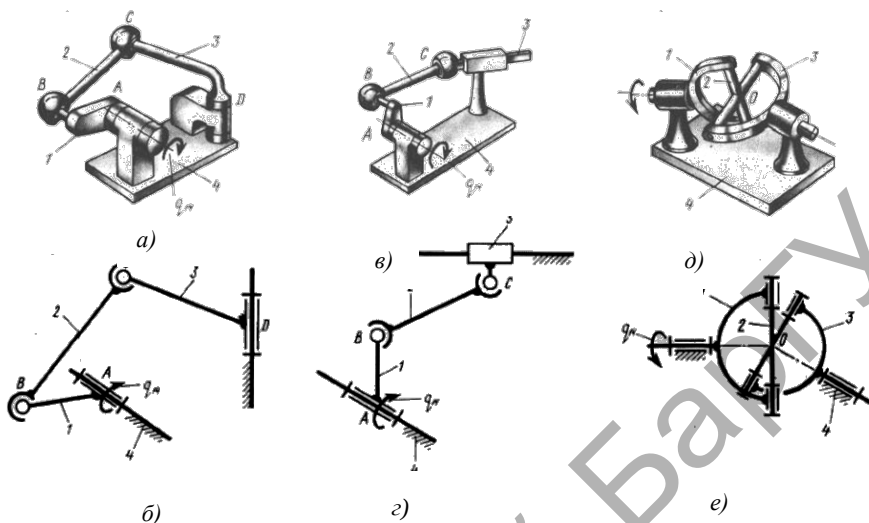


Рисунок 2.4 — Пространственные механизмы и их кинематические схемы [10, с. 26]

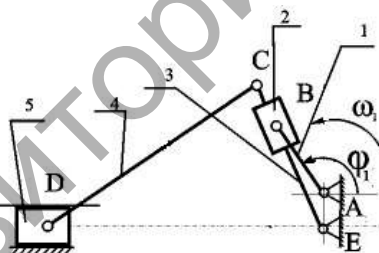


Рисунок 2.5 — Плоский механизм

Пример 2.1. Определите степень подвижности пространственного механизма (рис. 2.4, б).

$$n = 3,$$

$$p_5 = 2 — A(1,4); D(3,0),$$

$$p_4 = 0,$$

$$p_3 = 2 — B(1,2); C(2,3),$$

$$p_2 = 0,$$

$$p_1 = 1.$$

Подставляя вышеперечисленные данные в формулу Сомова-Малышева, находим: $W = 6n - 5p_5 - 4p_4 - 3p_3 - 2p_2 - p_1 = 6 \cdot 3 - 5 \cdot 2 - 3 \cdot 2 - 1 = 1.$

П р и м е р 2.2. Определите степень подвижности плоского механизма (см. рис. 2.5).

$$n = 5,$$

$$p_5 = 7 — A(0,1); B(1,2); B(2,3); C(3,4); E(3,0); D(4,5); D(5,0);$$

$$p_4 = 0.$$

Подставляя эти данные в формулу Чебышева, находим: $W = 3n - 2p_5 - p_4 = 3 \cdot 5 - 2 \cdot 7 = 1$.

Таким образом, в каждом из рассмотренных механизмов для получения определённости положения их подвижных звеньев достаточно задаться одной обобщённой координатой — углом φ_1 .

Звено механизма, которому приписывается обобщённая координата, является **начальным или ведущим**. Число ведущих звеньев в механизме равно его числу степеней подвижности.

Хотя число начальных звеньев механизма и равно числу его входных звеньев, они не обязательно должны совпадать. За начальное звено (начальные звенья, если $W > 1$) можно принять любое звено механизма, тогда как входное звено в каждом механизме вполне определённое. Звенья механизма, принятые за начальные, на схемах обозначаются стрелкой, указывающей направление движения.

Пассивные связи и степени свободы. В практике находят применение механизмы, в которых есть звенья, обладающие пассивными (местными) степенями свободы, и звенья с кинематическими парами, накладывающими пассивные связи. Последние не определяют движение выходного звена механизма. При определении числа степеней подвижности механизма эти звенья и кинематические пары, в которые они входят, из подсчёта исключаются.

Так, в механизме (рис. 2.6) вращение цилиндрического ролика вокруг своей оси не влияет на движение коромысла AD .

Ничего не изменится в движении последнего, если соединить с ним ролик жёстко. Поэтому при определении числа степеней подвижности надо считать, что в этом механизме $n = 2(1, 2)$, $p_5 = 2(B, D)$ и $p_4 = 1(A)$.

В зубчатом механизме (рис. 2.7) при задании движения колесу 1 другие колеса получают вполне определённые движения. Однако ничего не изменится в движении выходного колеса 3, если колесо 2 или 2' удалить из механизма, следовательно, кинематические пары одного из этих колёс (любого) накладывают пассивные связи. При определении числа степеней подвижности надо считать, что в механизме $n = 3(1, 2, 3)$, $p_5 = 3(01, 02, 03)$ и $p_4 = 2(A \text{ и } B)$.

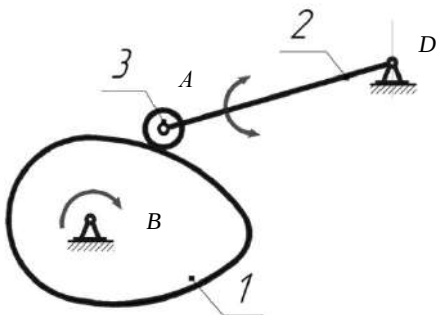


Рисунок 2.6 — Кулачковый механизм

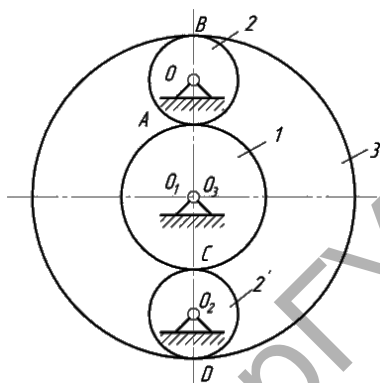


Рисунок 2.7 — Зубчатый механизм

Пассивные, или избыточные, связи в механизме нежелательны, ибо это требует более высокой точности изготовления звеньев.

Если степень подвижности механизма известна (её можно определить не только по формулам (2.1) и (2.2), но и путём внешнего осмотра механизма или его схемы), то число его избыточных связей определяется по формулам:

– в пространственных механизмах —

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

– в плоских и сферических механизмах —

$$q = W + 2p_5 + p_4 - 3n,$$

Механизмы без избыточных связей называются **рациональными**.

Структурные группы и их классификация по Артоболовскому. Согласно теории Ассура А. В. и Артоболовского И. И., любой плоский механизм с низшими (вращательными и поступательными) кинематическими парами состоит из механизма I класса и структурных групп.

Механизмом I класса (**начальным механизмом**) является начальное звено, соединённое со стойкой кинематической парой V класса (рис. 2.8). Число начальных механизмов в плоском механизме равно его числу степеней подвижности.

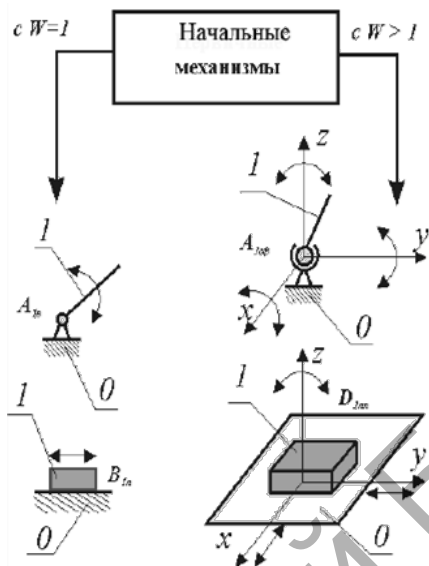


Рисунок 2.8 — Механизм I класса

Структурной группой, или группой Ассура, является кинематическая цепь с нулевой степенью подвижности. Эта группа не делится на более простые цепи.

Согласно формуле (2.2), в структурной группе плоского механизма с низшими парами должно выполняться условие

$$3n - 2p_5 = 0 \text{ или } p_5 = \frac{3n}{2}. \quad (2.3)$$

Так как число кинематических пар V класса p_5 в структурной группе может быть только целым, то число звеньев (n) в группе может быть только чётным (2, 4, 6 и т. д.).

Артоблевский И. И. разделил группы Ассура на классы, а внутри класса — на порядки. **Номер класса группы** равен числу внутренних кинематических пар, образующих в ней наиболее сложный замкнутый контур, а **порядок** — числу свободных кинематических пар, т. е. пар, которыми группа присоединяется к механизму. Исключением является структурная группа II класса, в которой общее число кинематических пар равно трём, в том числе одна из них внутренняя.

Кинематическая цепь (рис. 2.9) отвечает условию (2.3), следовательно, является группой Ассура. Группа состоит из двух подвижных звеньев и трёх кинематических пар. Её пары A и C являются свободными, ими группа присоединяется к механизму. Таким образом, эта группа может быть отнесена ко II классу 2-го порядка.

Группы II класса 2-го порядка (они все 2-го порядка), в зависимости от сочетания в них вращательных и поступательных пар и последовательности их расположения, делятся на пять видов. Группы II класса всех пяти видов приведены в приложении В.

Выделение структурных групп в механизме. В состав механизма может входить одна или несколько структурных групп одного или разных классов. Поскольку число степеней подвижности структурной группы равно нулю, то отделение их от механизма не меняет его подвижности.

При разложении ведомой части плоского механизма на структурные группы вначале полагают, что последней группой в механизме является группа II класса. Поскольку группы II класса — это кинематические цепи из двух звеньев и трёх кинематических пар, то делают попытку отделить такую цепь, образованную самыми удалёнными от начального звена механизма звеньями. Если после отделения этой цепи оставшаяся часть механизма будет иметь ту же подвижность, что и первоначальный механизм, то отсоединённая цепь обладает нулевой подвижностью и, следовательно, будет структурной группой II класса.

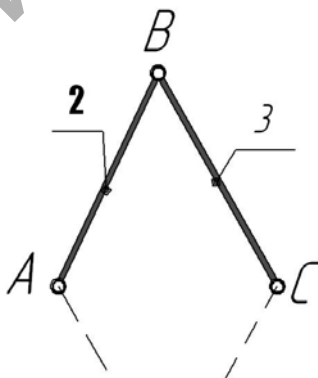


Рисунок 2.9 — Группа Ассура

Когда не удаётся выделить кинематическую цепь из двух звеньев и трёх кинематических пар с нулевой подвижностью, то делают попытку выделить структурную группу более высокого класса, т. е. кинематическую цепь из четырёх звеньев и шести кинематических пар и т. д.

Пример 2.3. Изобразите схему двигателя с компрессором (рис. 2.10). Определите степень подвижности механизма и найдите его класс. Расчлените механизм на группы Ассура, напишите формулу его строения и укажите его класс.

В этом механизме вращательное движение коленчатого вала (кривошип AB) преобразуется в возвратно-поступательное движение поршня B двигателя и поршня G компрессора. Ведущее звено — кривошип — обозначаем круговой стрелкой, показывающей направление его вращения. Все неподвижные детали, образующие одно неподвижное звено — стойку, — цифрой 0. Цифрой 1 обозначим кривошип, 2 — шатун, 3 — ползун, 4 — шатун, 5 — коромысло, 6 — шатун, 7 — ползун. Кинематические пары обозначаем буквами. В скобках заданы номера звеньев, образующих кинематическую пару. Пары A (0-1), B (1-2), B (3-2), C (2-4), D (4-5), E (0-5), F (5-6), G (6-7) — вращательные, а пары B (0-3) и E (0-7) — поступательные. Высших пар в этом механизме нет.

$$n = 7;$$

$$p_5 = 10;$$

$$p_4 = 0.$$

Подставляя эти данные в формулу Чебышева, находим:

$$W = 3n - 2p_5 - p_4 = 3 \cdot 7 - 2 \cdot 10 = 1.$$

Так как движение задано одному звену и степень подвижности тоже равна единице, данный механизм обладает определённой подвижностью.

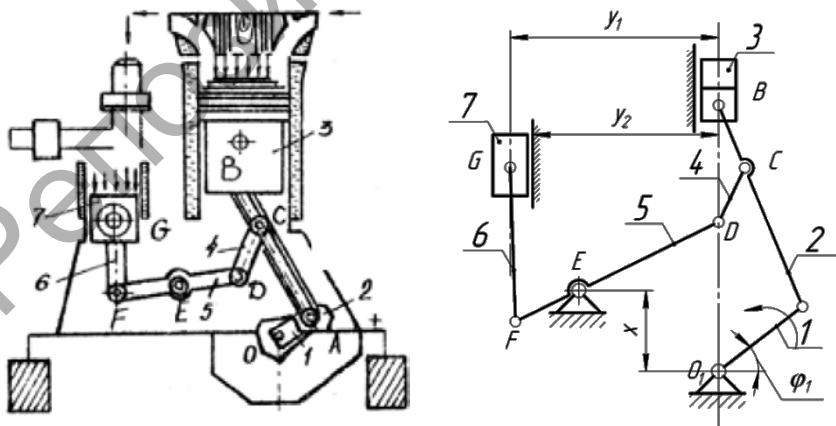


Рисунок 2.10 — Схема двигателя с компрессором [1, с. 62]

Механизм (см. рис. 2.10) состоит из механизма I класса и трёх последовательно присоединённых к нему структурных групп II класса 2-го порядка (рис. 2.11). Это можно записать в виде формулы

$$I(0,1) \rightarrow \Pi_2^2(2,3) \rightarrow \Pi_2^1(4,5) \rightarrow \Pi_2^2(6,7)$$

Данная формула называется формулой строения механизма и читается так: к механизму 1-го класса, образованному звеньями (0, 1), присоединена группа II класса 2-го порядка 2-го вида, образованная звеньями (2, 3); к группе (2, 3) присоединена группа II класса 2-го порядка 1-го вида, образованная из звеньев (4, 5); к группе (4, 5) присоединена группа II класса 2-го порядка 2-го вида. Здесь цифрой «0» обозначена стойка механизма.

Механизму в целом приписывается класс той его группы, которая имеет наиболее высокий класс, т. е. данный механизм является механизмом II класса. Принцип образования механизмов путём присоединения структурных групп, рассмотренный применительно к плоским механизмам с низшими парами, распространяется как на плоские механизмы с высшими парами, так и на пространственные, составленные из одних твёрдых тел.

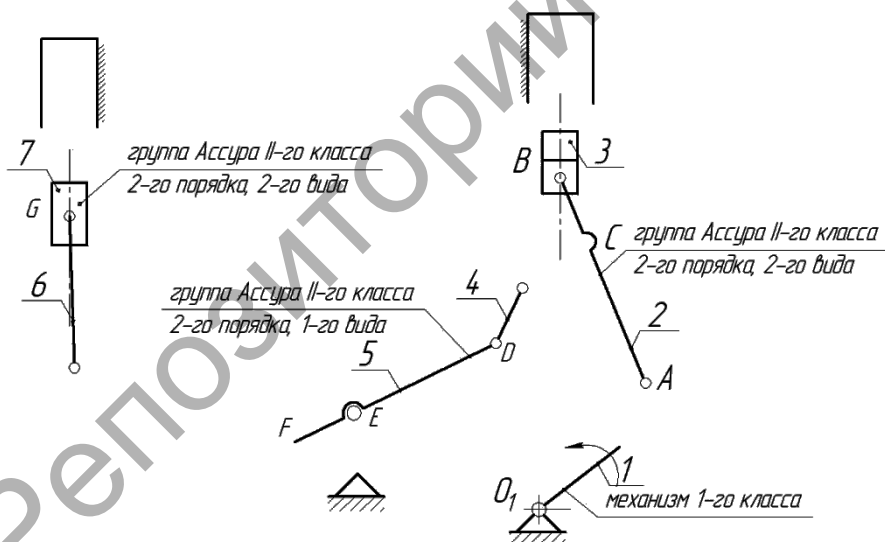


Рисунок 2.11 — Разбиение механизма на группы

Порядок выполнения работы

1. Ознакомиться с механизмом, установить его назначение (по преобразованию движений), выбрать положение механизма, при котором хорошо видно относительное расположение звеньев.

2. Вычертить структурную схему механизма, пользуясь условными обозначениями звеньев и пар по ГОСТ 2.770-68 (приложение Г). Пронумеровать все звенья и обозначить кинематические пары заглавными буквами латинского алфавита.

3. Выявить сложные и разнесённые кинематические пары.

4. Классифицировать кинематические пары механизма и заполнить таблицу (см. табл. 2.1, с. 25).

5. Классифицировать звенья механизма и заполнить таблицу (см. табл. 2.2, с. 26).

6. Подсчитать число подвижных звеньев и кинематических пар. Определить степень подвижности механизма по формуле Чебышева.

7. Выделить ведущее звено.

8. Разложить механизм на структурные группы Ассура.

9. Классифицировать структурные группы и заполнить таблицу (см. табл. 2.3, с. 27).

10. Определить класс механизма и написать формулу его строения.

11. Прodelать аналогичную работу для реального механизма, заданного схемой.

Оформление и защита отчёта

Оформление. Отчёт оформляется на листах формата А4.

Листы отчёта и титульный лист должны соответствовать форме (рис. А.1—А.4).

Лабораторная работа считается зачтённой при условии правильных ответов на **контрольные вопросы**:

1. Дайте определение механизма и машины.

2. Как классифицируют машины по назначению и характеру выполняемой работы?

3. Какие механизмы называют рычажными и как они классифицируются?

4. Объясните принцип работы наиболее распространённых рычажных механизмов.

5. Назовите особенности кулачковых механизмов.

6. Что такое фрикционный механизм и как он работает?

7. Какие механизмы имеют гибкие связи?

8. Перечислите конструктивные признаки зубчатых механизмов.

9. Дайте определение звену и кинематической паре.

10. По каким признакам классифицируются кинематические пары?

11. Приведите примеры кинематических пар различных классов.

12. Какие условные обозначения применяют для звеньев и кинематических пар?

13. Что называют кинематической цепью и по каким признакам классифицируют кинематические цепи?

14. Что называют числом степеней свободы разомкнутой кинематической цепи?

15. Как определяется число степеней свободы пространственного и плоского механизмов?

16. В чём заключается принцип структурной классификации механизмов по Ассуру?

17. Что такое начальный механизм и какие признаки он имеет?

18. Дайте определение структурной группы Ассура.

19. Как определяют класс и порядок структурной группы Ассура?

20. Чем определяется класс механизма?

21. Дайте характеристику пяти видов структурных групп II класса.

22. Как записывается формула строения механизма?

23. Изложите порядок проведения структурного анализа механизма на примере его кинематической схемы.

24. В чём заключается принцип структурного синтеза механизмов?

25. Дайте определение структурной и кинематической схемам механизма.

Лабораторная работа 2¹

СТРУКТУРНЫЕ СХЕМЫ И ПОДВИЖНОСТЬ МЕХАНИЗМОВ. КИНЕМАТИЧЕСКИЕ ПАРЫ

Цель работы — овладеть практическими навыками в составлении структурных схем механизмов, в определении их степени подвижности; изучение видов кинематических пар.

Оборудование: модель рычажного механизма, чертёжные инструменты, схема реального механизма по специальности.

Ход работы

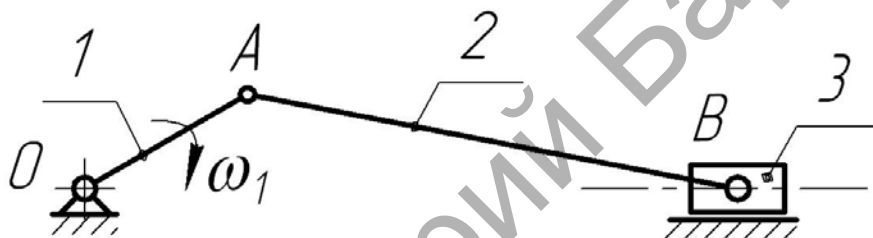


Рисунок 2.1 — Схема механизма

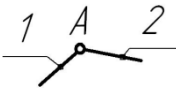
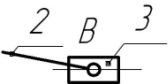
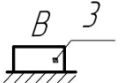
1. По рисунку 2.1 составляем таблицу 2.1.

Т а б л и ц а 2.1 — Классификация кинематических пар

Номер звеньев, образующих пару	Условное изображение	Название	Подвижность H	Число связей S	Высшая/низшая	Обозначение
0-1		1В	1	5	Н	P5

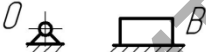
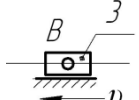
¹ Лабораторная работа представлена в таком виде, в котором она должна быть представлена в отчёте.

Окончание табл.

Номер звеньев, образующих пару	Условное изображение	Название	Подвижность H	Число связей S	Высшая/низшая	Обозначение
1-2		1В	1	5	Н	P5
2-3		1В	1	5	Н	P5
3-0		1П	1	5	Н	P5

2. По рисунку 2.1 составляем таблицу 2.2.

Т а б л и ц а 2.2 — Классификация звеньев

Номер звена	Условное графическое обозначение	Название	Движение	Примечание
0		Стойка	Отсутствует	
1		Кривошип	Вращательное	Полный оборот
2		Шатун	Плоскопараллельное	Не связан со стойкой
3		Ползун	Поступательное	

3. Определяем число подвижных звеньев ($n = 3$).

Число кинематических пар:

высших (4-го класса) — $p_4 = 0$;

низших (5-го класса) — $p_5 = 4$.

Подставляя эти данные в формулу Чебышева, находим степень подвижности W для плоского механизма: $W = 3n - 2p_5 - p_4 = 3 \cdot 3 - 2 \cdot 4 = 1$.

4. Определяем ведущее звено механизма.

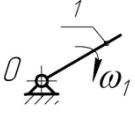
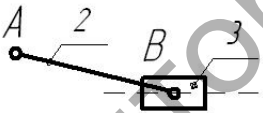
Ведущее звено — кривошип 1.

5. По рисунку 2.1 определяем структурные группы Ассура.

Группа Ассура 2-3: $n = 2, p_5 = 3 \Rightarrow W = 3 \cdot 2 - 2 \cdot 3 = 0$.

6. Представим классификацию структурных групп в таблице 2.3.

Т а б л и ц а 2.3 — Классификация структурных групп Ассура

Номер звеньев	Структурная схема	Кинематические пары	Класс, порядок, вид
0-1		O 1В	Механизм I класса
2-3		A 1В B 1В B 1П	II класс 2-й порядок 2-й вид

7. Определяем класс механизма, путём составления формулы строения: $I(0, 1) \rightarrow II(2, 3)$.

Таким образом, механизм относится ко II классу.

Лабораторная работа 3

ИССЛЕДОВАНИЕ КИНЕМАТИКИ МЕХАНИЗМОВ МЕТОДОМ ДИАГРАММ

Цель работы — овладеть методом диаграмм при решении задач кинематики механизмов (дифференцирование, интегрирование, определение масштабов).

Лабораторное оборудование: рычажный механизм.

Перед выполнением практической части лабораторной работы необходимо изучить краткие **теоретические сведения**, представленные ниже.

Построение кинематических схем механизмов. Для определения кинематических параметров механизмов графическими или графоаналитическими методами необходимо выполнить построение кинематических схем механизмов.

Исходными данными служат истинные размеры звеньев механизма.

Кинематической называется схема механизма, построенная в выбранном масштабе (масштабном коэффициенте).

Изображение кинематической схемы механизма в выбранном масштабе, соответствующее определённому положению входного звена, называется **планом механизма**. Масштаб плана механизма определяет размеры отрезков, изображающих длину звеньев и координаты точек звеньев.

Масштаб плана механизма обозначают через μ_l с размерностью м / мм. Под масштабом длин понимают отношение натуральной длины звена в единицах СИ, т.е. в метрах, к длине отрезка, изображающего это звено на чертеже (в мм).

Масштаб кинематической схемы механизма определяется следующим образом: истинную длину кривошипа, рассчитанную ранее (l_{O_1A}), разделим на длину отрезка, изображающего кривошип на чертеже (рис. 3.1). Предварительно длину отрезка принимаем в пределах 30...60 мм. Таким образом,

$$\mu_l = \frac{l_{O_1A}}{[O_1A]},$$

где l_{O_1A} — истинная длина звена, м;

$[O_1A]$ — длина отрезка, изображающего звено на чертеже, мм.

По принятому масштабу определяем длину отрезков, изображающих звенья механизма на чертеже, следующим образом: $[O_1A] = \frac{l_{O_1A}}{\mu_l}$;

$[AB] = \frac{l_{AB}}{\mu_l}$; $[BC] = \frac{l_{BC}}{\mu_l}$, и т. д.

Построение планов положений механизма начинаем с определения координат неподвижных точек и направляющих (см. рис. 3.1).

Затем из центра вращения кривошипа радиусом O_1A описываем окружность и делим её на 12 равных частей. В качестве нулевого принимаем положение, в котором точка B находится в верхней или нижней мёртвых точках. Из отмеченных на окружности точек (A_0, A_1, A_2, A_3 и т. д.) методом засечек строим 12 положений звеньев механизма. Одно из этих положений механизма вычерчиваем жирными линиями, а остальные — тонкими.

Построение кинематических диаграмм. Наиболее наглядно о работе механизма можно судить по кинематическим диаграммам движения исполнительного звена.

Кинематическими диаграммами называются графики пути, скорости и ускорения точки звена в зависимости от времени или угла поворота кривошипного вала:

$$S = f_1(t), \vartheta = f_2(t), a = f_3(t);$$

$$S^* = f_1(\varphi_1), \vartheta^* = f_2(\varphi_1), a^* = f_3(\varphi_1).$$

Если исполнительное звено совершает вращательное движение, то строят графики:

$$\varphi = f_1(t), \omega = f_2(t), \varepsilon = f_3(t);$$

$$\varphi^* = f_1(\varphi_1), \omega^* = f_2(\varphi_1), \varepsilon^* = f_3(\varphi_1).$$

Зависимости ϑ^*, a^* и ω^*, ε^* называются аналогами скорости, ускорения, угловой скорости и углового ускорения соответственно.

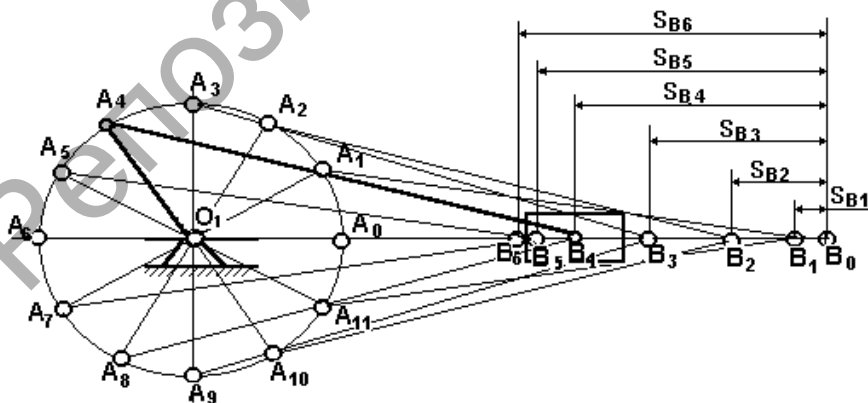


Рисунок 3.1 — Кинематическая схема механизма

Построение диаграмм перемещений. Построение диаграмм перемещений начинаем с изображения осей координат. По оси абсцисс t откладываем отрезок (100...200 мм) и делим его на 12 равных частей, соответствующих 12 положениям кривошипа (см. рис. 3.1).

Ось абсцисс будет осью времени движения t . Масштабный коэффициент времени μ_t определяется формулой

$$\mu_t = \frac{T}{l} = \frac{60}{n_1 \cdot l},$$

где T — период полного перемещения поршня B за один оборот кривошипа OA ;

l — длина отрезка на оси абсцисс (120 мм);

n_1 — частота вращения кривошипа.

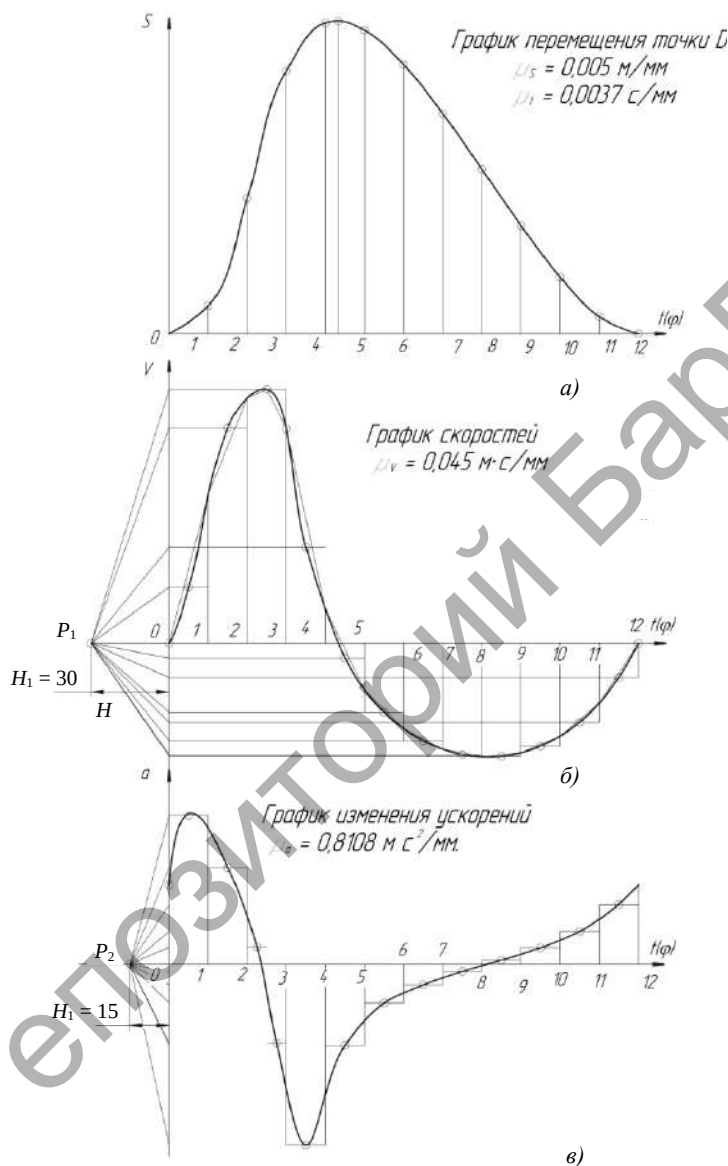
По оси ординат S от начала отсчёта (точки O) из плана положений механизма в соответствии с масштабным коэффициентом перемещений откладываем перемещения точки B исполнительного звена в одноимённых точках S_{B1} , S_{B2} , S_{B3} и т. д., пройденные точкой B от её крайнего положения B_0 . До положения B_6 расстояния возрастают, а начиная с B_7 — будут уменьшаться.

Соединяем последовательно плавной кривой полученные точки. Полученная кривая и будет диаграммой перемещения точки B исполнительного звена (рис. 3.2, а).

Если величины расстояний S_{B1} , S_{B2} , S_{B3} и т. д. откладывать прямо со схемы (см. рис. 3.1), то масштаб диаграммы μ_s будет равен масштабу кинематической схемы μ_l ($\mu_s = \mu_l$).

Если же эти расстояния уменьшать или увеличивать в m раз, то μ_s соответственно увеличивается или уменьшается в m раз.

Построение диаграмм аналогов скоростей и ускорений. Диаграмма аналогов скоростей строится методом графического дифференцирования диаграммы перемещений, а диаграмма аналогов ускорений — графическим дифференцированием диаграммы аналогов скоростей. Графическое дифференцирование может осуществляться методом касательных и методом хорд.



а — диаграмма перемещений; б — диаграмма аналога скорости;
 в — диаграмма аналога ускорений

Рисунок 3.2 — Кинематические диаграммы

Построение диаграмм аналогов скоростей точки B выполним графическим дифференцированием диаграммы перемещений (см. рис. 3.2, a) по методу касательных в следующей последовательности:

а) выбираем полюс (точка P_1) на расстоянии H_1 в пределах 15...30 мм и откладываем в отрицательном направлении оси абсцисс;

б) выбираем систему координат для построения диаграммы аналога скорости точки B ; ось абсцисс делим на 12 частей в масштабе μ_t , ось ординат будет соответствовать аналогу скорости;

в) проводим на диаграмме перемещений касательные к кривой в каждой точке соответствующей одному из положений;

г) из точки P_1 проводим лучи, параллельные соответствующим касательным, до пересечения с осью ординат и получаем точки $1', 2', 3' \dots 11'$;

д) отрезки, отсекаемые этими лучами на оси ординат: $0-1'$; $0-2'$; $0-3'$; ... $0-11'$, — отложим на диаграмме аналогов скоростей по оси ординат в одноимённых точках: $0-1'$ — в точке 1; $0-2'$ — в точке 2 и т. д.;

е) соединим плавной кривой полученные точки и получим диаграмму аналогов скоростей точки B (рис. 3.2, b).

Масштаб диаграммы аналогов скоростей точки B μ_v^* определяем по зависимости

$$\mu_v^* = \frac{\mu_s}{H_1 \cdot \mu_\phi}.$$

Построение диаграммы аналогов ускорений точки B выполним графическим дифференцированием диаграммы аналогов скоростей (см. рис. 3.2, b) по методу хорд в такой последовательности:

а) выбирается полюс (точка P_2) на расстоянии H_2 в пределах 15...30 мм и откладывается в отрицательном направлении оси абсцисс диаграммы аналогов скоростей;

б) выбираем систему координат для построения диаграммы аналога ускорений точки B . По оси абсцисс откладываются отрезки, соответствующие 12 положениям кривошипа в масштабе μ_ϕ , ось ординат будет соответствовать аналогу ускорения точки B ;

в) из точки P_2 проводим лучи P_2-1'' , P_2-2'' , P_2-3'' ... P_2-12'' до пересечения с осью ординат, параллельно хордам кривой на соответствующих участках: $0-1$; $1-2$; $2-3$; ... $11-12$;

г) отрезки, отсекаемые этими лучами на оси ординат: $0-1''$; $0-2''$; $0-3''$; ... $0-11''$, — отложим на диаграмме аналогов ускорений по оси ординат в одноимённых точках: $0-1''$ — в точке 1; $0-2''$ — в точке 2 и т. д.;

д) через точки $1', 2', 3', \dots 12'$ необходимо провести ступенчатую линию;

е) проводим плавную кривую, проходящую приблизительно через середину ступенек, таким образом, чтобы выполнялось условие совпадения экстремальных точек на всех графиках. Полученная кривая соответствует диаграмме аналога ускорений точки B (рис. 3.2, в).

Масштаб диаграммы аналога ускорений точки B μ_a^* определяется по зависимости

$$\mu_a^* = \frac{\mu_\phi^*}{H_2 \cdot \mu_\phi}.$$

Порядок выполнения работы

1. Внимательно изучить принцип работы механизма, назначить входное и выходное звенья. За входное рекомендуется принять кривошипный вал, положение которого однозначно определяется углом поворота $\varphi_1 = (0 — 360)$.

2. Определить крайние положения выходного (исполнительного) звена (звеньев).

3. Определить базовые (не изменяющиеся) размеры стойки и линейные размеры подвижных звеньев механизма.

4. Выбрать масштаб кинематической схемы и построить планы механизма, соответствующие 12 положениям входного звена (если за входное звено принять кривошипный вал, то для построения плана механизма угол поворота φ_1 разделить на 12 последовательных угловых шагов, каждый из которых равен 30°). Одно из положений выделить жирными линиями. Пронумеровать звенья (кривошипу присвоить 1, стойке — 0) и кинематические пары обозначить заглавными буквами латинского алфавита. Пронумеровать рисунок и сделать соответствующую подрисуночную подпись.

5. Принять точку B_0 за начало отсчёта и определить координаты точки B исполнительного звена, в зависимости от угла поворота кривошипа, для 12 положений механизма ($x_0 = 0$; $x_1 = B_0B_1$; $x_2 = B_0B_2$ и т. д.). Результаты свести в таблицу 3.1.

6. Определить перемещение точки B исполнительного звена в зависимости от угла поворота кривошипного вала S_{Bi} , м, по формуле

$$S_{Bi} = x_i \mu_l,$$

где i — положение механизма;

μ_l — масштаб построения кинематической схемы механизма.

7. Выбрать масштаб построения диаграммы перемещений исполнительного звена μ_s :

$$\mu_s = \frac{S_{B\max}}{Y_{\max}},$$

где $S_{B\max}$ — величина максимального перемещения исполнительного звена;

$Y_{\max}$ — ордината, изображающая максимальное перемещение точки B , равная 60...100 мм.

8. По выбранному масштабу определить ординаты точки B в каждом из 12 положений механизма Y_{Bi} по формуле

$$Y_{Bi} = \frac{S_{Bi}}{\mu_s}.$$

Результаты расчётов свести в таблицу 3.1.

Т а б л и ц а 3.1 — Результаты расчётов аналогов скоростей и ускорений исполнительного звена

Номер положения	Перемещение исполнительного звена			Значения аналогов скоростей		Значения аналогов ускорений	
	X_B , мм	S_B , м	Y_B , мм	V_v , мм	V_B , м	Y_a , мм	a , м
0	0	0	0				
1							
2							
...	...	...	...	...	...	...	...
12							

9. Построить диаграмму аналога скорости исполнительного звена, используя метод касательных при графическом дифференцировании. Рассчитать масштаб диаграммы аналога скорости.

10. Построить диаграмму аналога ускорения исполнительного звена, используя метод хорд при графическом дифференцировании. Рассчитать масштаб диаграммы аналога ускорения.

11. Определить численные значения перемещений, аналогов скоростей и ускорений. Результаты расчётов свести в таблицу 3.1.

12. Сделать выводы по результатам расчётов.

Графическая часть выполняется карандашом с использованием чертёжных инструментов и с учётом ЕСКД.

Оформление и защита отчёта

Оформление. Отчёт оформляется на листах формата А4.

Листы отчета и титульный лист должны соответствовать форме (рис. А.1—А.4).

Лабораторная работа считается зачтённой при условии правильных ответов на **контрольные вопросы**:

1. Когда целесообразно воспользоваться методом графиков? Каковы преимущества метода?

2. Каков геометрический смысл производной?

3. Каков порядок графического дифференцирования?

4. Что такое масштаб? Какова его размерность?

5. Как вычисляют масштаб при графическом дифференцировании и интегрировании?

Лабораторная работа 4

ИССЛЕДОВАНИЕ КИНЕМАТИКИ ЗУБЧАТЫХ МЕХАНИЗМОВ

Цель работы — ознакомиться с различными видами зубчатых механизмов, изучить их кинематику, овладеть практическими навыками составления кинематических схем, определения передаточного отношения.

Лабораторное оборудование: зубчатые механизмы.

Перед выполнением практической части лабораторной работы необходимо изучить краткие **теоретические сведения**, представленные ниже.

Основное назначение зубчатых механизмов — передача и преобразование вращательного движения в соответствии с требуемой величиной передаточного отношения.

Передаточным отношением называется отношение угловых скоростей входного (1) и выходного (k) звеньев зубчатых механизмов:

$$u_{1-k} = \frac{\omega_1}{\omega_k}.$$

Передаточное отношение показывает, во сколько раз передача понижает обороты:

$$n_k = \frac{n_1}{u_{1-k}}.$$

Передачи с неподвижными осями. По взаимному расположению осей вращения колёс зубчатые передачи различают:

- 1) с параллельными осями;
- 2) с пересекающимися осями;
- 3) со скрещивающимися осями.

Передача вращения между валами с параллельными осями осуществляется цилиндрическими колёсами с внешним (рис. 4.1) и внутренним зацеплением (рис. 4.2).

Для передачи с внешним зацеплением передаточное отношение определяется формулой

$$u_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = -\frac{z_2}{z_1}.$$

Знак «минус», поскольку колёса вращаются в противоположных направлениях.

Для передачи с внутренним зацеплением, передаточное отношение определяется формулой

$$u_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = +\frac{z_2}{z_1}.$$

Знак «плюс», поскольку колёса вращаются в одном направлении.

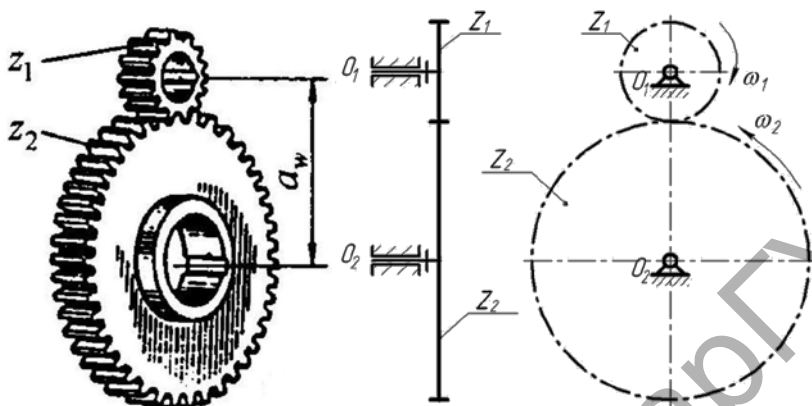


Рисунок 4.1 — Передача цилиндрическая с внешним зацеплением [5, с. 135]

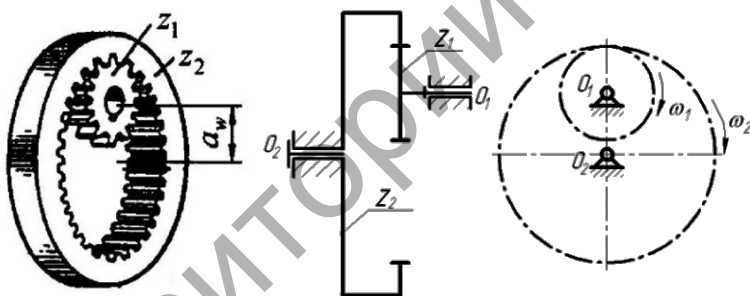


Рисунок 4.2 — Передача цилиндрическая с внутренним зацеплением [5, с. 135]

Частным случаем цилиндрической является реечная передача (рис. 4.3), предназначенная для преобразования вращательного движения в поступательное и наоборот.

Передача вращения между валами с пересекающимися осями осуществляется при помощи конических колёс (рис. 4.4).

Передаточное отношение этих механизмов определяется следующим образом:

$$u_{12} = \frac{w_1}{w_2} = \frac{\sin \delta w_1}{\sin \delta w_2} = \frac{z_1}{z_2}$$

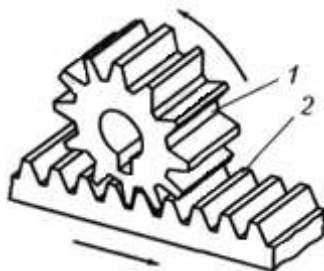


Рисунок 4.3 — Передача реечная [5, с. 171]

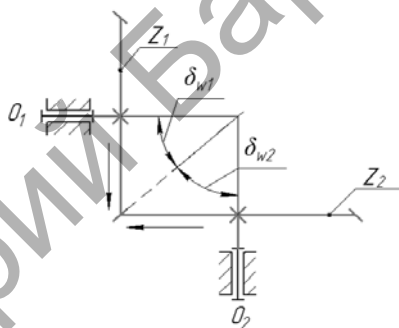
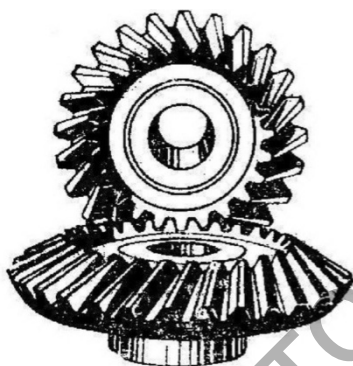
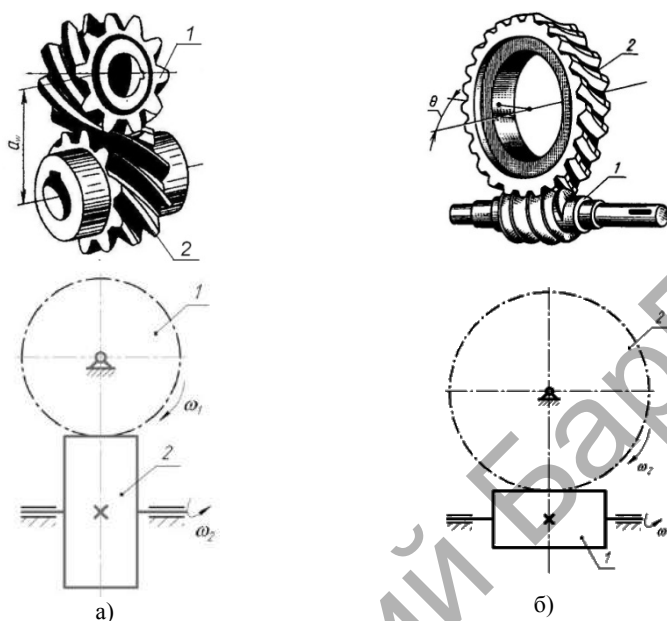


Рисунок 4.4 — Передача коническая [5, с. 172]

На кинематической схеме направления вращения конических колёс можно показывать стрелками.

Передача вращения между валами со скрещивающимися осями осуществляется при помощи гиперболоидной зубчатой передачи, которая в частных случаях бывает винтовой (рис. 4.5, а) и червячной (рис. 4.5, б). Впрочем, последнюю можно рассматривать как разновидность передач «винт-гайка» (червяк — одно- ($z_{\text{ч}}$ равен 1) либо многозаходный ($z_{\text{ч}} > 1$) винт, а червячное колесо — разрезанная по образующей и развернутая на цилиндр гайка с длиной, равной длине окружности основания цилиндра, и с числом шагов резьбы $z_{\text{к}}$).



a — винтовая; *б* — червячная

Рисунок 4.5 — Передачи гиперболоидные [5, с. 172]

Передаточное отношение гиперболоидных передач определяется формулой

$$u_{12} = \frac{w_1}{w_2} = \frac{z_1}{z_2}.$$

Для червячной передачи $z_1 = z_4$ — число заходов нарезки червяка (число её выходов на его торец).

При последовательном соединении нескольких ступеней, образующих сложный механизм, общее передаточное отношение равно произведению частных передаточных отношений отдельных ступеней, входящих в состав механизма, т. е.

$$u_{1n} = u_{12} \cdot u_{23} \cdot u_{34} \cdot \dots \cdot u_{(n-1)n}.$$

С неподвижными осями вращения валов колёс сложные (ступен-

чатые) зубчатые механизмы подразделяют на два вида:

1) преобразующие вращательное движение в ступенях, разделённых участками валов (рис. 4.6);

2) преобразующие вращательное движение промежуточными (паразитными) колёсами (рис. 4.7), центрируемыми незагруженными валами — осями.

Те и другие механизмы объединяет то, что вращательное движение ω_1 в них преобразуют последовательно расположенные ступени Z_1Z_2, Z_2Z_3, Z_3Z_4 (см. рис. 4.6) и Z_1Z_2, Z_3Z_4, Z_5Z_6 (см. рис. 4.7). Поэтому у таких механизмов угловая скорость на выходе ω_n получается как произведение:

$$\omega_n = \omega_1 \cdot \frac{1}{u_{12}} \cdot \frac{1}{u_{23}} \cdot \frac{1}{u_{34}} \cdot \dots \cdot \frac{1}{u(n-1)n},$$

и их передаточные отношения могут быть вычислены следующим образом:

$$u_{1n} = \frac{\omega_1}{\omega_n} = u_{12} \cdot u_{23} \cdot u_{34} \cdot \dots \cdot u(n-1)n. \quad (4.1)$$

Для механизма (см. рис. 4.6) после подстановок в (4.1) и преобразований получаем:

$$u_{1n} = \frac{z_n}{z_1} (-1)^m,$$

для механизма (см. рис. 4.7):

$$u_{1n} = (-1)^m \frac{z_2 z_4 z_6 \dots z_n}{z_1 z_3 z_5 \dots z_{n-1}},$$

где n — число зубчатых колёс ряда,

m — число внешних зацеплений, изменяющих направление вращения.

Ступенчатые передачи с промежуточными (паразитными) колёсами применяются для изменения направления вращения ведомого вала, а также для передачи вращения между удалёнными валами.

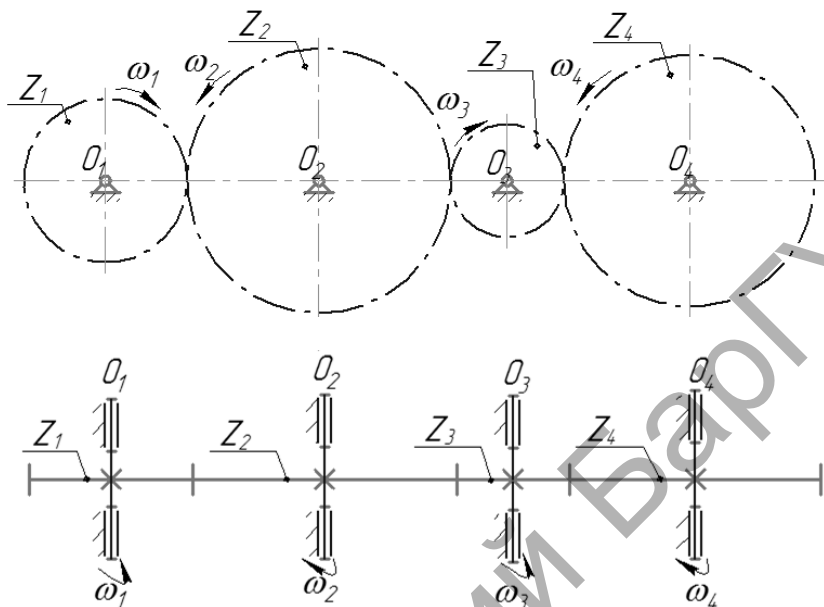


Рисунок 4.6 — Паразитный ряд

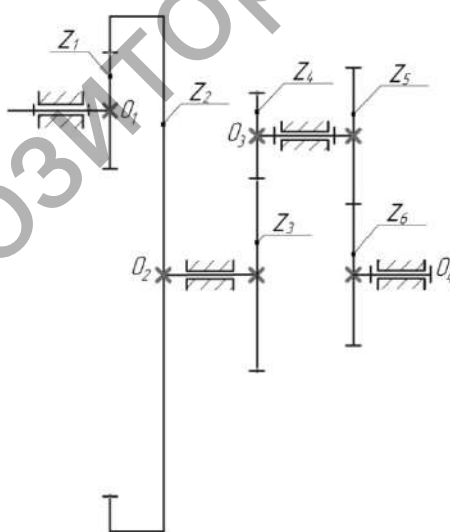


Рисунок 4.7 — Ступенчатый ряд

Передачи с подвижными осями. Зубчатые механизмы, в которых хотя бы одно колесо имеет подвижную ось, называют сателлитными.

К таким механизмам относятся: 1) дифференциальные (рис. 4.8, *а*); 2) планетарные (рис. 4.8, *б*); 3) замкнутые дифференциальные (рис. 4.8, *в*).

В своей основе они все содержат дифференциальный механизм.

Звенья с неподвижными осями вращения называют **центральными** — колёса 1, 3 (см. рис. 4.8).

Звенья с подвижными осями вращения называют **сателлитами** — колесо 2 (см. рис. 4.8).

Сателлиты совершают сложное вращательное движение: вращаются относительно своей оси и вместе с этой осью вращаются относительно оси центральных колёс.

Звено, на котором расположена ось сателлитов, называется **водилом** — звено *H* (см. рис. 4.8).

Планетарные механизмы. Механизм с неподвижным центральным колесом называют **планетарным**. Его число степеней свободы W равно 1, следовательно, механизм будет иметь одно входное звено.

Из схемы (см. рис. 4.8) могут быть получены различные варианты планетарного механизма: при неподвижном колесе 3 входным звеном может быть или колесо 1, или водило *H*; при неподвижном колесе 1 входное звено — колесо 3 или водило *H*.

Рассмотрим работу планетарного механизма (см. рис. 4.8, *б*). При входном колесе 1 вращение передаётся сателлиту 2, а так как верхние зубья сателлита входят в зацепление с неподвижным колесом 3, то сателлит поворачивается как рычаг относительно неподвижной опоры — мгновенного центра вращения. При этом ось сателлита, укрепленная в подшипниках на водиле *H*, перемещается и заставляет вращаться водило.

Движение сателлита в планетарном механизме можно сравнить с движением колеса автомобиля по дороге. Только «дорогой» в этом случае будет колесо 3, по которому и перекатывается без скольжения сателлит.

Для определения передаточного отношения планетарных механизмов применяют метод обращения движения (метод Виллиса), который заключается в том, что весь механизм вращают с угловой скоростью, равной скорости водила, но противоположно направленной [9, с. 328].

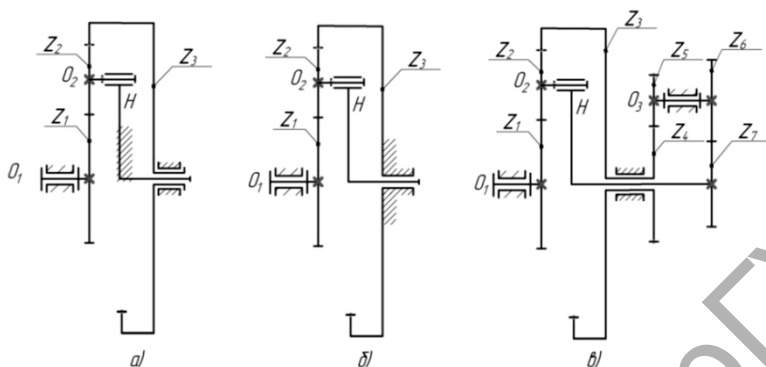


Рисунок 4.8 — Механизмы с подвижными осями колёс

Тогда скорость каждого из звеньев изменится на $(-\omega_H)$, а сателлитный механизм превратится в обращённый зубчатый механизм. Значение величин угловых скоростей звеньев планетарного и обращённого механизмов приведены в таблице 4.1.

Из таблицы видно, что в обращённом зубчатом механизме водило, а следовательно, и ось сателлита неподвижны, т. е. это механизм с неподвижными осями (см. рис. 4.8). Передаточное отношение такого механизма:

$$U_{13}^{(H)} = \frac{\omega_1^{(H)}}{\omega_3^{(H)}} = \frac{\omega_1 - \omega_H}{-\omega_H} = 1 - \frac{\omega_1}{\omega_H} = 1 - U_{1H}^{(3)}; \quad (4.2)$$

из формулы (4.2) вытекает:

$$U_{1H}^{(3)} = 1 - U_{13}^{(H)}. \quad (4.3)$$

Т а б л и ц а 4.1 — Угловые скорости планетарного и обращённого механизма

Звено механизма	Угловая скорость	
	планетарный механизм	обращённый механизм
1	ω_1	$\omega_1^{(H)} = \omega_1 - \omega_H$
2	ω_2	$\omega_2^{(H)} = \omega_2 - \omega_H$
3	$\omega_3 = 0$	$\omega_3^{(H)} = -\omega_H$
H	ω_H	$\omega_H^{(H)} = \omega_H - \omega_H = 0$

Так как обращённый (рис. 4.9) является многоступенчатым зубчатым механизмом с неподвижными осями, то через числа зубьев его передаточное отношение определяют по формуле

$$U_{1H}^{(3)} = U_{12}^{(H)} \cdot U_{23}^{(H)} = \left(-\frac{z_2}{z_1}\right) \cdot \frac{z_3}{z_2} = -\frac{z_3}{z_1}. \quad (4.4)$$

Чтобы не путать скорости и передаточные отношения в планетарном и обращённом механизмах, в круглых скобках указывается индекс того звена, которое в этом механизме неподвижно.

Если в планетарном механизме входным звеном будет водило, то по определению передаточного отношения получаем:

$$U_{H1}^{(3)} = \frac{1}{1 - U_{13}^{(H)}} = \frac{1}{1 - \frac{z_2 z_3}{z_1 z_2}}.$$

Дифференциальные механизмы. Сателлитный механизм с подвижными центральными колёсами называют дифференциальным. Очевидно, что планетарный механизм можно рассматривать как частный случай дифференциального (см. рис. 4.8, а), поэтому принципы их работы одинаковы. Число степеней свободы дифференциального механизма W равно 2, и для полной определённости движения всех звеньев в нём должно быть два входных звена. Входными звеньями могут быть: а) колесо 1 и 3; б) колесо 1 и водило H ; в) колесо 3 и водило H .

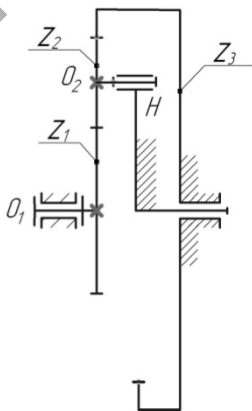


Рисунок 4.9 — Обращённый зубчатый механизм

Дифференциальные механизмы применяются в машинах для сложения двух вращений:

$$\omega_H = k_1 \omega_1 + k_2 \omega_2, \quad (4.5)$$

где k_1 и k_2 — передаточные коэффициенты, зависящие от чисел зубьев колёс.

Формула (4.5) может быть раскрыта на основе принципа независимости передачи водилу H вращений от центральных колёс z_1 и z_2 либо на основании формулы Виллиса, получаемой для дифференциального механизма с помощью метода обращения движения:

$$u_{12}^{(H)} = \frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_2 - \omega_H},$$

где $u_{12}^{(H)}$ — передаточное отношение «обращённого» ступенчатого механизма, полученного в предположении, что водило H является неподвижным.

Для схемы плоского дифференциального механизма с внешним зацеплением сателлитного блока с центральными зубчатыми колёсами (рис. 4.10) имеем:

$$u_{14}^{(H)} = \left(-\frac{z_2}{z_1}\right) \left(-\frac{z_4}{z_3}\right).$$

Прочие виды плоских дифференциальных механизмов от рассмотренного отличаются типом зацепления центральных колёс с сателлитными блоками.

Замкнутые дифференциальные механизмы. Дифференциальный механизм, у которого движения двух центральных звеньев взаимозависимы, называют замкнутым дифференциальным [12, с. 176]. Если, например, функционально связать движения звеньев 3 и H дифференциального механизма $[\omega_n = f(\omega_3)]$ при помощи дополнительного механизма, например зубчатого, то при одном входном звене (см. рис. 4.8, в) получают замкнутый дифференциальный механизм с вполне определённым движением выходного звена (число степеней свободы такого механизма W равно 1. Этот механизм состоит из дифференциального (зубчатые колеса 1, 2, 3, водило H) и замыкающего (зубчатые колёса 4, 5, 6, 7).

Замыкающий механизм служит для создания взаимозависимости движений звеньев дифференциального механизма.

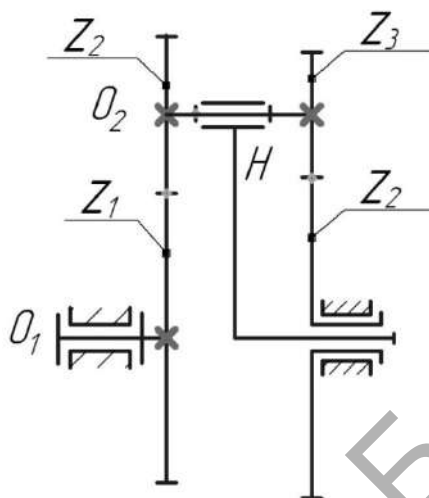


Рисунок 4.10 — Дифференциальный механизм

Комбинированные механизмы. На рисунке 4.11 представлена схема многоступенчатого комбинированного зубчатого механизма, который состоит из трёх механизмов, соединённых последовательно:

1) одноступенчатого зубчатого механизма с неподвижными осями (колёса 1, 2);

2) планетарного механизма (колёса 3, 4, 5, 6 и водило H , причём колесо 6 — неподвижно).

Передаточное отношение многоступенчатого зубчатого механизма равно произведению передаточных отношений его ступеней, в рассматриваемом случае — произведению передаточных отношений зубчатых механизмов, образующих кинематическую цепь:

$$u_{18} = u_{12} \cdot u_{3H}^{(6)} \cdot u_{78}.$$

Для планетарного механизма по формуле (4.3) получаем:

$$U_{3H}^{(6)} = 1 - U_{36}^{(H)} = 1 - U_{34}^{(H)} \cdot U_{56}^{(H)}.$$

$$\text{Тогда } u_{18} = u_{12} \cdot \left(1 - u_{36}^{(H)}\right) \cdot u_{78} = \left(-\frac{z_2}{z_1}\right) \cdot \left(1 + \frac{z_4}{z_3} \cdot \frac{z_6}{z_5}\right) \cdot \left(-\frac{z_8}{z_7}\right).$$

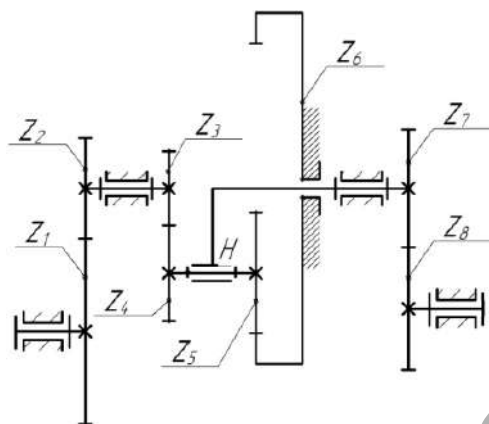


Рисунок 4.11 — Многоступенчатый зубчатый механизм

Порядок выполнения работы

1. Составить кинематические схемы реальных моделей механизмов с неподвижными осями валов, при этом необходимо использовать условные обозначения по ГОСТ 2.770–68 [8] и данные рисунка 4.12. Пронумеровать зубчатые колёса.
2. Записать выражение для определения передаточного отношения механизма от ведущего вала к ведомому.
3. Подсчитать числа зубьев колёс, необходимые для определения передаточных отношений. Вычислить эти передаточные отношения.

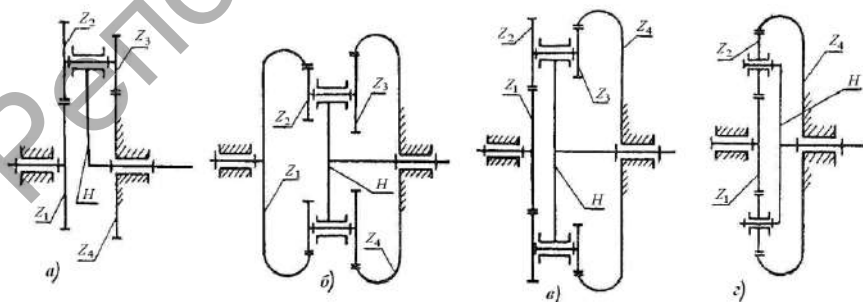


Рисунок 4.12 — Базовые схемы планетарных механизмов

4. Проверить на моделях полученные значения передаточных отношений.

5. Сделать кинематический анализ механизмов с подвижными осями, ориентируясь на пункты 1—4 и пользуясь формулой Виллиса.

Оформление и защита отчёта

Оформление. Отчёт оформляется на листах формата А4.

Листы отчёта и титульный лист должны соответствовать форме (рис. А.1—А.4).

Лабораторная работа считается зачтённой при условии правильных ответов на **контрольные вопросы**:

1. Укажите типы плоских и пространственных зубчатых передач в зависимости от расположения осей вращения колёс.

2. Что такое передаточное отношение, как оно определяется для одноступенчатых передач по величине и знаку?

3. Что представляет собой червячная передача? Как определяется число заходов червяка?

4. Как определяется передаточное отношение ступенчатой зубчатой передачи?

5. В чём состоит особенность ступенчатых передач с промежуточными (паразитными) колёсами?

ПРИЛОЖЕНИЯ

Репозиторий Баргу

Репозиторий БарГУ

Образцы оформления титульного и первого листа отчёта

*Министерство образования Республики Беларусь
Учреждение образования
"Барановичский государственный университет"
Кафедра общенаучных дисциплин*

ОТЧЁТ
*по лабораторной работе —
"Название работы"
по дисциплине "Теория механизмов, машин
и манипуляторов"*

Выполнил _____ *студент группы* _____

(фамилия, инициалы)

Проверил _____

(фамилия, инициалы)

Барановичи 2014

Рисунок А.1 — Образец оформления титульного листа отчёта

*Министерство образования Республики Беларусь
Учреждение образования
"Барановичский государственный университет"*

Кафедра общенаучных дисциплин

ОТЧЁТ

по лабораторной работе 1

"Основные виды механизмов"

*по дисциплине "Теория механизмов, машин
и манипуляторов"*

Выполнил

студент группы Т0-21

Иванов И. И.

(фамилия, инициалы)

Проверил

Петров П. П.

(фамилия, инициалы)

Барановичи 2014

Рисунок А.2 — Образец заполнения титульного листа отчёта

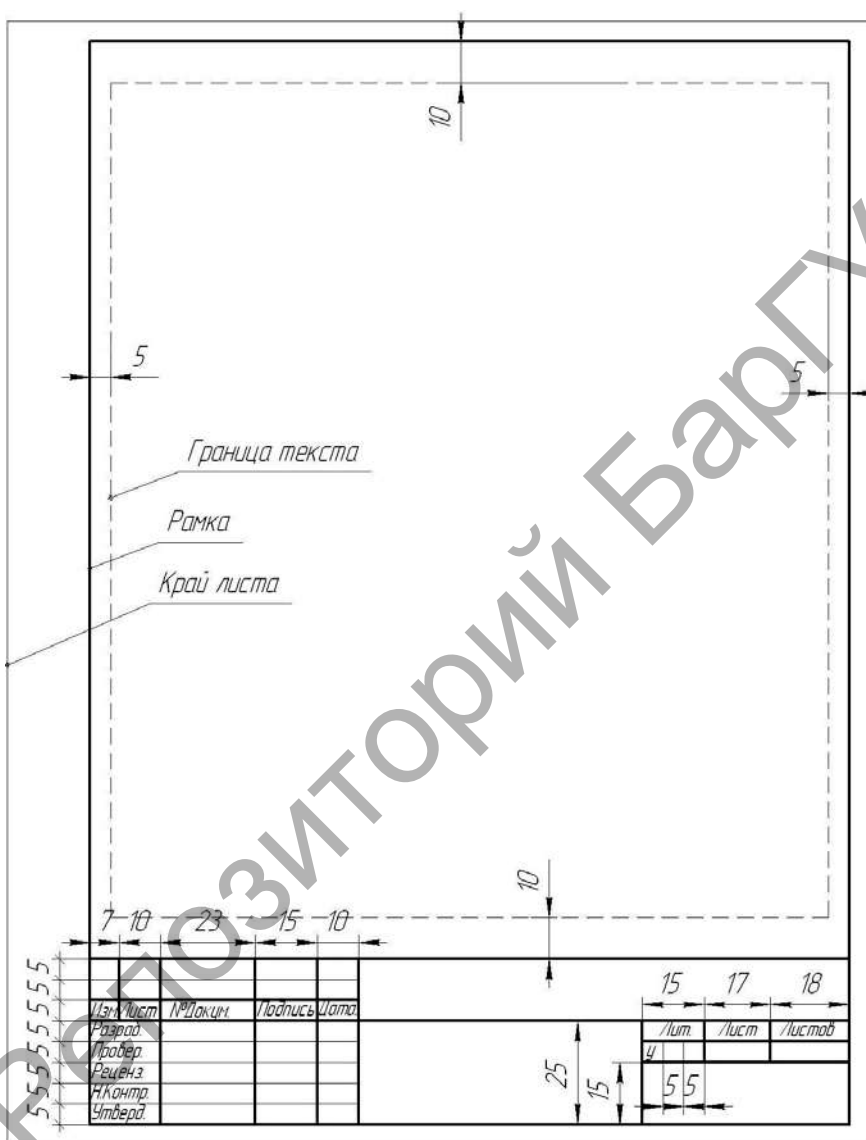
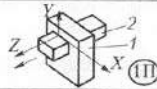
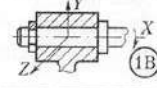
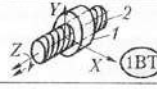
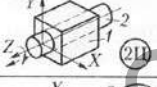
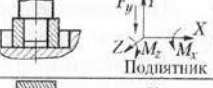
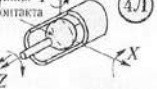


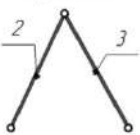
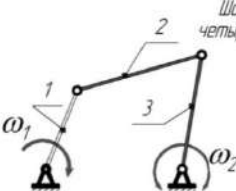
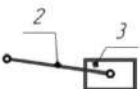
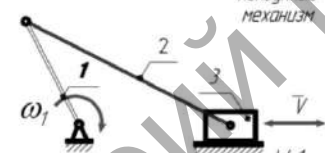
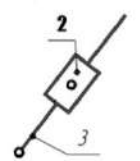
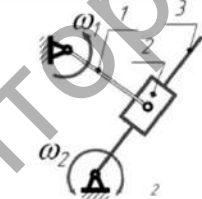
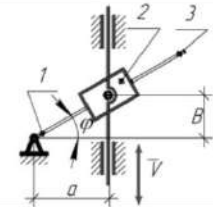
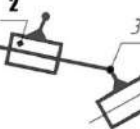
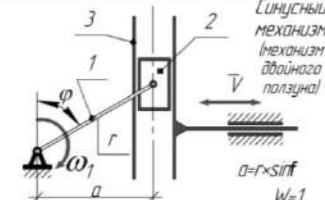
Рисунок А.3 — Пример первого листа отчёта

**Классификация кинематических пар
по числу связей и по подвижности [11 с. 24]**

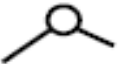
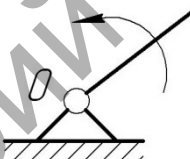
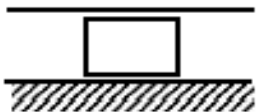
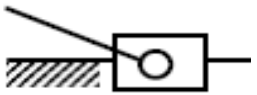
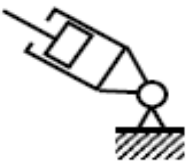
Контакт внешних	Вид пары	Подвижность пары	Виды кинематических пар	Число связей	Изображение пары	Эквивалентные, кинематические соединения и передаваемые нагрузки
По поверхности	Низшая кинематическая пара	Одноподвижные $\Pi = 1$		$S = 5$		 Шариковые направляющие
						 Однорядный радиальный подшипник
						 Шариковый винт
		Двухподвижные $\Pi = 2$		$S = 4$		 Радиальный подшипник, свободный по оси X
						 Сферический подшипник, закреплённый по оси X
						 Подпятник
В точке	Высшая кинематическая пара	Четырёхподвижные $\Pi = 4$		$S = 2$		 Сферический подшипник, свободный по оси X
						

Примечания. Виды кинематических пар: 1П — поступательная; 1В — вращательная; 1ВТ — вращательная точечная; 2Ц — цилиндрическая; 3СФ — сферическая; 3ПЛ — плоскостная; 4П — четырёхподвижная с линейным контактом; 5Т — пятиподвижная с точечным контактом

Группы Ассура второго (II) класса 2-го порядка

Вид группы Ассура второго класса $p=2, p_5=3$	Обозначение	Реализация	Формула строения механизма
Первый вид  $W=0$	$\Pi_1^1(2,3)$	Шарнирный четырехзвенник  $W=1$	$\Pi_1(0,1) \rightarrow \Pi_2^1(2,3)$
Второй вид  $W=0$	$\Pi_2^2(2,3)$	Кривошипно-ползунный механизм  $W=1$	$\Pi_1(0,1) \rightarrow \Pi_2^2(2,3)$
Третий вид  $W=0$	$\Pi_1^1(2,3)$	Кривошипно-кулисный механизм  $W=1$	$\Pi_1(0,1) \rightarrow \Pi_2^1(2,3)$
Четвертый вид  $W=0$	$\Pi_2^1(2,3)$	Тангенсный механизм  $f < 90^\circ$ $B = a \cdot \operatorname{tg} \varphi$ $W=1$	$\Pi_1(0,1) \rightarrow \Pi_2^1(2,3)$
Пятый вид  $W=0$	$\Pi_2^1(2,3)$	Синусный механизм (механизм двойного ползуна)  $a = r \cdot \sin \varphi$ $W=1$	$\Pi_1(0,1) \rightarrow \Pi_2^1(2,3)$

Условное изображение звеньев кинематических пар, установленных ГОСТ 2.770-68 [8]

Наименование	Обозначение
Вал, ось, стержень	
Соединение стержней: а) жесткое; б) шарнирное	а)  б)  
Шарнирное соединение стержня с неподвижной стойкой	
Подшипники скольжения и качения на валу: а) радиальный; б) радиально-упорный	а)  б) 
Ползун	 
Соединение ползуна с шатуном	
Качающийся цилиндр	 

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Артоболевский, И. И. Теория механизмов и машин / И. И. Артоболевский — М. : Наука, 1975. — 640 с.
2. Гузенков, П. Г. Детали машин : учеб. для вузов / П. Г. Гузенков. — 4-е изд., исправл. — М. : Высш. шк., 1986. — 359 с.
3. Единая система конструкторской документации. Обозначения условные графические в схемах. Обозначения общего применения : ГОСТ 2.721-74 — Введ. 01.07.1975 — М. : Стандартиформ, 2000.
4. Единая система конструкторской документации. Правила выполнения кинематических схем : ГОСТ 2.703-68. — Введ. 01.01.1971 — М. : Стандартиформ, 2000.
5. Иванов, М. Н. Детали машин : учеб. для машиностр. спец. вузов / М. Н. Иванов. — 4-е изд., исправл. — М. : Высш. шк., 1984. — 336 с.
6. Левитская, О. Н. Курс теории механизмов и машин / О. Н. Левитская, Н. И. Левитский. — М. : Высш. шк., 1985. — 279 с.
7. Левитский, Н. И. Теория механизмов и машин / Н. И. Левитский. — М. : Наука, 1979. — 575 с.
8. Обозначения условные графические в схемах. Элементы кинематики : ГОСТ 2.770-68 — Взамен ГОСТ 3462-61 ; введ. 01.01.1971. — М. : Стандартиформ, 2000.
9. Озол, О. Г. Теория механизмов и машин / О. Г. Озол. — М. : Наука, 1984. — 432 с.
10. Теория механизмов и машин : учеб. для втузов / под ред. К. В. Фролова [и др.]. — М. : Высш. шк., 1987. — 496 с.
11. Тимофеев, Г. А. Теория механизмов и машин : учеб. пособие / Г. А. Тимофеев. — 2-е изд., перераб. и доп. — М. : Юрайт, 2010. — 351 с.
12. Юденич, В. В. Лабораторные работы по теории механизмов и машин / В. В. Юденич — М. : Высш. шк., 1962. — 288 с.

Производственно-практическое издание

**ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ, МАШИН
И МАНИПУЛЯТОРОВ**

**Практическое руководство
по выполнению лабораторных работ
для студентов инженерных специальностей**

Составители: *В. Г. Заяц, И. М. Толочинец*

Заведующий РИО *Е. Г. Хохол*

Технический редактор *А. Ю. Сидоренко*

Корректор *Г. А. Пискун*

Компьютерная вёрстка *С. М. Глушак*

Подписано в печать 30.12.2014.

Формат 60 × 84 1/16. Бумага офсетная.

Гарнитура Таймс. Отпечатано на ризографе.

Усл. печ. л. 3,45. Уч.-изд. л. 2,30.

Заказ 341. Тираж 99 экз.

Свидетельство о государственной регистрации издателя,
изготовителя, распространителя печатных изданий
от 2 сентября 2014 г. № 1/424.

Издатель и полиграфическое исполнение:
учреждение образования

«Барановичский государственный университет»,
225404, г. Барановичи, ул. Войкова, 21.

Инженерный

факультет

БарГУ

Специальности:

- ❖ Технология машиностроения;
- ❖ Технологическое оборудование машиностроительного производства;
- ❖ Информационные системы и технологии;
- ❖ Автоматизация технологических процессов и производств;
- ❖ Техническое обеспечение процессов сельскохозяйственно-го производства;
- ❖ Экономика и организация производства (машиностроение);
- ❖ Агроинженер;
- ❖ Зооинженер.

Ведущие промышленные предприятия г. Барановичи являются базовыми: станкостроительный завод «Атлант», завод автоматических линий, автоагрегатный завод, завод торгового машиностроения, завод станкопринадлежностей и др. На них студенты проходят производственные и преддипломные практики. Лаборатории, конструкторские бюро и производственные участки предприятий, оснащенные современными техническими средствами, используются для проведения лабораторных работ и научных исследований.

Выпускники распределяются на предприятия республики с учетом уровня теоретической и практической подготовленности.

МЕТОДИЧЕСКИЕ
РЕКОМЕНДАЦИИ

УЧЕБНОЕ ИЗДАНИЕ

И. М. Толочинец
В. Г. Заяц

ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ,
МАШИН
И МАНИПУЛЯТОРОВ

Министерство образования Республики Беларусь

Учреждение образования «Барановичский государственный университет»

И. М. Толочинец, В. Г. Заяц

ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ, МАШИН И МАНИПУЛЯТОРОВ

Методические рекомендации
по выполнению лабораторных работ
для студентов инженерных специальностей

Барановичи
БарГУ
2016

© БарГУ, 2016

УДК 621.01
ББК 34.41я73

Авторы: И. М. Толочинец, В. Г. Заяц

Рецензенты:

кандидат технических наук, доцент кафедры общенаучных дисциплин учреждения образования «Барановичский государственный университет» А. К. Гавриленя,
кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры технологии машиностроения учреждения образования «Барановичский государственный университет» М. В. Нерода

Толочинец, И. М.

Теория механизмов, машин и манипуляторов : метод. рекомендации по выполнению лаб. работ для студентов инженер. специальностей / И. М. Толочинец, В. Г. Заяц ; М-во образования Респ. Беларусь, Барановичский государственный университет. — Барановичи : БарГУ, 2016. — 45 с.

Изложены краткие теоретические сведения по темам «Кинематический и динамический анализ кулачковых механизмов», «Нарезание зубчатых колёс способом огибания», «Обмер зубчатых колёс», «Статическое и динамическое уравнивание вращающихся звеньев механизмов и машин».

Приводится порядок выполнения лабораторных работ, образец отчётов, контрольные вопросы, которые служат одной из форм защиты лабораторных работ.

Адресовано студентам инженерного факультета БарГУ.

**УДК 621.01
ББК 34.41я73**

Текстовое электронное издание

Системные требования:

IBM PC 486 (рекомендовано Pentium и выше); Windows XP и выше или Linux;
Adobe Acrobat Pro DC; ОЗУ 256 Мб; видеокарта и монитор (1024 × 768); мышь.

Регистрационное свидетельство № 2551607417 от 01.04.2016 г.

© БарГУ, 2016

« 2 – производственно-технические сведения

- Использованное ПО: Windows 7, Microsoft Office Word 2010;
- техническая подготовка: Adobe Acrobat Pro DC;
- ответственный за выпуск Е. Г. Хохол, технический редактор Е. И. Березич, компьютерный набор и вёрстка С. М. Глушак, корректор С. А. Березнюк;
- 5 Мб;
- подписано к использованию 01.04.2016 г.;
- доступ в локальной сети, Интернете;
- юридическое лицо, разместившее в локальную сеть и Интернет: учреждение образования «Барановичский государственный университет», 225404 г. Барановичи, ул. Войкова, 21. Тел.: 8 (0163) 45 46 28. E-mail: rio@barsu.by.

В начало

ОГЛАВЛЕНИЕ

<i>Предисловие</i>	5
Лабораторная работа 1 Кинематический и динамический анализ кулачковых механизмов	6
Лабораторная работа 2 Нарезание зубчатых колёс способом огибания	14
Лабораторная работа 3 Обмер зубчатых колёс	23
Лабораторная работа 4 Статическое и динамическое уравнивание вращающихся звеньев механизмов и машин	28
Приложения	38
Список использованных источников	44

ПРЕДИСЛОВИЕ

Теория механизмов и машин является одной из основных дисциплин общинженерного цикла, необходимых для подготовки инженерно-технических кадров, и сочетает теоретические знания с практической подготовкой, ориентированной на конкретную отрасль.

В соответствии с образовательными стандартами высшего образования (далее — ОСВО) 1-36 01 01-2013 специальности 1-36 01 01 «Технология машиностроения», ОСВО 1-36 01 03-2013 специальности 1-36 01 03 «Технологическое оборудование машиностроительного производства», ОСВО 1-53 01 01-2013 специальности 1-53 01 01 «Автоматизация технологических процессов и производств», ОСВО 1-74 06 01-2013 специальности 1-74 06 01 «Техническое обеспечение процессов сельскохозяйственного производства» в области теории механизмов и машин специалисты должны:

- иметь представление об основных разделах теоретической механики и теории механизмов и машин, о равновесии тел под воздействием различных систем сил, о способах описания движения точки и тела и законах их движения, об основных законах динамики, о структурном анализе и синтезе механизмов, о динамической модели и уравнивании механизмов;

- знать и уметь использовать виды движения и уравнения движения точки и твёрдого тела, основные законы и общие теоремы динамики механической системы, основные виды механизмов, используемых в технологическом оборудовании;

- иметь навыки выбора расчётных схем и составления уравнений равновесия, описания движения точки и механической системы при силовом воздействии на них, проведения структурного анализа и синтеза механизмов, определения динамических характеристик механизмов.

Выполнение лабораторных работ позволяет не только закрепить и углубить основные положения теоретического курса, но и познакомить студента с практическими методами измерения и исправления параметров машин. По данному направлению в 2014 году было подготовлено издание «Теория механизмов, машин и манипуляторов», в котором в соответствии с учебной программой, утверждённой 25 июня 2014 г., был представлен учебный материал по организации лабораторных работ «Основные виды механизмов», «Структурный анализ плоских рычажных механизмов», «Исследование кинематики механизмов методом диаграмм», «Исследование кинематики зубчатых механизмов». В предлагаемое учебное издание включены работы по изучению кулачковых механизмов, зубчатых колёс и уравниванию вращающихся звеньев машин и механизмов.

Брошюра предназначена для проведения лабораторных работ объёмом 18—24 часа (в соответствии с учебной программой) и позволяет учитывать их количество и тематику в зависимости от специальности.

И. М. Толочинец

Лабораторная работа 1

КИНЕМАТИЧЕСКИЙ И ДИНАМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ КУЛАЧКОВЫХ МЕХАНИЗМОВ

Цель работы: освоение методики и овладение практическими навыками кинематического анализа кулачковых механизмов.

Лабораторное оборудование: реальные механизмы и их модели.

I. Перед выполнением практической части лабораторной работы изучить краткие теоретические сведения, представленные ниже.

Основные понятия и определения. Кулачковым механизмом называется «механизм, в состав которого входит кулачок» [1, с. 170]. Кулачком называется «звено, имеющее элемент высшей пары, выполненной в виде поверхности переменной кривизны» [2].

Простейший кулачковый механизм состоит из звеньев: стойки 0, входного звена — кулачка 1, совершающего вращательное движение, выходного звена 3 — толкателя или колебателя (рис. 1.1, а, б). Выходное звено в кулачковом механизме называется *коромыслом* (колебателем) при возвратно-вращательном движении или *толкателем* при возвратно-поступательном прямолинейном его движении. Для уменьшения потерь на трение о поверхность кулачка выходное звено часто снабжают роликом 2 (см. рис. 1.1, а, б).

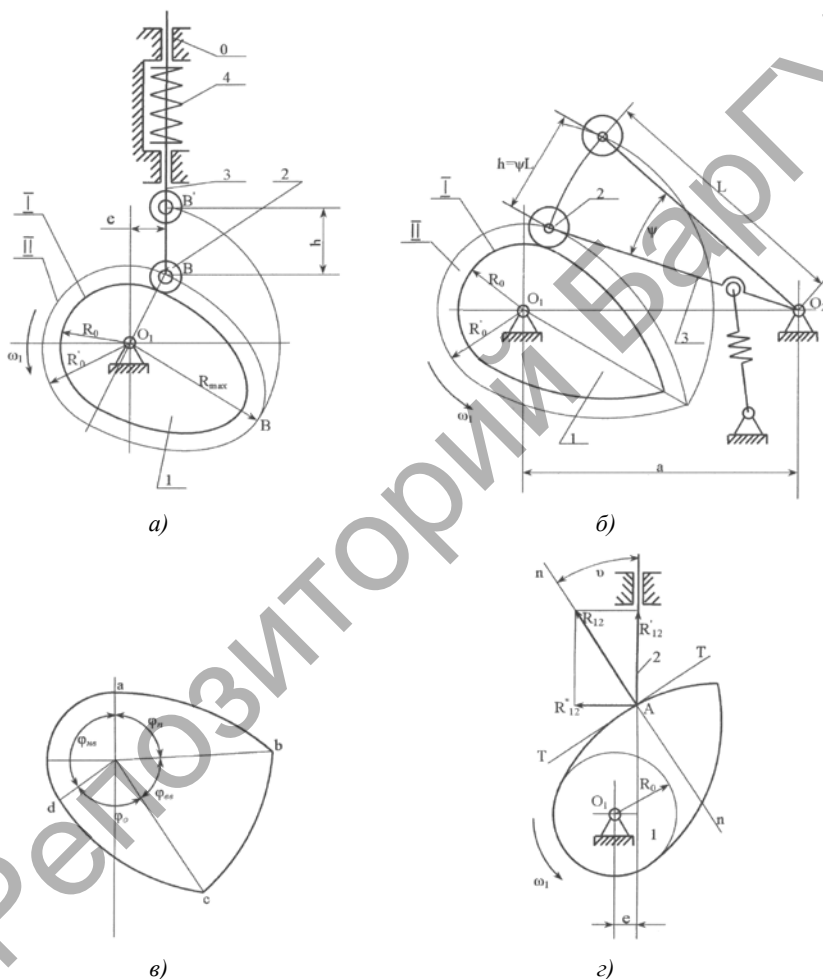
Постоянное соприкосновение звеньев в высшей кинематической паре обеспечивается замыканием силовым (с помощью пружин 4 (см. рис. 1.1, а, б)) или геометрическим (пазовый кулачок, рамочный толкатель и т. п.). По форме элементов кинематической пары выходные звенья могут быть остроконечные, роликовые, плоские (тарельчатые), сферические (грибовидные) и др.

Центральным кулачковым механизмом называют механизм, у которого ось толкателя проходит через центр вращения кулачка (е равно 0), *дезаксиальным* — ось толкателя смещена относительно центра вращения кулачка на некоторую величину e , называемую *дезаксиалом* (см. рис. 1.1, а).

«Достоинством кулачковых механизмов принято считать способность воспроизводить движения выходных звеньев по сложным законам. К недостаткам кулачковых механизмов следует отнести наличие высшей кинематической пары, обуславливающей значительные

удельные давления, вызывающие повышенный износ элементов пары, а также необходимость замыкания кинематической пары» [3].

Профилем кулачка называется кривая, полученная в сечении элемента кулачка плоскостью, перпендикулярной к его оси вращения.



a — кулачковый механизм с поступательно движущимся толкателем; *б* — кулачковый механизм с коромыслом; *в* — фазовые углы кулачка; *з* — картина углов давления

Рисунок 1.1 — Схемы кулачковых механизмов [4, с. 53—54]

Профиль кулачка 1, которого касается ролик, называется *действительным*. Траектория центра ролика 2 при движении его относительно кулачка называется *центровым профилем*. Центральной и действительный профили кулачка являются эквидистантными (равноотстоящими) кривыми (см. рис. 1.1, а, б).

Минимальный радиус кулачка R_0 — радиус-вектор, соединяющий центр вращения кулачка с ближайшей точкой профиля кулачка (см. рис. 1.1, а, б). Различают минимальный радиус R_0 действительного профиля и минимальный радиус R'_0 центрального профиля кулачка, вычисляемый по формуле $R'_0 = R_0 + r_p$, где r_p — радиус ролика.

Максимальный радиус кулачка $R_{\max}$ — радиус-вектор, соединяющий центр вращения кулачка с самой удалённой точкой профиля.

Ход толкателя h — разность длин максимального $R_{\max}$ и минимального R_0 радиусов кулачка.

При вращении кулачка на один оборот различают следующие фазы движения выходного звена и соответствующие им центральные углы поворота кулачка: подъёма φ_{Π} , верхнего выстоя $\varphi_{В.В}$, опускания φ_0 , нижнего выстоя $\varphi_{Н.В}$ или нерабочая фаза.

$$\varphi_{\Pi} + \varphi_{В.В} + \varphi_0 + \varphi_{Н.В} = 360^\circ.$$

Сумма углов — $\varphi_{\Pi} + \varphi_{В.В} + \varphi_0 = \varphi_p$ — образует *рабочий угол кулачка* (см. рис. 1.1, в).

Угол ν , заключённый между нормалью nn к профилю кулачка в точке касания и направления движения выходного звена, называется *углом давления* (см. рис. 1.1, г).

Кинематический анализ кулачковых механизмов. Задачей кинематического анализа кулачковых механизмов является определение закона движения выходного звена по заданному закону движения кулачка и кинематической схеме механизма. Решение этой задачи обычным графическим методом планов связано с определёнными трудностями: неоднократным вычерчиванием схемы кулачкового механизма, соответствующей определённым углам поворота кулачка. Поэтому в основу анализа кулачковых механизмов положен метод обращённого движения, который заключается в том, что мысленно всему механизму сообщают вращение вокруг центра вращения кулачка с угловой скоростью $(-\omega_1)$ равной, но противоположно направленной, угловой

скорости кулачка. Тогда кулачок становится как бы неподвижным, так как $\omega_1 + (-\omega_1) = 0$, а стойка 0 с выходным звеном 3 будут вращаться вокруг центра вращения кулачка O_1 в противоположную сторону (рис. 1.2). Относительное вращение звеньев от этого не изменится, а перемещение выходного звена S_i будет таким, как и в истинном движении при неподвижной стойке. Например, для кулачкового механизма с роликовым толкателем (см. рис. 1.2) перемещение толкателя в любом положении S_i представляет собой расстояние от окружности минимального радиуса R'_0 кулачка до центрального профиля кулачка.

Таким образом, по кинематической схеме кулачкового механизма в обращённом движении определяются ряд положений выходного звена и соответствующие им перемещения, а затем строится диаграмма перемещений $S = f(\varphi)$ или $\psi = f(\varphi)$.

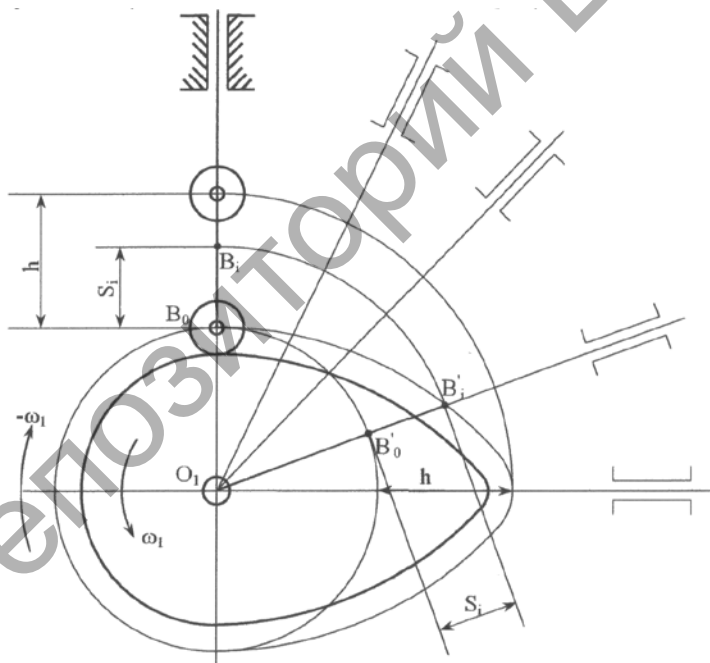


Рисунок 1.2 — Схема перемещения толкателя кулачкового механизма с роликовым толкателем

II. Практическая часть

В зависимости от конструктивного исполнения лабораторного оборудования лабораторная работа 1 может выполняться в двух вариантах.

Вариант 1

Оборудование: модели сменных кулачков (№ 1, 2, 3, 4, 5); установка со сменными кулачками, позволяющая вычерчивать диаграммы перемещений $S = f(\varphi)$; чертёжные инструменты, бумага.

Порядок выполнения работы

1. Выписать в таблицу исходные данные к работе, назначенные преподавателем, используя соответствующий вариант задания.

Номер варианта	Номер кулачка	Дезаксиал, мм	Диаметр ролика, мм	Минимальный радиус кулачка, мм
1	1	0	20	31
2	1	15	20	31
3	1	—		31
4	2	0	20	50
5	2	15	20	50
6	2	—		50
7	3	0	20	35
8	3	15	20	35
9	3	—		35
10	4	0	20	40
11	4	15	20	40
12	4	—		40
13	5	0	20	31
14	5	15	20	31

2. Составить кинематическую схему кулачкового механизма в масштабе μ_l , равном 0,001 м/мм, в соответствии с назначенными исходными данными и профилем кулачка. Для механизмов с роликовым толкателем построить центральный профиль.

3. Проверить степень подвижности кулачкового механизма.

4. Применяя метод обращённого движения, построить текущие положения толкателя в обращённом движении.

5. Измеряя перемещение толкателя S_i , построить диаграмму перемещений $S = f(\varphi)$, откладывая их в выбранном масштабе в виде отрезков в направлении оси ординат. Угол поворота кулачка $\varphi = 2\pi$ изобразить на оси абсцисс отрезком 120 мм.

6. Определить фазы движения на диаграмме и рабочий угол на кулачке.

7. Проверить построение диаграммы перемещения на установке.

8. Оформить отчёт в соответствии с примером (рис. 1.3) и защитить его, ответив на контрольные вопросы:

- Дайте определение понятию «кулачок».
- Дайте определение кулачковому механизму.
- Что называют высшей кинематической парой?
- Какие бывают кулачковые механизмы?
- Какое звено называют коромыслом в кулачковом механизме?
- Какое звено называется толкателем в кулачковом механизме?
- Что называют обращённым движением?
- Дайте определение центрального профиля кулачка.
- Как определяются перемещения толкателя в центральном кулачковом механизме?
- Как определяются перемещения толкателя в дезаксиальном кулачковом механизме?
- Как определяются перемещения толкателя в кулачковом механизме с плоским толкателем?
- Дайте определение угла давления в кулачковом механизме.

Лабораторная работа 1 Кинематический анализ кулачковых механизмов Вариант ____

Т а б л и ц а 1 — Геометрические параметры кулачковых механизмов

Номер варианта	R_0 , мм	e , мм	r_p , мм	$R_{\max}$, мм	h , мм	Углы, град			
						φ_{Π}	$\varphi_{В.В}$	φ_O	φ_P

2. Кинематическая схема механизма в масштабе $\mu_l = 0,001$ м/мм.

3. Диаграмма перемещения в масштабе $\mu_l = 0,001$ м/мм с обозначением фаз движения.

4. Чертёж оформляется на отдельном листе формата А3 или А4 согласно методике, изложенной в источнике [5].

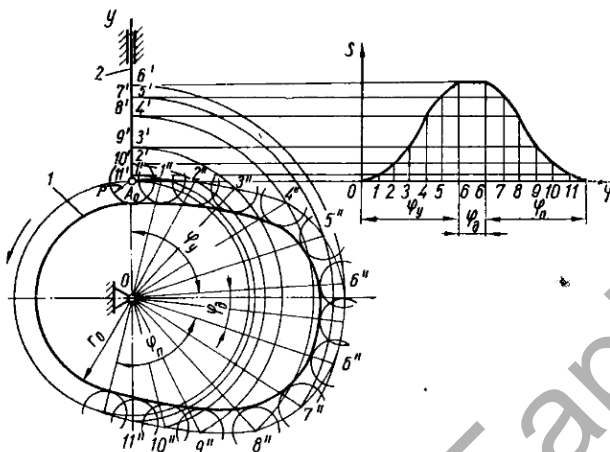


Рисунок 1.3 — Пример оформления отчёта

Вариант 2

1. Кинематический анализ с использованием ПЭВМ

По известным основным размерам механизма ($h_T = 0,1$ м; $r_0 = 0,1$ м; $e = 0,02$; $0; -0,02$ м; $\varphi_{\Pi} = 90^\circ$; $\varphi_{В.В} = 90^\circ$; $\varphi_0 = 90^\circ$) и заданным законам движения толкателя, заложенным в программу,

$$\begin{array}{llll} \left. \begin{array}{l} \varphi_{\Pi} = 1; \\ \varphi_0 = 4 \end{array} \right\} 1; & \left. \begin{array}{l} \varphi_{\Pi} = 4; \\ \varphi_0 = 5 \end{array} \right\} 2; & \left. \begin{array}{l} \varphi_{\Pi} = 1; \\ \varphi_0 = 6 \end{array} \right\} 3; & \left. \begin{array}{l} \varphi_{\Pi} = 5; \\ \varphi_0 = 1 \end{array} \right\} 4; \\ \left. \begin{array}{l} \varphi_{\Pi} = 2; \\ \varphi_0 = 7 \end{array} \right\} 5; & \left. \begin{array}{l} \varphi_{\Pi} = 6; \\ \varphi_0 = 2 \end{array} \right\} 6; & \left. \begin{array}{l} \varphi_{\Pi} = 7; \\ \varphi_0 = 3 \end{array} \right\} 7; & \left. \begin{array}{l} \varphi_{\Pi} = 3; \\ \varphi_0 = 4 \end{array} \right\} 8; & \left. \begin{array}{l} \varphi_{\Pi} = 3; \\ \varphi_0 = 6 \end{array} \right\} 9, \end{array}$$

определяем координаты профиля кулачка.

Исследовательская часть: влияние значения эксцентриситета (e) на теоретический профиль кулачка.

Порядок выполнения работы

1. Загрузить компьютер.
2. Войти в программу TMM3.bat/.
3. Ввести исходные данные.
4. Работать с программой в соответствии с указаниями на мониторе.

5. Зафиксировать графические результаты на цифровой фотоаппарат в целях получения распечатки.

6. Получить результаты расчёта (файл sam.rez).

7. Вычертить контур кулачка при $e = 0$.

2. Динамический синтез с использованием ПЭВМ

По известным основным размерам механизма ($h_T = 0,1$ м; $r_0 = 0,1$ м; $e = 0$ м; $\varphi_{\Pi} = 90^\circ$; $\varphi_{В.В.} = 90^\circ$; $\varphi_O = 90^\circ$; максимальный допускаемый угол давления — 35° ; направление вращения кулачка — против часовой стрелки; угловая скорость кулачка — 30 рад / с) и заданным законам движения толкателя, заложенным в программу,

$$\begin{array}{ccccccc} \left. \begin{array}{l} \varphi_{\Pi} = 1; \\ \varphi_O = 4 \end{array} \right\} 1; & \left. \begin{array}{l} \varphi_{\Pi} = 4; \\ \varphi_O = 5 \end{array} \right\} 2; & \left. \begin{array}{l} \varphi_{\Pi} = 1; \\ \varphi_O = 6 \end{array} \right\} 3; & \left. \begin{array}{l} \varphi_{\Pi} = 5; \\ \varphi_O = 1 \end{array} \right\} 4; \\ \left. \begin{array}{l} \varphi_{\Pi} = 2; \\ \varphi_O = 7 \end{array} \right\} 5; & \left. \begin{array}{l} \varphi_{\Pi} = 6; \\ \varphi_O = 2 \end{array} \right\} 6; & \left. \begin{array}{l} \varphi_{\Pi} = 7; \\ \varphi_O = 3 \end{array} \right\} 7; & \left. \begin{array}{l} \varphi_{\Pi} = 3; \\ \varphi_O = 4 \end{array} \right\} 8; & \left. \begin{array}{l} \varphi_{\Pi} = 3; \\ \varphi_O = 6 \end{array} \right\} 9; \end{array}$$

определяем координаты профиля кулачка.

Исследовательская часть: влияние вида замыкания пары «кулачок—толкатель»:

- 1) кинематическое;
- 2) силовое.

Порядок выполнения работы

1. Загрузить компьютер.
2. Войти в программу TMM3.bat/.
3. Ввести исходные данные.
4. Работать с программой в соответствии с указаниями на мониторе.
5. Зафиксировать графические результаты на цифровой фотоаппарат в целях получения распечатки.
6. Получить результаты расчёта (файл sam.rez).
7. Вычертить контур кулачка при $e = 0$.

Лабораторная работа 2

НАРЕЗАНИЕ ЗУБЧАТЫХ КОЛЁС СПОСОБОМ ОГИБАНИЯ

Цель работы: изучение особенностей способа огибания, оборудования и инструмента.

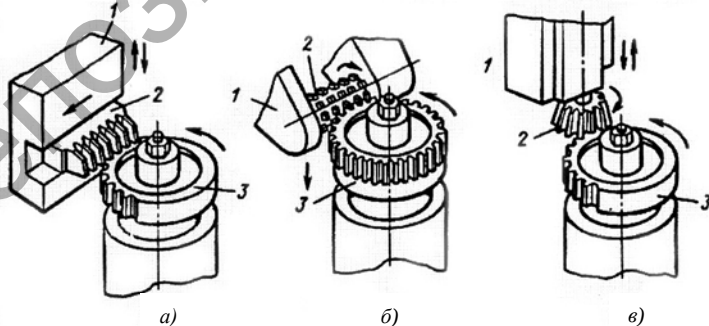
Лабораторное оборудование: прибор ТММ-42.

I. Перед выполнением практической части лабораторной работы изучить краткие теоретические сведения, представленные ниже.

Теоретические сведения. Основные определения. Способ огибания является основным при нарезании зубьев зубчатых колёс. При этом используется специальный режущий инструмент — зубчатая рейка-гребёнка (рис. 2.1, *а*), червячная фреза (см. рис. 2.1, *б*) либо долбяк (рис. 2.1, *в*). Нарезание выполняется на зубострогальном, зубофрезерном либо зубодолбёжном станках соответственно. Колёса с внутренними зубьями могут быть изготовлены лишь на зубодолбёжных станках.

При изготовлении зубчатых колёс на зубострогальных станках заготовке 3 и режущему инструменту 2 сообщают относительное движение, которое они имели бы, образуя друг с другом нормальное зубчатое зацепление. При этом суппорт 1 вместе с закреплённой на нём инструментальной рейкой совершает возвратно-поступательное движение в направлении оси зуба.

На рабочем (прямом) ходу производится резание прямолинейной боковой поверхностью рейки. Во время перебега на холостом (обратном)



а — нарезание зубчатой рейкой-гребёнкой ; *б* — нарезание червячной фрезой;
в — нарезание долбяком

Рисунок 2.1 — Схемы нарезания зубьев [6, с. 84]

ходу рейка получает дополнительное перемещение Δz в перпендикулярном направлении, а заготовка поворачивается на угол, определяемый по формуле

$$\Delta\varphi = \frac{\Delta z}{r}, \quad (2.1)$$

где r — делительный радиус нарезаемого колеса.

Режущий инструмент зубофрезерных станков (более производительные) — червячная фреза — имеет профиль, образуемый движением рейки (винтовым) вокруг оси фрезы по закону (2.1), причём $\Delta\varphi$ — поворот плоскости рейки вокруг оси, Δz — перемещение рейки в плоскости в направлении оси фрезы, которое равно окружному перемещению по делительной окружности нарезаемого зубчатого колеса, r — делительный радиус винта-червяка. В процессе нарезания зубьев колеса заготовка непрерывно вращается, а фреза, вращаясь, имеет поступательное движение в направлении оси зуба.

При нарезании зубчатого колеса долбяком также имеет место кинематическая связь (2.1), однако в данном случае инструмент выполнен в виде зубчатого колеса, и поэтому перемещение Δz следует рассматривать по делительной окружности этого инструмента.

«Процесс изготовления зубчатого колеса способом огибания можно рассматривать как зацепление исходного производящего контура (ИПК) инструмента с заготовкой» [7, с. 29]. Для гребёнки и червячной фрезы ИПК имеет форму зубчатой рейки; её зацепление с нарезаемым колесом называют станочным (рис. 2.2).

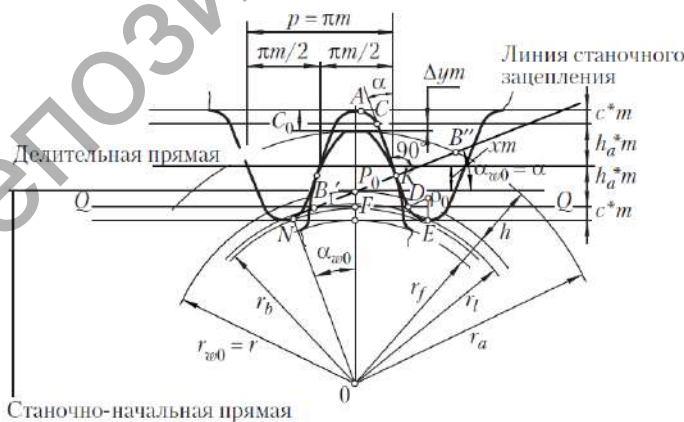


Рисунок 2.2 — Станочное зацепление [9, с. 204]

Согласно ГОСТ 13755-81[8] ИПК имеет размеры: $a = 20^\circ$; $h_a^* = 1$; $c^* = 0,25$. Модуль m регламентируется СТ СЭВ 310-76; $h_a = h_a^* m$, $c = c^* m$.

Огибание является высокопроизводительным способом. Кроме того, одним инструментом оно теоретически точно позволяет нарезать колёса с различным числом зубьев z .

Хотя делительные диаметры колёс, определяемые по формуле

$$d = mz, \quad (2.2)$$

различны, они могут образовывать беззазорное зацепление друг с другом, поскольку у них одинаковый шаг по делительной окружности, определяемый следующим образом:

$$p = \pi m. \quad (2.3)$$

«Если режущий инструмент на станке установлен так, что делительная его прямая катится без скольжения по делительной окружности заготовки, последняя приобретает зубья “нулевого” колеса, у которого коэффициент смещения $x = 0$ » [10].

Режущий инструмент можно расположить с разным смещением (mx) относительно заготовки. Это применяется:

1) для уменьшения габаритов зубчатой передачи за счёт возможности применения шестерни с неподрезанным эвольвентным профилем зуба колеса, если число зубьев $z < z_{min} = 17$. При указанном значении z минимальный коэффициент смещения x , определяется из условия отсутствия подрезания по формуле

$$x = \frac{17 - z}{17}; \quad (2.4)$$

2) подгонки (в небольших пределах) межосевого расстояния по формуле

$$a_w = a \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_{tw}}, \quad (2.5)$$

где делительное межосевое расстояние $a = 0,5m(z_1 + z_2)$.

Угол зацепления α_{tw} в зацеплении пары корригированных колёс составляет

$$inv_{tw} = inv\alpha + \frac{2(x_1 + x_2) \operatorname{tg} \alpha}{z_1 + z_2}; \quad (2.6)$$

3) повышения коэффициента торцевого перекрытия ε_α , обеспечивающего непрерывность и плавность зацепления колёс, определяемого по формуле

$$\varepsilon_\alpha = \frac{1}{2\pi} [z_1 \operatorname{tg} \alpha_{a1} + z_2 \operatorname{tg} \alpha_{a2} - (z_1 + z_2) \operatorname{tg} \alpha_{tw}], \quad (2.7)$$

где углы профиля зуба α_{a1} и α_{a2} на окружностях вершин вычисляются следующим образом:

$$\alpha_{a1} = \arccos \left(\frac{d_1}{d_{a1}} \cos \alpha \right), \quad \alpha_{a2} = \arccos \left(\frac{d_2}{d_{a2}} \cos \alpha \right).$$

Диаметры вершин зубчатых колёс d_{a1} и d_{a2} могут быть вычислены через коэффициент воспринимаемого смещения y по формуле

$$y = \frac{(a_w - a)}{m}, \quad (2.8)$$

как

$$d_{a1} = d_1 + (2h_a^* + y - x_2)m, \quad (2.9)$$

$$d_{a2} = d_2 + (2h_a^* + y - x_1)m;$$

4) снижения коэффициента удельного давления v в полюсе зацепления, вычисляемого по формуле

$$v = \frac{m(u_{12} + 1)^2}{u_{12} a_w \sin \alpha_{tw}}, \quad (2.10)$$

где передаточное отношение зубчатой передачи $u_{12} = \frac{z_2}{z_1}$;

5) снижения коэффициентов скольжения λ_1 и λ_2 , определяемых по формулам

$$\lambda_1 = 1 - u_{21} \frac{d_{b2} \operatorname{tg} \alpha_{a2}}{(d_{b1} + d_{b2}) \operatorname{tg} \alpha_{tw} - d_{b2} \operatorname{tg} \alpha_{a1}},$$

$$\lambda_2 = 1 - u_{12} \frac{d_{b1} \operatorname{tg} \alpha_{a2}}{(d_{b1} + d_{b2}) \operatorname{tg} \alpha_{tw} - d_{b1} \operatorname{tg} \alpha_{a1}},$$
(2.11)

где основные диаметры колёс вычисляются следующим образом:

$$d_{b1} = m z_1 \cos \alpha, \quad d_{b2} = m z_2 \cos \alpha,$$
(2.12)

а передаточное отношение зубчатой передачи $u_{21} = \frac{1}{u_{12}} = \frac{z_1}{z_2}$;

6) обеспечения отсутствия заострения зуба $S_a \geq 0,25m$, где толщину зуба по окружности вершин S_a необходимо определить по формуле

$$S_a = d_a \left[\left(\frac{(\pi/2 + \operatorname{tg} \alpha)}{z} + \operatorname{inv} \alpha - \operatorname{inv} \alpha_a \right) \right].$$
(2.13)

С увеличением смещения x толщина зуба S_a уменьшается. Диаметр впадин зубчатого колеса d_f вычисляется по формуле

$$d_f = d - 2(h_a^* + c^* - x)m.$$
(2.14)

Приведённые формулы позволяют не только подобрать оптимальные коэффициенты смещения инструментальной рейки при нарезании пары колёс, но и вычертить их зацепление [11].

Показаны параметры зацепления двух колёс (рис. 2.3), кривые изменения коэффициентов скольжения (рис. 2.4, а) и удельного давления (см. рис. 2.4, б) по линии зацепления.

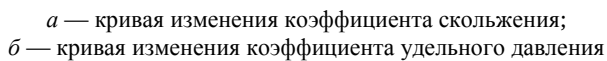


Рисунок 2.4 — Кривые изменения коэффициентов [13, с. 219—220]

Станочное зацепление заготовки колеса с долбяком напоминает стандартное зацепление двух колёс (см. рис. 2.3), причём ИПК отличается от обычной шестерни тем, что окружность головок зубьев увеличена на c^*m и её радиус составляет

$$r_{ад} = 0,5d + (h_a^* + x_d - \Delta y)m + c^*m,$$

где x_d — коэффициент смещения инструмента при изготовлении самого долбяка. Величину этого коэффициента можно определить, зная число зубьев долбяка, с помощью формулы (2.4).

II. Практическая часть

Устройство и принцип работы лабораторного оборудования.

Процесс изготовления зубчатого колеса позволяет моделировать установку ТММ-42 (рис. 2.5).

На этой установке диск 1 имитирует заготовку, рейка (долбяк) 2 — исходный производящий контур режущего инструмента. В процессе движения рейка огибает диск, как ИПК — заготовку. При перемещении Δz делительной прямой рейки диск поворачивается на угол $\Delta \varphi$ (поворот можно вычислить по формуле (2.1)). При последовательном обведении зубьев инструмента простым карандашом можно получить на диске профили зубьев колёс (рис. 2.6), которые моделируют в масштабе 1:1 (указан на инструменте 2) зубья колёс, изготавливаемые на станке.

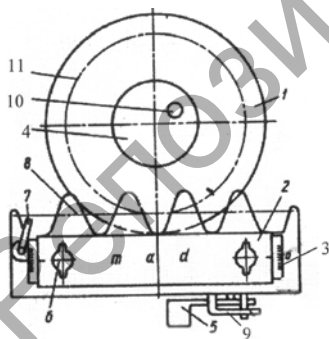


Рисунок 2.5 — Лабораторные установки [14, с. 16]

Число зубьев колеса, нарезаемого рейкой, определяется по формуле (2.2), где значения d и m нанесены на инструмент 2, который можно смещать относительно диска 1 в радиальном направлении. Положение его устанавливается с помощью линейной шкалы 3. Профили зубьев, полученные при разных смещениях mx , дают возможность оценить влияние смещения на форму зуба.

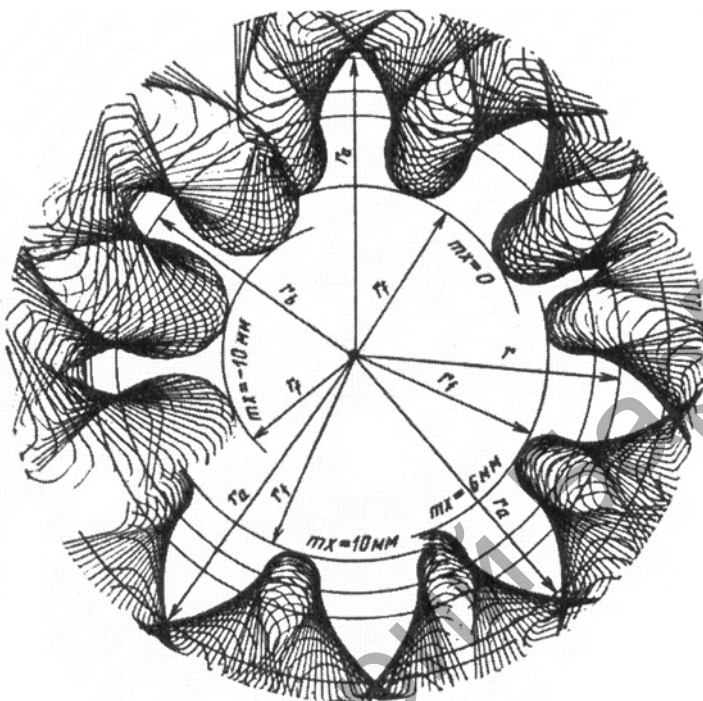


Рисунок 2.6 — Профили зубьев, полученные при различных значениях коэффициента смещения [15]

Порядок выполнения работы

1. Выбрать бумажный круг — заготовку в соответствии с диаметром, указанным на диске 1. Разделить круг на квадранты и провести делительную окружность. Установить бумажный круг на диск 1 и закрепить крышкой 4 (игла в центре круга намечает его центр).

2. Установить инструмент 2 по выгравированной линейке 3 в нулевое положение ($mX = 0$). При этом делительные риски на инструменте касаются делительной окружности по заготовке. Повернуть рычажок 9 (на приборе ТММ-42) и перевести рейку вправо до упора. Рычажок 9 вернуть в исходное положение. Ослабить натяжение тросика рукояткой 7 и повернуть диск 1 в положение, удобное для вычерчивания профилей в одном из квадрантов. Натяжение тросика возобновить. Нажимая

на клавишу 5 и обводя карандашом профили зубьев инструмента, получить два-три зуба нарезаемого колёс.

3. Рассчитать смещение режущего инструмента с помощью формулы (2.4). Сместить инструмент и вычертить профили 2-3 зубьев.

4. Установить инструмент с положительным смещением $mx = 8 \dots 10$ мм и вычертить профили зубьев.

5. Установить инструмент с отрицательным смещением $mx = 8 \dots 10$ мм и вычертить профили зубьев.

6. Сделать выводы о влиянии смещения на форму зубьев.

7. Рассчитать размеры зубчатого зацепления колеса с числом зубьев $z_1 = d / m$, нарезанного со смещением инструмента (см. п. 3) с нулевым колесом $z_2 = 2z_1$. При этом последовательно воспользоваться формулами (2.2), (2.3), (2.6), (2.5), (2.8), (2.9), (2.12), (2.13), (2.14), в которые подставить $x_2 = 0$, а x_1 найти по формуле (2.4). Определить качественные показатели зубчатого зацепления по формулам (2.7), (2.10), (2.11).

8. Нанести на бумажный круг окружности: основную, впадин, вершин.

9. Измерить делительную толщину зуба и сравнить полученное значение с расчётным по формуле

$$S = \left(\frac{\pi}{2} + 2x_1 \operatorname{tg} \alpha \right) m.$$

10. Оформить и защитить отчёт, ответив на контрольные вопросы:

– Как расположена делительная прямая рейки относительно делительной окружности колеса при $x = 0$, $x > 0$, $x < 0$?

– Как определить коэффициент смещения, при котором возникает подрезание зуба?

– Какие параметры зубчатого колеса зависят от смещения? Какие не зависят?

– Как влияют коэффициенты смещения инструмента при изготовлении зубчатых колёс на коэффициент перекрытия зубчатой передачи?

Лабораторная работа 3

ОБМЕР ЗУБЧАТЫХ КОЛЁС

Цель работы: освоение практических методов определения параметров зубчатых колёс и простых зубчатых передач.

Лабораторное оборудование: зубчатые колёса, мерительный инструмент.

I. Перед выполнением практической части лабораторной работы изучить краткие теоретические сведения, представленные ниже.

Теоретические сведения. Основные определения. В настоящей работе предполагается произвести расшифровку зубчатой передачи, т. е. определить параметры зубчатой передачи и колёс, из которых она состоит, при условии, что колёса нарезаются стандартным реечным инструментом со стандартным исходным контуром (рис. 3.1). Он характеризуется следующими величинами: $\alpha = 20^\circ$; $h_a^* = 1$; $c^* = 0,25$.

При модулях $0,5 < m < 1,0$; $c^* = 0,35$, а при $0 < m < 0,5$; $c^* = 0,5$.

В результате работы по обмеру зубчатой передачи следует определить:

- 1) модуль зубчатых колёс — m ;
- 2) число зубьев колёс — z_1 и z_2 ;
- 3) межцентровое расстояние — a_w ;
- 4) угол зацепления — α_w ;
- 5) шаг по основной окружности — P_b ;
- 6) коэффициенты смещения инструмента при изготовлении колёс — x_1 и x_2 ;
- 7) толщину зуба по основной окружности — S_{b1} и S_{b2} .

Указанные величины нельзя определить путём непосредственного обмера колёс, следовательно, приходится пользоваться вспомогательными параметрами, замер которых производится с достаточной точностью.

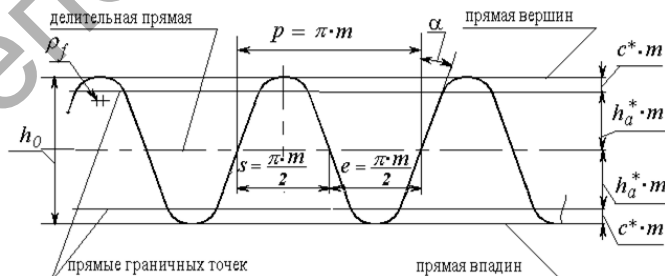


Рисунок 3.1 — Стандартный исходный контур реечного инструмента [16]

Так, если штангенциркуль установить согласно рисунку 3.2, то прямая, проходящая через точки касания щёчек штангенциркуля и профилей зубьев, будет касательной к основной окружности, так как последняя есть геометрическое место центров кривизны эвольвенты.

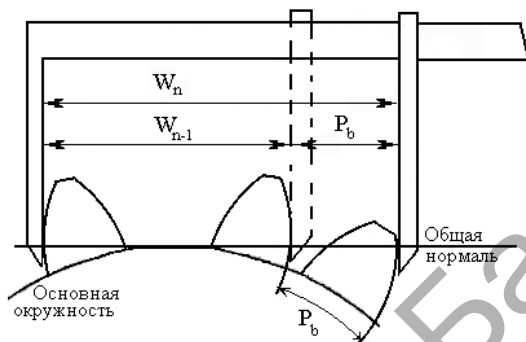


Рисунок 3.2 — Измерение зубчатых колёс [17]

Число n зубьев, охватываемых штангенциркулем, определяется таким образом, чтобы губки штангенциркуля касались не галтели зубьев, а части профиля, описанного по эвольвенте (табл. 3.1).

Т а б л и ц а 3.1 — Выбор числа зубьев колеса для измерений

Число зубьев	Число охватываемых зубьев n
$z < 18$	2
$19 \leq z \leq 30$	3

На колёсах измеряются отрезки следующим образом:

– при n зубьях по формуле

$$W_n = (n-1)P_b + S_b;$$

– при $n+1$ зубьях —

$$W_{n+1} = nP_b + S_b.$$

Производим вычитание отрезков для определения шага P_b на основной окружности по формуле

$$P_b = W_{n+1} - W_n.$$

Имея величину шага P_b , можно определить толщину зубьев колёс на основной окружности S_{b1} и S_{b2} :

– для первого колеса по формуле

$$S_{b1} = W_{n1} - P_b(n-1);$$

– для второго колеса —

$$S_{b2} = W_{n2} - P_b(n-1).$$

Шаг P_b определяется по формуле $P_b = \pi m \cos \alpha$.

Решив это выражение относительно модуля, получим

$$m = \frac{P_b}{\pi \cos \alpha} (\text{мм}).$$

Следовательно, путём вычисления теперь можно определить модуль зубчатой передачи. Полученный результат необходимо сопоставить со стандартным модулем по ГОСТ 9563-60 [18] (табл. 3.2). За действительное значение модуля принимается стандартное значение, ближайшее к расчётному.

Т а б л и ц а 3.2 — Значение модуля по ГОСТ 9563

Ряд	Модуль m (мм)
1-й	0,5; 0,6; 0,8; 1,0; 1,25; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20; 25; 32; 40
2-й	0,55; 0,7; 0,9; 1,125; 1,375; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7; 9; 11; 14; 18; 22; 28; 36; 45

Для определения коэффициента смещения $x_{1,2}$ инструмента при изготовлении шестерни и зубчатого колеса воспользуемся формулой

$$x_{1,2} = \frac{S_{b1,b2}}{2m \sin \alpha} - \frac{\pi + 2z_{1,2} \operatorname{inv} \alpha}{4 \operatorname{tg} \alpha}.$$

Определяем угол зацепления α по формуле

$$\operatorname{inv} \alpha_w = \operatorname{inv} \alpha + \frac{2x_\Sigma \operatorname{tg} \alpha}{z_1 + z_2},$$

где значение x_Σ вычисляется по формуле $x_\Sigma = x_1 + x_2$.

По таблицам инвалютной функции [19] находим a_w .

Теперь можно определить:

1) коэффициент воспринимаемого смещения передачи y по формуле

$$y = \frac{z_1 + z_2}{\cos \alpha_w} \sin \frac{\alpha_w + \alpha}{2} \sin \frac{\alpha_w - \alpha}{2};$$

2) коэффициент уравнительного смещения Δy по формуле

$$\Delta y = x_\Sigma - y;$$

3) диаметры окружностей вершин колёс d_{a1} и d_{a2} по формуле

$$d_{a1,2} = m \left(z_{1,2} + 2h_a^* + 2x_{1,2} - 2\Delta y \right).$$

Межцентровое расстояние a_w определяется следующим образом:

$$a_w = m \left(\frac{z_1 + z_2}{2} + y \right).$$

II. Практическая часть

Порядок выполнения работы

1. Подсчитать числа зубьев z_1 и z_2 на шестерне и зубчатом колесе данной зубчатой передачи.
2. По таблице 3.1 подобрать число зубьев n для замера.
3. Измерить диаметры d_{a1} и d_{a2} окружностей вершин колёс.
4. Измерить на каждом колесе величины W_n и W_{n+1} .

5. Вычислить шаг на основной окружности колёс P_b , мм;
6. Определить модуль зубчатых колёс m , мм. Результат сравнить с ГОСТ 9563-60 [25] (табл. 3.2) и выбрать ближайший стандартный модуль.
7. Вычислить толщины зубьев по основной окружности колёс S_{b1} и S_{b2} , мм.
8. Определить коэффициенты смещения инструмента при изготовлении колёс X_1 и X_2 .
9. Определить угол зацепления a_w .
10. Определить коэффициент воспринимаемого смещения передачи u .
11. Определить коэффициент уравнивающего смещения передачи Δu .
12. Вычислить диаметры окружностей вершин колёс d_{a1} и d_{a2} , мм, и сравнить с полученными величинами при измерении.
13. Определить межосевое расстояние a_w , мм.
14. Вычертить в масштабе картину относительного расположения окружностей колёс.
15. Оформить, используя данные приложения А, и защитить отчёт, ответив на контрольные вопросы:
 - В каких случаях требуется определение параметров зубчатой передачи?
 - Какие параметры для зубчатых колёс являются определяющими?
 - Какие параметры являются определяющими для зубчатой передачи?

СТАТИЧЕСКОЕ И ДИНАМИЧЕСКОЕ УРАВНОВЕШИВАНИЕ ВРАЩАЮЩИХСЯ ЗВЕНЬЕВ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН

Цель работы: ознакомиться с методами уравнивания вращающихся звеньев.

Лабораторное оборудование: установка для балансировки ТММ-ДБ.

I. Перед выполнением практической части лабораторной работы изучить краткие теоретические сведения, представленные ниже.

Теоретические сведения. Основные определения. «Теория уравнивания основывается на положениях теоретической механики о приведении сил. Неуравновешенный ротор или вал представляется как совокупность элементарных масс, вращающихся с постоянной угловой скоростью. Возникающие элементарные силы инерции заменяются эквивалентной системой сил в виде главного вектора, расположенного в плоскости, перпендикулярной оси вращения, и главного момента сил инерции, расположенного в плоскости, проходящей через ось вращения» [21].

Условия уравниваемости вращающихся звеньев. Звено массы m вращается вокруг своей оси с постоянной угловой скоростью ω .

Элементарной массе m_i звена соответствует центробежная сила инерции P_i , величину которой можно определить по формуле

$$P_i = m_i r_i \omega^2, \quad (4.1)$$

где r_i — радиус вращения.

Выберем неподвижную прямоугольную систему координат XYZ (рис. 4.1) таким образом, чтобы ось OZ совпадала с осью вращения, а выбранная плоскость XOY проходила через центр масс S (центр масс не лежит на оси вращения).

Видно (см. рис.4.1), что сила инерции P_i создаёт моменты M_{ix} и M_{iy} относительно X и Y . «Эти моменты можно определить, если силу инерции P_i разложим на две составляющие:

$$P_{iy} = P_i \cdot \sin \alpha;$$

$$P_{ix} = P_i \cdot \cos \alpha.$$

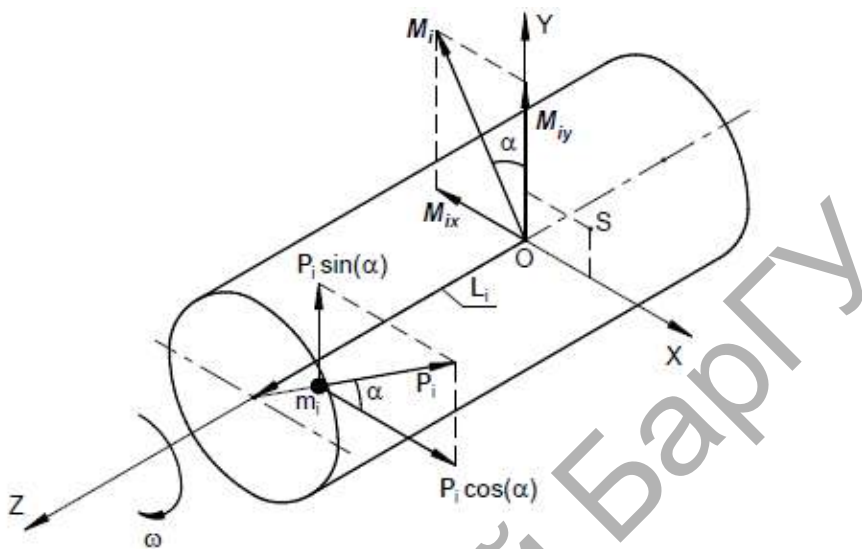


Рисунок 4.1 — Ротор в системе координат XYZ [22]

Тогда

$$M_{ix} = P_i \cdot L_i \cdot \sin \alpha;$$

$$M_{iy} = P_i \cdot L_i \cdot \sin \alpha,$$

где L_i — расстояние массы m_i до плоскости XOY» [23].

С учётом формулы (4.1) будем иметь

$$M_{ix} = m_i r_i \omega^2 L_i \sin \alpha; \quad (4.2)$$

$$M_{iy} = m_i r_i \omega^2 L_i \sin \alpha. \quad (4.3)$$

Модуль полного момента силы инерции M_i получим, если сложим моменты M_{ix} и M_{iy} по правилу параллелограмма:

$$M_i = \sqrt{M_{ix}^2 + M_{iy}^2} = m_i r_i \omega^2 L_i.$$

Из отношения выражений (4.2) и (4.3) видно, что вектор момента $\overline{M}_i$ составляет с осью Y угол α , и, следовательно, он всегда перпендикулярен вектору силы инерции $\overline{P}_i$.

«Систему сил инерции всех элементарных масс вращающегося звена можно привести к главному вектору сил $\overline{P}_{ин}$ и главному моменту $\overline{M}_{ин}$ » [24].

Пусть точка O на оси Z , с которой совмещено начало системы координат, является центром приведения сил инерции всех элементарных масс. Главный вектор сил инерции будет равен

$$\overline{P}_{ин} = \omega^2 \sum (m_i \overline{r}_i) = \omega^2 m \overline{r}_s, \quad (4.4)$$

Главный момент всех сил инерции тела относительно оси, лежащей в плоскости XOY и проходящей через точку O , можно определить по формуле

$$\overline{M}_{ин} = \omega^2 \sum \left[m_i (\overline{L}_i \overline{r}_i) \right] = \omega^2 \overline{J}_r. \quad (4.5)$$

Вектор $\sum (m_i \overline{r}_i) = m \overline{r}_s$ в выражении (4.4), называется *статическим моментом*, причём m — масса звена, а $\overline{r}_s$ — расстояние центра масс S звена до оси вращения. Вектор $\sum \left[m_i (\overline{L}_i \overline{r}_i) \right] = \overline{J}_r$ в выражении (4.5) называется *центробежным моментом инерции*.

При вращении звена с постоянной угловой скоростью главный вектор сил инерции (4.4) и главный момент этих сил (4.5) образуют между собой некоторый угол φ ($\varphi \neq 90$); при этом они остаются постоянными по модулю и меняют только направление, вращаясь вместе со звеном.

«При больших скоростях вращения модули этих векторов могут достигать значительных величин. Такие вращающиеся звенья являются неуравновешенными» [25].

Для полного уравнивания вращающихся звеньев необходимо, чтобы главный вектор сил инерции $\overline{P}_{ин}$ и главный момент сил инерции $\overline{M}_{ин}$ были равны нулю (если учесть, что в уравнениях (4.4) и (4.5) $\omega \neq 0$), т. е.

$$\sum (m_i \overline{r}_i) = 0; \quad (4.6)$$

$$\sum \left[m_i (\overline{L}_i \overline{r}_i) \right] = 0. \quad (4.7)$$

Условие (4.6) удовлетворяется в том случае, если центр массы S звена находится на оси вращения ($\bar{r}_S = 0$).

Второе условие (4.7) выполняется, если ось вращения звена является главной осью инерции.

Итак, звено считается полностью уравновешенным, если ось вращения является главной центральной осью инерции.

Уравнения (4.6) и (4.7) могут быть решены аналитически и графически. В данной работе используется графический метод.

Виды неуравновешенности вращающихся звеньев. Различают три вида неуравновешенности: статическую, моментную и динамическую.

Статическая неуравновешенность возникает в том случае, когда не выполняется условие (4.6): ось вращения является главной, но не центральной ($\bar{r}_S \neq 0$), поэтому главный момент сил инерции (4.7) равен нулю (главная центральная ось инерции параллельна оси вращения, т. е. $\bar{J}_r = 0$), а главный вектор сил инерции (4.6) не равен нулю. «Статическая неуравновешенность определяется *главным вектором дисбалансов* $\bar{D}_{ст} = m\bar{r}_S$. Вектор $\bar{D}_{ст}$ направлен радиально и вращается вместе со звеном» [26].

Моментная неуравновешенность характерна звену, для которого не выполняется условие (4.7): ось вращения является центральной ($\bar{r}_S = 0$), но не главной, поэтому главный вектор сил инерции (4.6) равен нулю, а главный момент этих сил (4.7) не равен нулю, главная центральная ось инерции наклонена к оси вращения под некоторым углом, т. е. $\bar{J}_r \neq 0$. «Моментная неуравновешенность определяется *главным моментом дисбалансов* $\bar{M}_D = \bar{J}_r$ (в некоторых источниках — динамический дисбаланс). Вектор $\bar{M}_D$ вращается вместе со звеном. Примером может служить двухколенчатый вал» [27].

Динамическая неуравновешенность является совокупностью статической и моментной неуравновешенностей: условия (4.6) и (4.7) не выполняются одновременно. Динамическая неуравновешенность определяется через главный вектор дисбалансов $\bar{D}_{ст}$ и главный момент дисбалансов $\bar{M}_D$.

Статическая уравновешенность ротора. Пусть (рис. 4.2) в плоскостях ротора 1, 2 и 3 (перпендикулярных оси вращения) имеются неуравновешенные массы m_1 , m_2 и m_3 . Положения этих масс заданы радиусами-векторами r_1, r_2, r_3 и углами $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$.

Для статического (частичного) уравновешивания ротора достаточно установить один противовес. Введём следующие обозначения (рис. 4.3, а):

m_{Π} — масса противовеса; $\bar{r}_{\Pi}$ — удаление противовеса от оси вращения; α_{Π} — угловое положение противовеса. Тогда условие (4.6) можно записать в форме

$$m_1 \bar{r}_1 + m_2 \bar{r}_2 + m_3 \bar{r}_3 + m_{\Pi} \bar{r}_{\Pi} = 0. \quad (4.8)$$

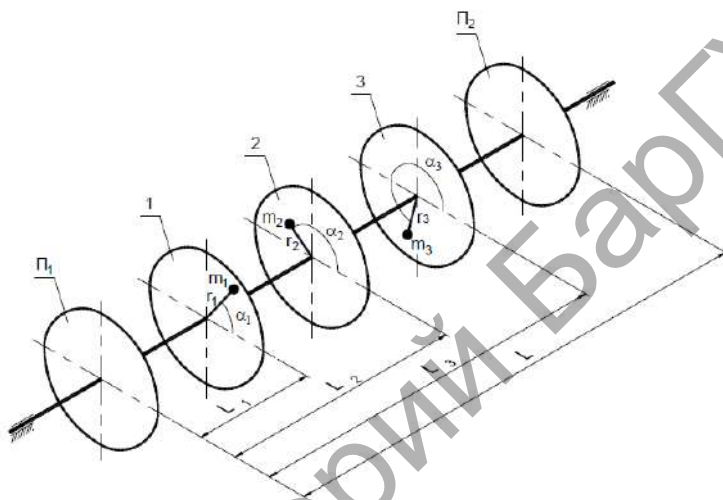
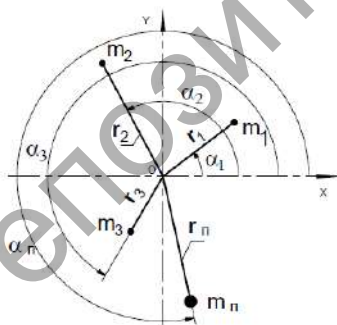
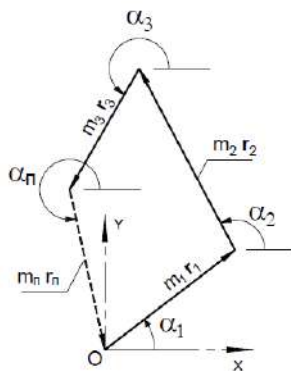


Рисунок 4.2 — Статическое уравнивание ротора [28]



а)



б)

а — схема расположения противовесов; б — векторный многоугольник

Рисунок 4.3 — Статическое уравнивание [29]

При решении данного уравнения строится векторный многоугольник. Модуль замыкающего вектора многоугольника будет равен произведению $m_{\text{п}}\bar{r}_{\text{п}}$ (см. рис 4.3, б).

Определяем массу противовеса $m_{\text{п}}$, если задаться радиусом $\bar{r}_{\text{п}}$ (или определить радиус $\bar{r}_{\text{п}}$, если задаться массой $m_{\text{п}}$). По чертежу находим угол $\alpha_{\text{п}}$, определяющий направление радиуса вектора противовеса. Противовес может быть установлен в любой плоскости (удобнее — в плоскости Π_1 или Π_2) либо распределён по этим плоскостям.

Динамическое уравновешивание ротора. Положение плоскостей 1, 2 и 3 относительно плоскости приведения Π_1 определяется расстояниями L_1, L_2, L_3 .

Для полного (динамического) уравновешивания ротора необходимо установить два противовеса в плоскостях Π_1 и Π_2 , расстояние между ними равно L (см. рис. 4.2). Обозначим: $m_{\text{п1}}$ и $m_{\text{п2}}$ — массы противовесов, устанавливаемых в плоскостях Π_1 и Π_2 ; $r_{\text{п1}}$ и $r_{\text{п2}}$ — радиус-векторы, определяющие радиальное положение противовесов; $\alpha_{\text{п1}}$ и $\alpha_{\text{п2}}$ — угловые координаты. Тогда условия (4.6) и (4.7) можно записать в форме

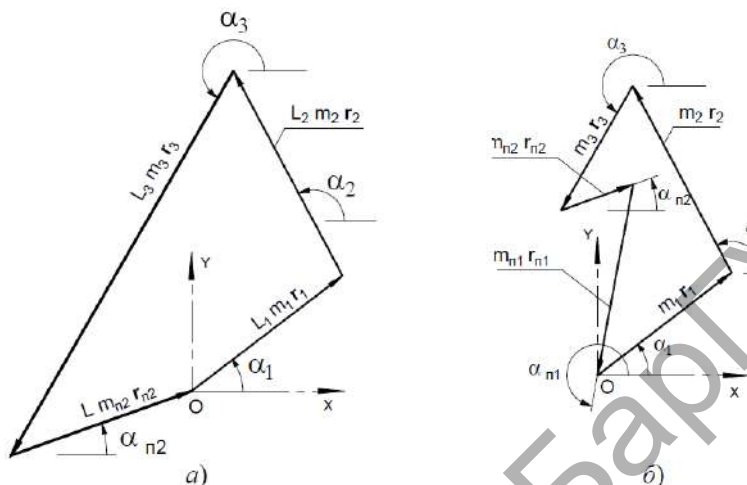
$$m_1\bar{r}_1 + m_2\bar{r}_2 + m_3\bar{r}_3 + m_{\text{п1}}\bar{r}_{\text{п1}} + m_{\text{п2}}\bar{r}_{\text{п2}} = 0; \quad (4.9)$$

$$m_1\bar{r}_1L_1 + m_2\bar{r}_2L_2 + m_3\bar{r}_3L_3 + m_{\text{п2}}\bar{r}_{\text{п2}}L = 0. \quad (4.10)$$

Поскольку $L_{\text{п1}} = 0$, произведение $m_{\text{п1}}\bar{r}_{\text{п1}}L_{\text{п1}}$ в уравнении (4.10) равно нулю и поэтому отсутствует в уравнении.

Для решения данных уравнений вначале строится векторный многоугольник моментов пар по уравнению (4.10). Векторы моментов при этом удобно повернуть на 90° до совпадения их с направлением векторов сил. Модуль замыкающего вектора многоугольника будет равен произведению $m_{\text{п2}}\bar{r}_{\text{п2}}L$ (рис. 4.4, а), где расстояние L известно (расстояние между плоскостями уравновешивания). Из этого произведения легко определить массу противовеса $m_{\text{п2}}$, если задаться радиусом $r_{\text{п2}}$ (или радиус $r_{\text{п2}}$, если задаться массой противовеса $m_{\text{п2}}$).

Угол $\alpha_{\text{п2}}$, определяющий направление радиус-вектора противовеса, измеряется на чертеже. Затем строится многоугольник по уравнению (4.9) (см. рис. 4.4, б). В этом многоугольнике неизвестной величиной будет замыкающий вектор, модуль которого равен $m_{\text{п1}}r_{\text{п1}}$. Задавая значения одного из сомножителей в этом произведении, определим второй. По чертежу находим угол $\alpha_{\text{п1}}$, определяющий направление радиус-вектора противовеса.



a — векторный многоугольник моментов пар; b — векторный многоугольник дисбаланса

Рисунок 4.4 — Динамическое уравнивание [30]

II. Практическая часть

Устройство и принцип работы установки ТММ-35М. «Установка ТММ-35М (рис. 4.5) настольного типа предназначена для статического и динамического уравнивания вращающихся масс с заданным расположением и состоит из следующих основных узлов: ротора с дисками, фрикционного привода и плиты со стойками.

Ротор представляет собой вал 1, на котором свободно посажены пять алюминиевых дисков 4 на расстоянии 80 мм друг от друга. На крайних дисках располагаются противовесы. Три средних диска служат для установки неуравновешенных грузов. В осевом направлении перемещение дисков ограничивается кольцами 5, жёстко закреплёнными на валу. Кольца градуированы по образующей через один градус, а ступицы дисков имеют метку, позволяющую установить диск на необходимый угол. Фиксация дисков осуществляется винтами 3.

Диски имеют два сквозных паза: один — для крепления груза (точечной массы), другой — для противовеса. Пазы расположены под углом 180° . Рядом с пазом на диске прикреплен шкала, позволяющая устанавливать груз и противовес на требуемом расстоянии от оси вращения вала ротора.

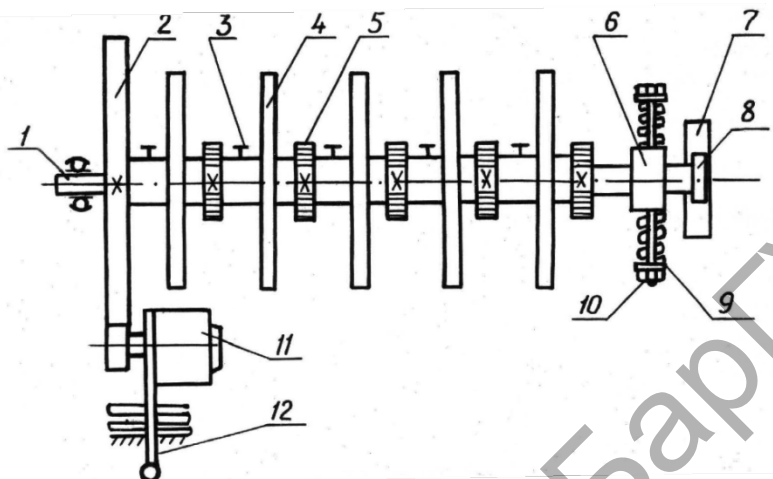


Рисунок 4.5 — Схема установки статической и динамической балансировки [31]

Ротор смонтирован на двух стойках: левый конец вала закреплён в сферическом шарикоподшипнике, который позволяет валу, кроме вращательного движения, осуществлять поворот в горизонтальной плоскости; правый конец вала установлен на радиальном шарикоподшипнике, вмонтированном в каретке 6. Каретка может перемещаться на роликах 8 по направляющей 7 в горизонтальной плоскости и удерживается в центральном положении с помощью пружин растяжения 9, регулируемых винтами 10.

Вращение ротора осуществляется от электродвигателя 11 посредством фрикционной передачи.

Электродвигатель размещён у левой стойки на качающемся рычаге 12. Под рычагом установлена пусковая кнопка двойного действия. Нажатием рукоятки рычага “вниз” фрикционный диск прижимается к шкиву 2 ротора, и одновременно включается электродвигатель, разгоняющий ротор. При освобождении рукоятки фрикционный диск под действием силы веса электродвигателя отжимается от шкива 2 и электродвигатель выключается. Для ограничения хода фрикционного диска предусмотрены регулировочные винты. Электродвигатель рассчитан на напряжение тока 220 В, скорость вращения — 6 000 об / мин. Полезная мощность на валу — 40 Вт.

Основанием установки служит чугунная плита, на которой закреплены стойки, несущие ротор. На плите помещается переключатель для включения (“вкл”) и выключения (“выкл”) электрического питания установки.

Установка снабжена комплектом грузов постоянной массы в 20, 30, 40, 50, 60 и 70 г, служащих для создания дисбаланса и для уравнивания» [32].

Порядок выполнения работы

1. Согласно указанному варианту необходимо в бланк отчёта записать массы и координаты неуровновешенных грузов (приложение Б).

2. Закрепить грузы m_1 , m_2 и m_3 в пазах дисков 1, 2 и 3 (см. рис. 4.2) на заданных радиусах $\bar{r}_1$, $\bar{r}_2$, $\bar{r}_3$; закрепить диски под заданными углами α_1 , α_2 , α_3 . Необходимо убедиться, что ротор не уравновешен и статически, и динамически.

3. Вычертить в масштабе схему расположения заданных грузов (см. рис. 4.3, а).

4. Для статического (частичного) уравнивания подсчитать множители в уравнении (4.8) и записать в бланк отчёта (приложение В).

5. Построением (см. рис. 4.3, б) с учётом масштабного коэффициента решить уравнение (4.8). Определить $\alpha_{\text{п}}$. Выбрав $m_{\text{п}}$, определить $r_{\text{п}}$. Установить груз в плоскости уравнивания Π_1 (или Π_2).

6. Проверить статическую уравновешенность: при повороте вала вручную на любой угол он должен находиться в безразличном равновесии.

7. Проверить динамическую неуровновешенность: при разгоне вала его подпружиненный правый конец начинает совершать колебания в горизонтальной плоскости.

8. Остановить вал, снять противовес, найденный при статическом уравнивании.

9. Для полного уравнивания подсчитать значения центробежных моментов (4.10) и записать в бланк отчёта (см. приложение В).

10. Построением (см. рис. 4.4, а) с учётом масштабного коэффициента решить уравнение (4.10). Определить $\alpha_{\text{п}2}$. Выбрав $m_{\text{п}2}$, определить $r_{\text{п}2}$. Установить груз $m_{\text{п}2}$ в плоскости уравнивания Π_2 (см. рис. 4.2).

11. Построением (см. рис. 4.4, б) решить уравнение (4.9). Выбранный груз $m_{\text{п}1}$ установить в плоскости уравнивания Π_1 по найденным координатам $r_{\text{п}1}$ и $\alpha_{\text{п}1}$.

12. Проверить динамическую (полную) уравновешенность ротора (при разгоне вала его правый конец не должен иметь колебаний).

Примечание: при решении уравнений (4.8), (4.9) и (4.10) радиусы $r_{п}$, $r_{п1}$ и $r_{п2}$ должны находиться в пределах от 40 до 90 мм.

13. Оформить с помощью приложения В отчёт и защитить его, ответив на контрольные вопросы:

- Что называют статическим моментом?
- Какая ось называется центральной?
- Что называют центробежным моментом инерции масс?
- Какая ось называется главной осью инерции?
- Назовите виды неуравновешенности звеньев.
- Когда вращающиеся звенья называются неуравновешенными?
- Что называется главным вектором дисбаланса (статическим дисбалансом)?
- Что называется главным моментом дисбаланса (динамическим дисбалансом)?
- Какие параметры определяются при полной уравновешенности?
- Какие параметры определяются при статическом уравновешивании?

НАРЕЗАНИЕ ЗУБЧАТЫХ КОЛЁС СПОСОБОМ ОГИБАНИЯ

Т а б л и ц а А.1 — Параметры исходного контура

Номер установки	m , мм	d_1 , мм	α , град	h_a^*	c^*	z_1	z_2
	10	100	20	1	0,25	10	14

Определение параметров колеса без смещения

$$1. \quad z_1 = \frac{d_1}{m} = \frac{100}{10} = 10.$$

$$2. \quad r_{w1} = r_1 = \frac{d_1}{2} = \frac{100}{2} = 50 \text{ мм.}$$

$$3. \quad r_{b1} = r_1 \cos \alpha = 50 \cdot 0,9397 = 47 \text{ мм.}$$

$$4. \quad r_{a1} = r_1 + h_a^* m = \frac{m}{2} (z_1 + 2) = \frac{10}{2} (10 + 2) = 60 \text{ мм.}$$

$$5. \quad r_{f1} = r_1 - (h_a^* + c^*) m = \frac{m}{2} (z_1 - 2,5) = \frac{10}{2} (10 - 2,5) = 37,5 \text{ мм.}$$

$$6. \quad S_1 = \frac{\pi m}{2} = \frac{3,14 \cdot 10}{2} = 15,7 \text{ мм.}$$

$$7. \quad S_{b1} = 2r_{b1} \left(\frac{S_1}{d_1} + \text{inv} \alpha \right) = 2,47 \left(\frac{15,7}{100} + 0,014904 \right) = 16,2 \text{ мм.}$$

$$8. \quad \cos \alpha_{a1} = \frac{r_{b1}}{r_{a1}} = \frac{47}{60} = 0,7833, \quad \alpha_{a1} = 38^\circ 26', \quad \text{inv} \alpha_{a1} = 0,12275.$$

$$S_{a1} = 2r_{b1} \left(\frac{S_1}{d_1} + \text{inv} \alpha - \text{inv} \alpha_{a1} \right) = 2 \cdot 60 \left(\frac{15,7}{100} + 0,014904 - 0,12275 \right) = 6 \text{ мм.}$$

Определение параметров колеса со смещением

$$1. \quad x_1 = \frac{17 - z_1}{17} = \frac{17 - 10}{17} = 0,412; \quad x_2 = \frac{17 - z_2}{17} = \frac{17 - 14}{17} = 0,176.$$

$$2. \quad \Delta_1 = x_1 m = 0,412 \cdot 10 = 4,12 \text{ мм.} \quad \Delta_1 = x.$$

3. $B = \frac{1000x_\varepsilon}{x_\varepsilon} = \frac{1000(x_1 + x_2)}{z_1 + z_2} = \frac{1000(0,412 + 0,176)}{10 + 14} = 24,5; \alpha_w = 25^\circ 41'.$
4. $y = \frac{a_w - a}{m} = \frac{z_1 + z_2}{2} \left(\frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w} - 1 \right) = \frac{10 + 14}{2} (1,04271 - 1) = 0,515.$
5. $\Delta y = (x_1 + x_2) - y = (0,412 + 0,176) - 0,515 = 0,073.$
6. $r_{w1} = r_1 \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w} = 50 \cdot 1,04271 = 52,1 \text{ мм}.$
7. $r_{b1} = r_1 \cos \alpha = 50 \cdot 0,9397 = 47 \text{ мм}.$
8. $r_{a1} = r_1 + (h_a^* + x_1 - \Delta y)m = 50 + (1 + 0,412 - 0,073)10 = 63,4 \text{ мм}.$
9. $r_{f1} = r_1 - (h_a^* + c^* - x_1)m = 50 - (1 + 0,25 - 0,412)10 = 41,6 \text{ мм}.$
10. $S_1 = \left(\frac{\pi}{2} + 2x_1 \operatorname{tg} \alpha \right) m = \left(\frac{3,14}{2} + 2 \cdot 0,412 \cdot 0,364 \right) 10 = 18,7 \text{ мм}.$
11. $S_{w1} = 2r_{w1} \left(\frac{S_1}{d_1} + \operatorname{inv} \alpha - \operatorname{inv} \alpha_w \right) = 2 \cdot 52,1 \left(\frac{18,7}{100} + 0,014904 - 0,03265 \right) = 17,6 \text{ мм}.$
12. $S_{b1} = 2r_{b1} \left(\frac{S_1}{d_1} + \operatorname{inv} \alpha \right) = 2 \cdot 47 \left(\frac{18,7}{100} + 0,014904 \right) = 19 \text{ мм}.$
13. $\cos \alpha_{a1} = \frac{r_{b1}}{r_{a1}} = \frac{47}{63,4} = 0,7412, \alpha_{a1} = 42^\circ 10', \operatorname{inv} \alpha_{a1} = 0,16974.$
14. $S_{a1} = 2r_{a1} \left(\frac{S_1}{d_1} + \operatorname{inv} \alpha - \operatorname{inv} \alpha_w \right) = 2 \cdot 63,4 \left(\frac{18,7}{100} + 0,014904 - 0,16974 \right) = 4,1 \text{ мм}.$

Т а б л и ц а А.2 — Таблица сопоставления расчётов с замерами

Толщина зубьев, мм	Колесо без смещения		Колесо со смещением	
	Расчёт	Замер	Расчёт	Замер
S_1	15,7	15	18,7	18
S_{w1}	15,7	15	17,6	17
S_{b1}	16,2	15,5	19	18,5
S_{a1}	6	5,5	4,1	3,5

ВАРИАНТЫ ИСХОДНЫХ ДАННЫХ

Массы и координаты грузов для статического и динамического
уравновешивания

	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
m_1 , г	30	60	40	50	60	40	30	20	50	20
m_2 , г	60	40	70	30	50	70	50	40	20	60
m_3 , г	20	70	40	60	30	20	30	70	60	50
r_1 , мм	80	50	60	70	40	90	80	70	60	50
r_2 , мм	40	70	50	60	80	40	70	60	90	80
r_3 , мм	90	80	70	50	60	80	90	50	40	70
α_1 , град	0	90	120	120	90	0	90	90	180	270
α_2 , град	60	160	200	310	190	110	210	220	320	80
α_3 , град	120	180	180	240	270	300	300	180	270	0
L_1 , мм	80									
L_2 , мм	160									
L_3 , мм	240									
L , мм	320									

СТАТИЧЕСКОЕ И ДИНАМИЧЕСКОЕ УРАВНОВЕШИВАНИЕ ВРАЩАЮЩИХСЯ ЗВЕНЬЕВ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН

1. Массы и координаты неуравновешенных грузов:

$m_i, \text{Г}$			$r_i, \text{ММ}$			$\alpha_i, \text{град}$			$L_i, \text{ММ}$		
m_1	m_2	m_3	r_1	r_2	r_3	α_1	α_2	α_3	L_1	L_2	L_3
									80	60	240

2. Схема расположения заданных грузов:

$$\mu_l = \text{--- ММ} / \text{ММ.}$$

3. Уравнение статической уравновешенности ротора и его решение.

3.1. Таблица заданных и определяемых величин:

$m_1 r_1, \text{Г} \cdot \text{ММ}$	$m_2 r_2, \text{Г} \cdot \text{ММ}$	$m_3 r_3, \text{Г} \cdot \text{ММ}$	$m_{\text{п}} r_{\text{п}}, \text{Г} \cdot \text{ММ}$	$m_{\text{п}}, \text{Г}$	$r_{\text{п}}, \text{ММ}$	$\alpha_{\text{п}}, \text{град}$

3.2. Векторный многоугольник при статической уравновешенности:

$$\mu_{D_{\text{ст}}} = \text{--- ММ} / \text{ММ.}$$

4. Уравнение динамической неуравновешенности ротора и их решения.

4.1. Таблица заданных и определяемых величин:

$m_i r_i L_i, \text{Г} \cdot \text{ММ}^2$			$m_i r_i L_i,$ $\text{Г} \cdot \text{ММ}^2$	$m_{\text{п}2}, \text{Г}$	$r_{\text{п}2}, \text{ММ}$	$\alpha_{\text{п}2}, \text{град}$	$m_{\text{п}1} r_{\text{п}1},$ $\text{Г} \cdot \text{ММ}$	$m_{\text{п}1}, \text{Г}$	$r_{\text{п}1}, \text{ММ}$	$\alpha_{\text{п}1}, \text{град}$
$m_1 r_1 L_1$	$m_2 r_2 L_2$	$m_3 r_3 L_3$								

4.2. Векторные многоугольники при динамической уравновешенности:

$$\mu_{D_{\text{ст}}} = \text{--- Г} \cdot \text{ММ} / \text{ММ.} \quad \mu_{M_D} = \text{--- Г} \cdot \text{ММ}^2 / \text{ММ.}$$

СПИСОК РЕКОМЕНДОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. *Артоболевский, И. И.* Теория механизмов и машин / И. И. Артоболевский — М. : Наука, 1988. — 640 с.
2. *Левитская, О. Н.* Курс теории механизмов и машин / О. Н. Левитская, Н. И. Левитский. — М. : Высш. шк., 1985. — 279 с.
3. *Левитский, Н. И.* Теория механизмов и машин / Н. И. Левитский. — М. : Наука, 1979. — 575 с.
4. *Озол, О. Г.* Теория механизмов и машин / О. Г. Озол. — М. : Наука, 1984. — 432 с.
5. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчёт геометрии : ГОСТ 16532-70. — Введ. 01.01.1972. — М. : Изд-во стандартов, 1983. — 43 с.
6. Теория механизмов и машин : учеб. для вузов / под ред. К. В. Фролова [и др.]. — М. : Высш. шк., 1987. — 496 с.
7. *Юденич, В. В.* Лабораторные работы по теории механизмов и машин / В. В. Юденич. — М. : Высш. шк., 1962. — 288 с.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Борисенко Л. А. Теория механизмов, машин и манипуляторов : учеб. пособие. Минск : Новое знание ; М. : ИНФРА-М, 2011. 285 с.
2. Там же. С. 170.
3. Там же.
4. Лабораторные работы по теории механизмов и машин / Е. А. Камцев [и др.] ; под общ. ред. Е. А. Камцева. Минск : Выш. шк., 1976. 174 с.
5. Курсовое проектирование по теории механизмов и машин : учеб. для втузов / под общ. ред. Г. Н. Девойно [и др.]. Минск : Выш. шк., 1986. 285 с.
6. Горов Э. А., Гайдай С. А., Лушников С. В. Типовой лабораторный практикум по теории механизмов и машин : учеб. пособие для студентов вузов. М. : Машиностроение, 1990. 160 с.
7. Коренский В. Ф., Кривенок С. К. Теория механизмов и машин : лаб. практикум для студентов инженер. специальностей. Новополоцк : ПГУ, 2004. 68 с.
8. Основные нормы взаимозаменяемости. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные. Исходный контур : ГОСТ 13755-81. Введ. 27.02.1981. М. : Изд-во стандартов, 1981. 4 с.
9. Статическое и динамическое уравнивание вращающихся звеньев механизмов и машин : метод. указания к выполнению лаб. работы № 7 по дисциплине «Теория механизмов и машин» для студентов механ. специальностей всех форм обучения / сост. А. А. Кравчук, Н. И. Флусов, А. Ю. Дерипас. Хабаровск : Изд-во Тихоокеан. гос. ун-та, 2008. 15 с.
10. Коренский В. Ф., Кривенок С. К. Указ. соч. С. 30.
11. Там же. С. 31.
12. Горов Э. А., Гайдай С. А., Лушников С. В. Указ. соч. С. 87.
13. Тимофеев Г. А. Теория механизмов и машин : учеб. пособие. 2-е изд. перераб. и доп. М. : Юрайт, 2010. 351 с.
14. Анципорович П. П., Акулич В. К., Дубовская Е. М. Нарезание цилиндрических эвольвентных зубчатых колёс и построение схемы зубчатого зацепления : учеб.-метод. пособие к лаб. работам по дисциплине «Теория механизмов, машин и манипуляторов». 2-е изд., испр. Минск : БНТУ, 2009. 46 с.
15. Горов Э. А., Гайдай С. А., Лушников С. В. Указ. соч. С. 91.
16. Лабораторные работы по теории механизмов и машин. Минск : Выш. шк., 1976. С. 23.
17. Там же. С. 37.
18. Основные нормы взаимозаменяемости. Колёса зубчатые. Модули : ГОСТ 9563-60. Введ. 01.07.1962. М. : Изд-во стандартов, 1994. 4 с.
19. Коренский В. Ф., Кривенок С. К. Указ. соч. С. 275—276.
20. Основные нормы взаимозаменяемости. Колёса зубчатые. Модули : ГОСТ 9563-60.

21. Статическое и динамическое уравнивание вращающихся звеньев механизмов и машин. Хабаровск, 2008. С. 4.

22. Там же. С. 4.

23. Там же. С. 4—5.

24. Там же. С. 15.

25. Там же. С. 6.

26. Там же. С. 6.

27. Там же. С. 6—7.

28. Там же. С. 7.

29. Там же. С. 8.

30. Там же. С. 9.

31. Там же. С. 10.

32. Там же. С. 9—11.

Репозиторий БарГУ

ЦЕЛИ И ЗАДАЧИ КУРСОВОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ

Курсовой проект включает 4 листа чертежей формата А1(А2) и пояснительную записку с необходимыми пояснениями, алгоритмами, расчётами и выводами.

Задание на курсовой проект является комплексным, предусматривающим проектирование и исследование основных видов механизмов, объединённых в систему машины или устройства с учётом специальности, по которой обучается студент. Задания на проект устанавливаются кафедрой.

В проекте предусматривается разработка следующих вопросов:

- 1) проектирование кинематических схем механизмов (рычажных, зубчатых, кулачковых) по заданным кинематическим и динамическими условиям;
- 2) динамический синтез машины и определение закона движения звена привода;
- 3) ограничение периодических колебаний скорости при установившемся режиме движения;
- 4) кинематический и силовой анализ спроектированных механизмов;
- 5) согласование во времени движений основного и вспомогательного механизмов;

Расчёты при выполнении проекта могут частично проводится с использованием ЭВМ.

Курсовой проект по дисциплине рассчитан на 50 часов (1,5 зачётных единиц).

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ
УЧРЕЖДЕНИЕ ОБРАЗОВАНИЯ
«БАРАНОВИЧСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

СИНТЕЗ КУЛАЧКОВОГО МЕХАНИЗМА

**Методические рекомендации
по курсовому проектированию по дисциплине
«Теория механизмов, машин и манипуляторов»
для студентов инженерных специальностей**

**Барановичи
РИО БарГУ
2009**

УДК 621(072)

ББК 34.4я73

С38

Рекомендовано к печати учебно-методической
комиссией инженерного факультета

С о с т а в и т е л ь

В. Г. Заяц

Р е ц е н з е н т ы:

В. А. Дремук, кандидат технических наук, доцент (БарГУ);

Ю.К. Калугин, кандидат технических наук (БарГУ)

С38 **Синтез кулачкового механизма** [Текст] : метод. рекомендации по
курсовому проектированию по дисциплине «Теория механизмов, машин и манипуляторов» для студентов инженер. специальностей / сост.
В. Г. Заяц. — Барановичи : РИО БарГУ, 2009. — 17, [3] с. — 100 экз.

Данное издание содержит теоретическое обоснование и методику синтеза кулачкового механизма при выполнении курсового проекта по дисциплине «Теория механизмов, машин и манипуляторов».

Методические рекомендации предназначены студентам специальностей 1-36 01 01 Технология машиностроения, 1-36 01 03 Технологическое оборудование машиностроительного производства, 1-53 01 01 Автоматизация технологических процессов и производств, 1-74 06 01 Технологическое обеспечение процессов сельскохозяйственного производства при написании курсового проекта, а также могут быть использованы при подготовке к экзаменам и выполнении индивидуальных заданий.

УДК 621(072)
ББК 34.4я73

© БарГУ, 2009

ОГЛАВЛЕНИЕ

<i>Введение</i>	4
1 Исходные данные и порядок проектирования кулачкового механизма	5
1.1 Выбор типа механизма	5
1.2 Выбор и обоснование закона движения толкателя	5
2 Определение основных размеров механизма	6
2.1 Определение радиуса основной шайбы и построение профиля кулачка	9
3 Проектирование кулачковых механизмов с помощью ЭВМ	18
Список рекомендуемых источников	19

Введение

В настоящее время почти все машины оснащены механизмом управления. Кулачковые механизмы позволяют повысить быстроходность силовых передач и надежность их в работе. Правильно рассчитанные такие механизмы могут работать теоретически неограниченное время, а практически — очень длительное время, имеют малые габариты, высокую кинематическую точность.

Большинство механизмов используется в машинах и устройствах, имеющих цикловой характер. Для управления циклом (последовательность открытия и закрытия клапанов двигателя внутреннего сгорания) или выполнения операций подачи топлива в цилиндр дизеля, перемещения суппорта и т. д. используются кулачковые механизмы.

При курсовом проектировании по теории машин и механизмов кулачковые механизмы могут являться частью общей кинематической схемы проектируемой машины.

В данных методических рекомендациях излагаются методы расчетов и построения профиля кулачков, используемых в различных технических устройствах.

В конце издания приведен список источников, который рекомендуется использовать при написании курсового проектирования.

1 ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ И ПОРЯДОК ПРОЕКТИРОВАНИЯ КУЛАЧКОВОГО МЕХАНИЗМА

В третьей части курсового проекта ставится задача — определить размеры кулачкового механизма по заданной схеме и закону движения исполнительного звена, а также построить профиль кулачка.

Основными размерами кулачкового механизма являются: R_0 — начальный радиус центрового профиля кулачка, e — эксцентриситет, l — длина коромысла, A — межцентровое расстояние, h — максимальное перемещение толкателя, r_p — радиус ролика, $R_{\max}$ — максимальный радиус кулачка.

При решении задач синтеза одни из этих размеров задаются, а другие определяются в процессе поэтапного проектирования механизма. Последовательность проектирования кулачкового механизма по этапам следующая:

- 1) выбор типа механизма;
- 2) выбор и обоснование закона движения толкателя;
- 3) определение основных размеров звеньев;
- 4) графическое построение профиля кулачка.

1.1 Выбор типа механизма

По заданной кинематической схеме описывается тип механизма, принцип его работы, производится классификация кинематических пар, назначается способ замыкания высшей пары.

1.2 Выбор и обоснование закона движения толкателя

Определить основные фазы работы кулачкового механизма, а также углы поворота кулачка, соответствующие этим фазам. По заданному закону движения толкателя описать условия динамической работы механизма на каждой фазе.

2 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ РАЗМЕРОВ МЕХАНИЗМА

При проектировании кулачкового механизма необходимо соблюдать следующую последовательность:

1. Выписать и внимательно изучить исходные данные для проектирования, тип механизма и законы движения толкателя на фазе удаления и возврата.

2. Определить рабочий угол профиля кулачка φ по формуле

$$\varphi_p = \varphi_y + \varphi_d + \varphi_v.$$

3. Определить максимальные значения аналогов скорости и аналогов ускорения толкателя на фазе удаления и возврата, используя исходные данные, закон движения толкателя на данной фазе и аналитические зависимости [7, табл. 2.10]. При этом необходимо помнить, что значения углов в расчетные зависимости нужно подставлять в радианах.

4. Рассчитать значение масштабных коэффициентов по осям координат:

$$\text{— по оси } \varphi : \mu_\varphi = \frac{\varphi_p}{(0-17)},$$

где $(0-17)$ — длина отрезка в миллиметрах от начала координат до точки 17, изображающего рабочий угол профиля кулачка;

$$\text{— по оси } a_\varphi : \mu_{a\varphi} = \frac{a_{\varphi \max}}{Y_{a \max}}.$$

5. Определить абсциссу, изображающую угол удаления, дальнего стояния и угол возврата, и отложить эти отрезки на оси φ .

$$x_y = \frac{\varphi_y}{\mu_\varphi}, \quad x_d = \frac{\varphi_d}{\mu_\varphi}, \quad x_v = \frac{\varphi_v}{\mu_\varphi}.$$

Таким образом,

$$(0-17) = x_y + x_d + x_v.$$

6. Разделить независимо угол удаления и угол возврата на восемь равных частей и построить диаграммы аналогов ускорений (рис. 1, а).

7. Произвести графическое интегрирование диаграммы аналогов ускорений и построить диаграмму аналогов скоростей. Его производят в такой последовательности:

- а) на каждом участке разбиения на фазах удаления и возврата заменить криволинейную трапецию равновеликим прямоугольником, и высоту этого прямоугольника спроецировать на ось ординат (точки 1', 2', 3', ..., 17');
- б) определить и отложить полюсные расстояния H :

$$H = \frac{1}{\mu_{\phi}}.$$

Тогда $\mu_{a\phi} = \mu_{v\phi}$;

- в) соединить лучами точки 1', 2', ..., 17' с точкой π ;
- г) построить новую систему осей координат $V_{\phi} - \phi$, сохранив по оси ϕ масштаб и разбивку;
- д) провести из начала координат линию, параллельную лучу, до пересечения с вертикалью, проведенной из точки 1. Из точки пересечения провести линию, параллельную лучу $\pi 1'$, до пересечения с вертикалью, проведенной из точки 1; из точки пересечения провести линию, параллельную лучу $\pi 2'$, до пересечения с вертикалью, проведенной из точки 2, и т. д.;
- е) полученная ломаная линия представляет собой диаграмму изменения аналога скорости толкателя в функции от угла поворота кулачка (рис. 1, б, в).

8. Произвести аналогичным способом графическое интегрирование диаграммы аналога скорости и получить диаграмму перемещения толкателя. Аналитический метод синтеза профиля кулачка с использованием ЭВМ подробно изложен в [7].

Величину полюсного расстояния H сохранить прежней, при этом $\mu_{a\phi} = \mu_{v\phi} = \mu_s$.

9. Спроецировать ход толкателя на ось ординат, получить разбивку хода на фазе удаления (точки $A_1, A_2, A_3, \dots, A_8$) и на фазе возврата (точки $A_9, A_{10}, \dots, A_{17}$) (рис. 1, в).

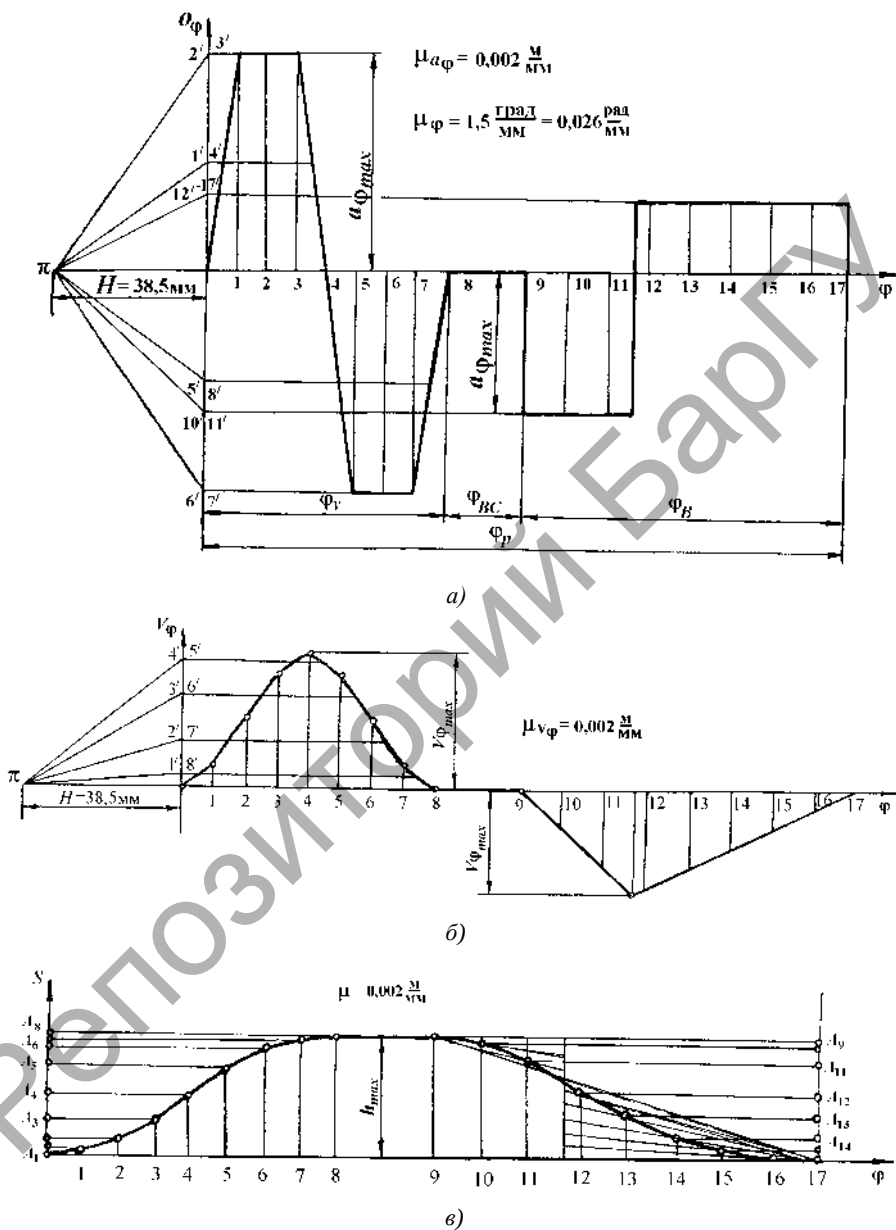


Рисунок 1 — Диаграмма аналогов ускорений (а) и скоростей толкателя (б);
диаграмма перемещений толкателя (в)

10. Диаграммы аналогов скоростей и перемещений можно построить, используя графические методы построения параболы, треугольника, косинусоиды и синусоиды [7, табл. 2.10, 2.11].

2.1 Определение радиуса основной шайбы и построения профиля кулачка

Кулачковый механизм с поступательно движущимся толкателем с роликом. Построить диаграмму $V_\phi = V(S)$ методом исключения параметра ϕ из диаграмм $V_\phi = V(\phi)$ и $S = S(\phi)$. При этом по осям координат V_ϕ и S масштабные коэффициенты должны быть одинаковы. Под заданными углами давления $[\theta]_y$ и $[\theta]_в$ провести касательные к диаграмме $V_\phi = V(S)$, как указано на рисунке 2, а. Точка O пересечения касательных может быть выбрана за ось вращения кулачка, при этом радиус основной шайбы $R_{0\min}$ будет минимальным. Смещение оси вращения кулачка от линии движения толкателя определит величину эксцентриситета. На практике выбирают $R_0 = R_{0\min} + 2 \dots 3$ мм.

Построение профиля кулачка. В выбранном масштабе проводят окружность основной шайбы кулачка и окружность эксцентриситета, окружность радиуса $R_{\max}$ и отмечают линию движения толкателя A_0A_8 , проведя касательную к окружности эксцентриситета e . От линии OA_8 откладывают фазовые углы ϕ_y , ϕ_d , $\phi_в$. Их делят на восемь равных частей и через каждую точку деления проводят касательные к окружности эксцентриситета. На линии A_0A_8 отмечают разбивку хода толкателя на фазе удаления и на линии A_9A_{17} — на фазе возврата. Пересечения одноименных касательных и дуг окружностей определяют положение оси ролика толкателя. Соединив плавной кривой полученные точки, получают центровый профиль кулачка (рис. 2, б).

Радиус ролика принять $r_p < 0,4R_0$. Построить конструктивный профиль кулачка.

Кулачковый механизм с коромысловым толкателем с роликом. Для кулачкового механизма с коромысловым толкателем определяют радиус основной шайбы кулачка, а также межцентровое расстояние A .

Исходными данными при проектировании являются фазовые углы, длина коромысла l и угол качения коромысла $\Delta\psi$.

Между ходом толкателя, длиной коромысла и углом качения имеется взаимосвязь

$$\Delta h = l \Delta \psi .$$

Расчет и построение профиля кулачка провести в следующей последовательности:

а) определить угол качения коромысла по формуле

$$\Delta \psi = \frac{\Delta h}{l} ;$$

б) выбрать масштабный коэффициент μ_s ;

в) из точки O_3 построить крайние положения коромысла, соответствующие углу качения $\Delta\psi$. На дуге A_0A_8 отложить разбивку хода толкателя на фазе удаления, а на дуге A_9A_{17} — на фазе возврата. Используя кинематические диаграммы, построить диаграмму $V_\varphi = V(S)$. Отложив под допустимыми углами давления θ касательные к векторам аналогов скоростей, получить точку O_1 — центр вращения кулачка, одновременно определить и межосевое расстояние A (рис. 3, а).

Построение профиля кулачка произвести в следующем порядке:

а) из общего центра — точки O — провести окружность радиусом R_0 и l_{0102} — окружность центра коромысла;

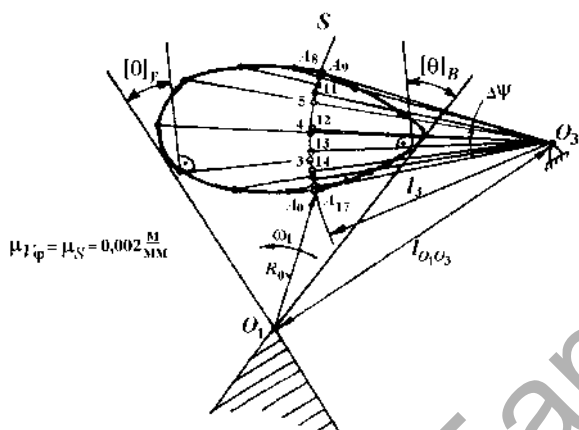
б) из произвольной точки на окружности центров коромысла провести дугу радиусом, равным длине коромысла, до пересечения с окружностью R_0 . Получим точку A_0 ;

в) от точки A_0 отложить дугу качения коромысла и на нее нанести разметку хода на фазе удаления (точки $A_1, A_2, A_3 \dots, A_8$);

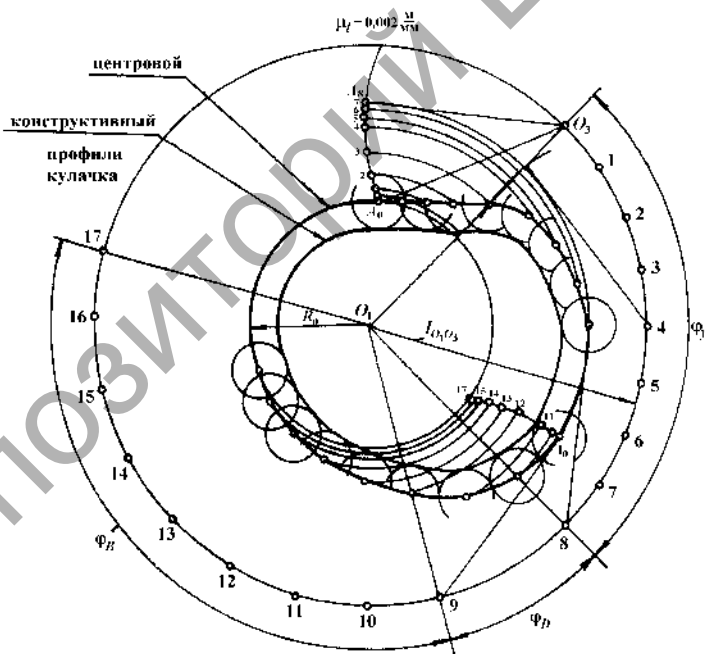
г) от точки A_8 по дуге окружности центров коромысла отложить угол удаления, угол дальнего стояния, угол возврата в направлении, обратном вращению кулачка.

д) дугу окружности центров на фазе удаления и возврата поделить на восемь равных частей в соответствии с разбиением кинематических диаграмм;

е) провести дуги окружностей из центра O_1 радиусом O_1A до пересечения с одноименными дугами окружностей радиусом l_3 , проведенными из одноименных центров положения коромысел;



a)



б)

Рисунок 3 — Определение радиуса основной шайбы и построение профиля кулачка при движении коромыслового толкателя с роликом

ж) соединив плавной линией полученные точки (см. п. е, с. 11), получить профиль кулачка на фазе удаления.

Аналогичным способом строят центральный профиль кулачка на фазе возврата (рис. 3, б).

Кулачковый механизм с плоским толкателем. Радиус основной шайбы кулачка определяют из условия выпуклости профиля следующим образом:

а) графически исключая параметр φ , построить диаграмму $a_\varphi = a(S)$, используя диаграммы движения толкателя (рис. 4, а). Масштабные коэффициенты по осям координат должны быть одинаковы;

в) провести под углом 45° касательную к отрицательным значениям a и найти точку пересечения касательной с осью S , увеличив расстояние $O'O$ на 10 мм; определить радиус основной шайбы кулачка;

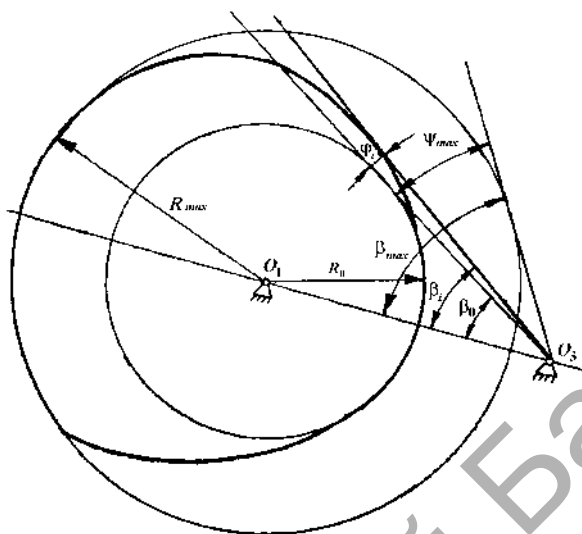
в) провести окружность радиусом R_0 и $R_0 + S_{\max}$, затем отложить фазовые углы φ_y , φ_d , φ_v . Угол удаления и возврата поделить на восемь равных частей. На линии A_0A_8 и A_9A_{17} нанести разбивку хода толкателя. Положение тарелки толкателя определить на пересечении одноименных дуг и радиальных прямых (точки 2', 3', 4' и т. д.). Через точки 2', 3', 4' провести прямые перпендикулярно радиусам.

Конструктивный профиль кулачка получится, если на фазе удаления и возврата провести линию, внутренним образом касающуюся перпендикуляров (рис. 4, б).

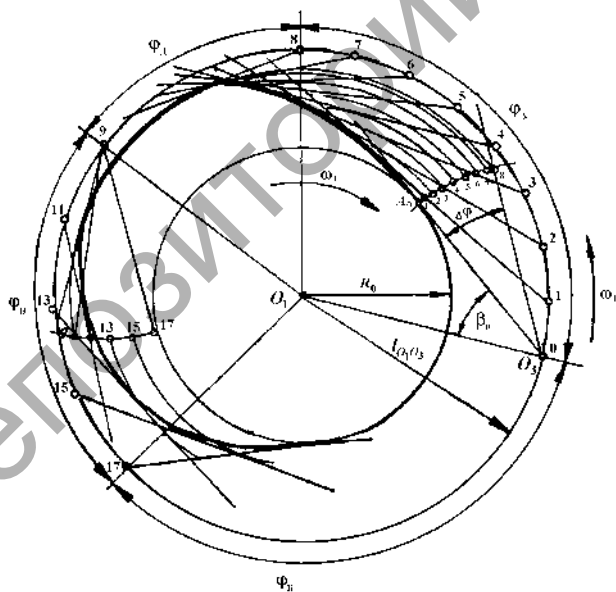
Кулачковый механизм с плоским коромысловым толкателем. При синтезе кулачкового механизма такого типа следует законы движения толкателя выразить через аналоги углового ускорения, угловой скорости и углового перемещения. Для этого необходимо в формулах, приведенных в задании, линейные перемещения h заменить на угловые

ψ , выраженные в радианах, а значения $\frac{ds}{d\varphi}$ заменить на $\frac{d\psi}{d\varphi} = \psi'$, $\frac{d^2s}{d\varphi^2}$ заменить на $\frac{d^2\psi}{d\varphi^2} = \psi''$. С учетом произведенных замен построить диаграммы $\psi'' = f(\varphi)$, $\psi' = f(\varphi)$ и $\psi = f(\varphi)$ по приведенной выше методике.

Основными геометрическими параметрами механизма являются: l_{0103} — расстояние между осями вращения кулачка и коромысла (рис. 5, а);



а)



б)

Рисунок 5 — Построение профиля кулачка для кулачкового механизма с плоским коромысловым толкателем

R_0 — радиус основной шайбы; β_0 — угол, определяющий начальное отклонение коромысла от прямой O_1O_3 .

Параметры R_0 и β_0 определяются из условия выпуклости профиля кулачка.

Условие выпуклости профиля кулачка записывается в виде ограничения на значения угла β_0 :

$$\beta_0 \geq \arctg \left[\frac{-\psi_i''}{(1-\psi_i')(1-2\psi_i')} \right] - \psi_i,$$

где ψ_i'' — аналог углового ускорения коромысла; численное значение принимается из диаграммы (см. рис. 1, а) для i -го положения механизма;

ψ_i' — аналог угловой скорости коромысла в i -м положении механизма (см. рис. 1, б);

ψ_i — угловая координата коромысла в i -м положении механизма (см. рис. 1, в).

Для нахождения минимальной величины начального угла поворота ведомого звена β_0 вычисляются для ряда значений угла поворота кулачка φ на участках движения с отрицательным ускорением функции:

$$\Phi_i = \frac{-\psi_i'}{(1-\psi_i')(1-2\psi_i')}.$$

Затем на графике $\psi = f(\varphi)$ откладываются вниз от соответствующих точек графика значения углов $\beta_i = \arctg \Phi$ и соединяются полученные точки плавной кривой. Наибольшая отрицательная ордината этой кривой и определит искомый угол β_0 (рис. 6).

Условимся считать величину ψ' — отрицательной, если угловая скорость кулачка и коромысла имеет противоположное направление; применительно к рисунку 1, б, на участке 1...8 ψ' — положительной, а на участке 9...17 ψ' — отрицательной; ψ'' — отрицательной при

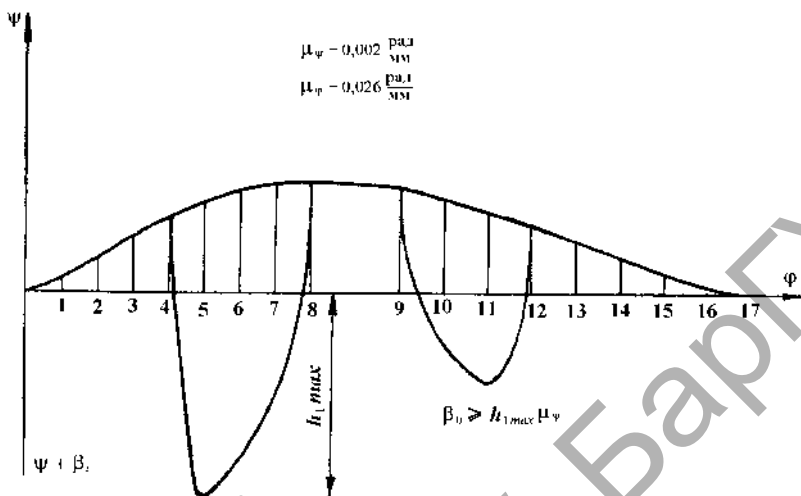


Рисунок 6 — Диаграмма определения минимального радиуса кулачка

замедленном движении на фазе подъема (участок 4...8 (см. рис. 1, а)) и ускоренном движении на фазе опускания (участок 9...12 (см. рис. 1, а)).

При определении угла β_0 рекомендуется все четыре графика выполнять в одинаковом масштабе:

$$\mu_{\psi} = \mu'_{\psi} = \mu''_{\psi}.$$

Минимальный радиус основной шайбы равен

$$R_0 = l_{0103} \sin \beta_0.$$

Радиус профиля кулачка при повороте коромысла на угол ψ_i определяется по зависимости

$$R_i = l_{0103} \sin(\beta_0 + \psi_i). \quad (1)$$

Построение профиля кулачка выполнять в следующей последовательности:

а) произвести построение кинематических диаграмм, аналогов углового ускорения, аналогов угловой скорости и угла поворота коромысла на фазе удаления и возврата;

б) рассчитать значение функции Φ_i на участках диаграммы с отрицательным ускорением;

в) построить диаграмму $(\psi + \beta_i) = f(\varphi)$ в масштабе μ_ψ и по ней определить значение угла β_0 (см. рис. 6);

г) по зависимости (1) определить радиус основной шайбы r_0 ;

д) в масштабе провести окружность R_0 и $l_{O_1O_3}$, на которой отложить фазовые углы в направлении, противоположном вращению кулачка;

е) поделить угол поворота кулачка на фазе удаления и возврата на восемь равных частей и пронумеровать их (см. рис. 5, б);

ж) в нулевом и девятом положениях коромысла, соответствующих началам фаз удаления и возврата, построить положения коромысла в соответствии с диаграммой его перемещения (точки $A_0, A_1, A_2, \dots, A_8$ — на удалении и $A_9, A_{10}, \dots, A_{17}$ — на возврате);

з) провести дуги с центром в точке O_1 радиусами O_1A_0, O_1A_1, O_1A_2 и т. д.;

и) из точек 1, 2, 3, 4 и т. д. положений коромысла провести касательные к одноименным дугам окружностей (из точки 5 — касательную к дуге радиуса O_1A_5 и т. д.);

к) провести линию, огибающую эти касательные, и получить профиль кулачка на фазе удаления и возврата;

л) на фазе нижнего и дальнего стояния профиль кулачка очертить по окружности r_0 и $R_{\max}$ (см. рис. 5, б).

3 ПРОЕКТИРОВАНИЕ КУЛАЧКОВЫХ МЕХАНИЗМОВ С ПОМОЩЬЮ ЭВМ

При курсовом проектировании при синтезе кулачкового механизма возможно применение существующих программ для расчета параметров кулачкового механизма на ЭВМ.

Кроме того, можно самостоятельно составлять программы по расчету параметров по приведенным аналитическим выражениям [7, табл. 2.10, 2.11].

Список использованных источников

1. *Артоболевский, И. И.* Теория машин и механизмов / И. И. Артоболевский. — М. : Наука, 1988.
2. *Девойно, Г. Н.* Курсовое проектирование по теории механизмов и машин : учеб. для вузов / под ред. Г. Н. Девойно. — Минск : Выш. Шк., 1986. — 285 с.
3. *Кожевников, С. Н.* Теория механизмов и машин / С. Н. Кожевников. — М. : [б. и.], 1973.
4. *Левитская, О. Н.* Курс теории механизмов и машин / О. Н. Левитская, Н. И. Левитский. — М. : Выш. шк., 1978. — 269 с.
5. *Попов, С. А.* Курсовое проектирование по теории механизмов и механике машин : учеб. пособие для втузов / С. А. Попов, Г. А. Тимофеев ; под. ред. К. В. Фролова. — 5-е изд., перераб. и доп. — М. : Высш. шк. — 458 с. : ил.
6. Синтез и анализ зубчатых и кулачковых механизмов : метод. указания по выполнению курсового проекта по теории машин и механизмов / сост. В. К. Гордеенко. — Горки : Белорус. с.-х. акад., 1993. — 40 с.
7. Теория механизмов и механика машин : учеб. для втузов / К. В. Фролов [и др.] ; под ред. К. В. Фролова. — 4-е изд., испр. — М. : Высш. шк., 2003. — 496 с. : ил.
8. *Юдин, В. А.* Теория механизмов и машин : учеб. пособие для втузов / В. А. Юдин, Л. В. Петрокас. — Изд. 2-е, перераб. и доп. — М. : [б. и.], 1977. — 527 с.

Учебное издание

**СИНТЕЗ
КУЛАЧКОВОГО МЕХАНИЗМА**

**Методические рекомендации
по курсовому проектированию по дисциплине
«Теория механизмов, машин и манипуляторов»
для студентов инженерных специальностей**

Составитель В. Г. Заяц

Технический редактор О. И. Ющук

Корректор Е. В. Фатик

Компьютерная верстка В. В. Кукреши

Ответственный за выпуск Е. Г. Хохол

Подписано в печать 08.10.2009.

Формат 60 × 84 1 / 16. Бумага офсетная.

Гарнитура Таймс. Отпечатано на ризографе.

Усл. печ. л. 1,16. Уч.-изд. л. 0,97.

Заказ 200. Тираж 100 экз.

ЛИ 02330 / 0133468 от 09.02.2005

Издатель и полиграфическое исполнение:
учреждение образования
«Барановичский государственный университет»,
225404, г. Барановичи, ул. Войкова, 21.

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ
УЧРЕЖДЕНИЕ ОБРАЗОВАНИЯ
«БАРАНОВИЧСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

СИНТЕЗ ПЕРЕДАТОЧНОГО ЗУБЧАТОГО МЕХАНИЗМА

Методические рекомендации
по курсовому проектированию по дисциплине
«Теория механизмов, машин и манипуляторов»
для студентов инженерных специальностей

Барановичи
РИО БарГУ
2009

УДК 621(072)
ББК 34.4я73
С38

Рекомендовано к печати учебно-методической
комиссией инженерного факультета

С о с т а в и т е л ь

В. Г. Заяц

Р е ц е н з е н т ы:

В. А. Дремук, кандидат технических наук, доцент (БарГУ);
Ю. К. Калугин, кандидат технических наук (БарГУ)

С38 **Синтез передаточного зубчатого механизма** [Текст] : метод. рекомендации по курсовому проектированию по дисциплине «Теория механизмов, машин и манипуляторов» для студентов инженер. специальностей / сост. В. Г. Заяц. — Барановичи : РИО БарГУ, 2009. — 25, [7] с. — 100 экз.

Данное издание содержит теоретическое обоснование и методику синтеза передаточного зубчатого механизма при выполнении курсового проекта по дисциплине «Теория механизмов, машин и манипуляторов».

Методические рекомендации предназначены студентам специальностей 1-36 01 01 Технология машиностроения, 1-36 01 03 Технологическое оборудование машиностроительного производства, 1-53 01 01 Автоматизация технологических процессов и производств, 1-74 06 01 Технологическое обеспечение процессов сельскохозяйственного производства при написании курсового проекта, а также могут быть использованы при подготовке к экзаменам и выполнении индивидуальных заданий.

УДК 621(072)
ББК 34.4я73

© БарГУ, 2009

ОГЛАВЛЕНИЕ

<i>Введение</i>	4
1 Зубчатые передачи с неподвижными осями колес	5
2 Планетарные передачи	6
2.1 Определение передаточного отношения зубчатого механизма и распределение его между ступенями	7
2.2 Последовательность определения передаточного отношения всего механизма	11
3 Проектирование планетарных передач	12
3.1 Подбор чисел зубьев планетарного зубчатого механизма	12
3.2 Определение геометрических параметров зубчатых колес	19
4 Синтез зубчатого зацепления	21
4.1 Определение геометрических параметров корригированных зубчатых колес	21
4.2 Определение качественных показателей работы зубчатого зацепления	25
5 Определение коэффициента полезного действия зубчатого механизма	25
Приложение А	27
Список рекомендуемых источников	28

Введение

В настоящее время почти нет машин, в которых не было бы передачи зацеплением. Широкое распространение зубчатых механизмов объясняется повышением быстроходности силовых передач и надежностью их в работе. Правильно рассчитанные зубчатые передачи и планетарные механизмы могут работать теоретически неограниченное время, а практически очень длительное время. Такие передачи имеют малые габариты, высокие значения КПД, высокую кинематическую точность.

Современные двигатели, предназначенные для привода рабочих машин, имеют высокие скорости движения выходного вала, но малый крутящий момент. Для обеспечения требований технологического процесса в большинстве современных машин выходной вал двигателя и входной вал рабочей машины соединяются при помощи передаточных механизмов. Передаточные механизмы увеличивают крутящий момент и уменьшают угловую скорость входного вала рабочей машины. В качестве передаточных механизмов в машинах широко применяются ременные, червячные, зубчатые и другие передачи.

При курсовом проектировании по теории машин и механизмов зубчатые механизмы являются частью общей кинематической схемы проектируемой машины.

В данных методических рекомендациях излагаются методы расчетов зубчатых механизмов, широко используемых в различных машинах, устройствах. В задании на курсовой проект предусматривается синтез передаточного зубчатого механизма, состоящего из планетарного редуктора и пары зубчатых колес. В задачу синтеза входит определение передаточного отношения механизма передач по угловой скорости выходного вала двигателя и угловой скорости входного вала рабочей машины, а также определение числа зубьев всех колес зубчатого механизма. Последовательность одного из возможных методов синтеза зубчатого механизма передач изложена в данном издании.

В конце книги присутствует список источников, который рекомендуется использовать при выполнении курсового проекта.

1 ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ С НЕПОДВИЖНЫМИ ОСЯМИ КОЛЕС

Величина, показывающая во сколько раз угловая скорость входного вала механизма передач (выходного вала двигателя) меньше (больше) угловой скорости выходного вала редуктора (входного вала рабочей машины), называется передаточным отношением.

Передаточное отношение зубчатой передачи — это отношение угловой скорости вала, принятого за входной, к угловой скорости вала, принятого за выходной:

$$u_{1k} = \omega_1 / \omega_k, \text{ или } u_{1k} = n_1 / n_k,$$

так как $\omega = \pi n / 30$.

Зубчатые передачи могут быть одноступенчатыми и многоступенчатыми. Передаточное отношение многоступенчатой передачи равно произведению передаточных отношений отдельных ступеней. Количество ступеней равно числу неподвижных осей минус единица:

$$u_{1k} = u_{12} u_{23} \dots u_{(k-1)k}.$$

Одноступенчатые передачи делятся на передачи с внешним зацеплением (рис. 1, а) и с внутренним зацеплением (рис. 1, б).

Для внешнего зацепления

$$u_{12} = \omega_1 / \omega_2 = -z_2 / z_1 = -r_2 / r_1;$$

Для внутреннего зацепления

$$u_{12} = \omega_1 / \omega_2 = z_2 / z_1 = r_2 / r_1.$$

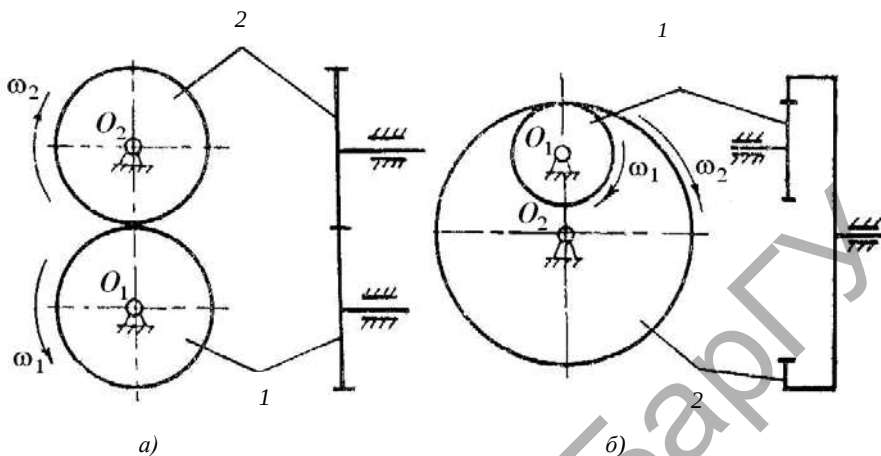


Рисунок 1 — Схемы зацеплений зубчатых колес: внешнего (а); внутреннего (б)

Имея схему передачи и зная числа зубьев или радиусы начальных окружностей колес, можно всегда определить общее передаточное отношение редуктора.

2 ПЛАНЕТАРНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Такие многозвенные зубчатые механизмы обязательно имеют колеса с подвижными осями (рис. 2), которые называют сателлитами.

Подвижное звено, в котором закреплена ось сателлита, называется *водилом*. Колеса, геометрические оси которых неподвижны, называют *центрными*. Неподвижное центральное колесо называется *опорным*.

Планетарные механизмы, изображенные на рисунке 2, получили широкое применение в силовых передачах средней и большей мощности при высоком КПД (0,96...0,98). Наличие нескольких сателлитов позволяет значительно снизить габариты, улучшить уравнивание, разгрузить опоры центральных колес и водила, уменьшить массу по сравнению с другими видами передач при тех же передаточных отношениях.

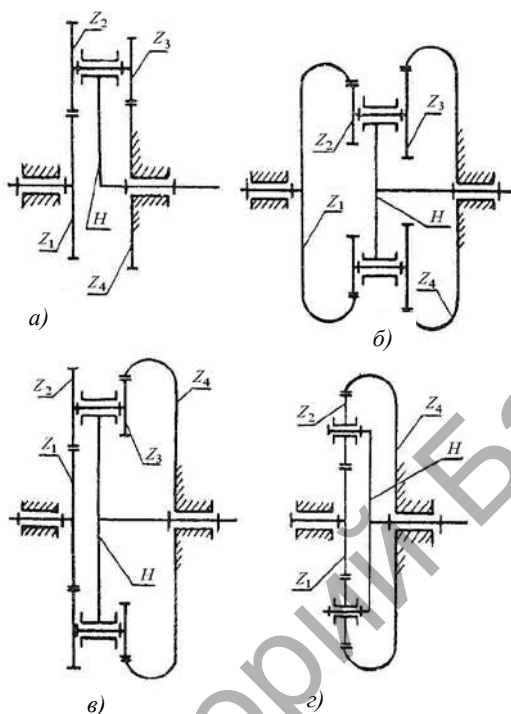


Рисунок 2 — Базовые схемы планетарных механизмов

2.1 Определение передаточного отношения зубчатого механизма и распределение его между ступенями

Если центральные колеса 1 и 4, а также водило H в любой из схем (см. рис. 2) планетарных редукторов обеспечить независимым тормозным устройством, то можно получить шесть типов различных передаточных механизмов, которые обеспечат различные передаточные отношения. Так, например, если затормозить водило H , то планетарный редуктор преобразуется в обыкновенный рядный редуктор с неподвижными осями и входным колесом 1 или 4. Передаточное отношение такого редуктора определяется по зависимостям:

а) при входном колесе 1

$$U_{14}^{(H)} = \pm \frac{z_2}{z_1} \frac{z_4}{z_3}; \quad (1)$$

б) при входном колесе 4

$$U_{41}^{(H)} = \pm \frac{z_3}{z_4} \frac{z_1}{z_2} = \frac{1}{U_{14}^{(H)}}, \quad (2)$$

где $U_{ab}^{(H)}$ — передаточное отношение от колеса a к колесу b при неподвижном водиле H ;

z_i — число зубьев на i колесе;

a — входное колесо;

b — выходное колесо.

В схеме z (см. рис. 2) следует принять $z_2 = z_3$.

В зависимостях (1) и (2) ставится знак «плюс» при определении передаточного отношения редукторов, выполненных по схемам a и b (см. рис. 2), а знак «минус» — по схемам $в$ и $г$.

Если затормозить колесо 4, то в планетарном редукторе $U_{14}^{(H)}$ может быть входным колесо 1 или водило H . Передаточное отношение определяется по зависимостям:

а) при входном колесе 1 для схем a и b (см. рис. 2)

$$U_{1H}^{(4)} = 1 - U_{14}^{(H)} = 1 - \frac{z_2 z_4}{z_1 z_3}, \quad (3)$$

для схем $в$ и $г$

$$U_{1H}^{(4)} = 1 - U_{14}^{(H)} = 1 + \frac{z_2 z_4}{z_1 z_3};$$

б) при входном водиле H для схем a и b

$$U_{H1}^{(4)} = \frac{1}{1 - U_{14}^{(H)}} = \frac{1}{1 - \frac{z_2 z_4}{z_1 z_3}},$$

для схем в и г

$$U_{H1}^{(4)} = \frac{1}{1 - U_{14}^{(H)}} = \frac{1}{1 + \frac{z_2 z_4}{z_1 z_3}}. \quad (4)$$

Если затормозить колесо 1, то в планетарном редукторе входным может быть колесо 4 или водило H . Передаточное отношение таких редукторов определяется по зависимостям:

а) при входном колесе 4

$$U_{4H}^{(1)} = 1 - U_{41}^{(H)} = 1 - \frac{1}{U_{14}^{(H)}} \quad (5)$$

б) при входном водиле H

$$U_{4H}^{(1)} = \frac{1}{1 - U_{41}^{(H)}} = \frac{U_{14}^{(H)}}{U_{14}^{(H)} - 1} \quad (6)$$

В зависимостях (5) и (6) передаточное отношение $U_{14}^{(H)}$, выраженное через числа зубьев колеса, подставляется с учетом знаков.

В зависимости от числа зубьев зубчатых колес и схемы сборки передаточное отношение планетарных механизмов может быть положительным или отрицательным, по модулю больше или меньше единицы. При отрицательном передаточном отношении входное и выходное звенья механизма будут вращаться в разных направлениях, а при положительном — в одном.

Если передаточное отношение по модулю меньше единицы, то угловая скорость входного звена меньше угловой скорости выходного звена и механизм называется **м у л ь т и п л и к а т о р о м**. Если передаточное отношение по модулю больше единицы, то угловая скорость входного звена больше угловой скорости выходного звена и механизм называется **р е д у к т о р о м**.

Если передаточное отношение планетарного редуктора меньше передаточного отношения рядного редуктора, собранного с тех же колес (планетарного механизма при заторможенном водиле), то планетарный редуктор считается кинематически не выгодным.

Анализ зависимостей (3) и (4) показывает, что механизмы, выполненные по схемам *a* и *б*, будут работать в режиме редуктора, если $U_{14}^{(H)} = (z_2 z_4 / z_1 z_3) > 2$, обеспечив $U_{1H}^{(4)} < U_{14}^{(H)} < 0$. Если в этих механизмах за входное принять водило *H*, то (при $U_{14}^{(H)} > 2$) $U_{H1}^{(4)} < |1|$, т. е. механизмы будут работать в режиме мультипликаторов, обеспечив отрицательное передаточное отношение. Следовательно, если $U_{14}^{(H)} > 2$, то схемы *a* и *б* не следует использовать:

а) с входным зубчатым колесом и выходным водилом как кинематически не выгодные ($U_{1H}^{(4)} < U_{14}^{(H)}$);

б) с входным водилом и выходным зубчатым колесом, так как $U_{H1}^{(4)} < |1|$.

Если в механизмах, выполненных по схемам *a* и *б*, $U_{14}^{(H)} < 2$, то:

а) при входном зубчатом колесе и выходном водиле $U_{1H}^{(4)} < |1|$, т. е. механизм будет работать в режиме мультипликатора;

б) при входном водиле и выходном зубчатом колесе z_4 и $1 < U_{14}^{(H)} < 2$, т. е. механизмы являются кинематически выгодными и будут работать в режиме редуктора, обеспечив отрицательное передаточное отношение при $U_{14}^{(H)} > 1$ и положительное передаточное отношение при $U_{14}^{(H)} < 1$.

Анализ зависимостей (5) и (6) показывает, что механизмы, выполненные по схемам *в* и *г*, могут обеспечить только положительное передаточное отношение при любом варианте сборки. Если в этих механизмах за входное принять зубчатое колесо, а за выходное — водило, то механизм будет работать в режиме редуктора, при входном водиле — в режиме мультипликатора. При любом варианте сборки схемы *в* и *г* кинематически выгодны.

Каждый тип планетарной передачи имеет вполне определенную область передаточных отношений, которая устанавливается из совместного рассмотрения уравнения передаточного числа, условия соосности, условия соседства и КПД механизма. Так, для *a* и *б* область оптимального передаточного отношения находится в пределах 12—1 500 и выше, а для схем *в* и *г* — 2,3—15.

При выполнении курсового проекта студенту рекомендуется самостоятельно назначать входное и выходное звенья для заданной схемы планетарного механизма так, чтобы обеспечить его работу в режиме редуктора.

Если двухступенчатый передаточный механизм состоит из пары зубчатых колес внешнего зацепления (рядная ступень) и планетарной ступени, то вал двигателя и вал рабочей машины будут вращаться в одну сторону у механизмов с планетарной ступенью, выполненной по схемам *а* и *б* (передаточное отношение всего механизма положительное); вал двигателя и вал рабочей машины будут вращаться в разные стороны у механизмов с планетарной ступенью, выполненной по схемам *в* и *г* (передаточное отношение всего механизма отрицательное).

2.2 Последовательность определения передаточного отношения всего механизма

Последовательность определения передаточного отношения всего механизма и распределение его по ступеням рассмотрим на примере (рис. 3). По заданной угловой скорости двигателя и угловой скорости ведущего (входного) вала рабочего механизма определяем общее передаточное отношение зубчатой передачи, состоящей из планетарного механизма и одной пары колес рядного зубчатого зацепления. Так как передаточный механизм включает рядную ступень, состоящую из колес 1 и 2, и планетарную ступень, выполненную по схеме *в* (см. рис. 2), то вал колеса 1 (вал двигателя) и вал водила *H* (вал рабочей машины)

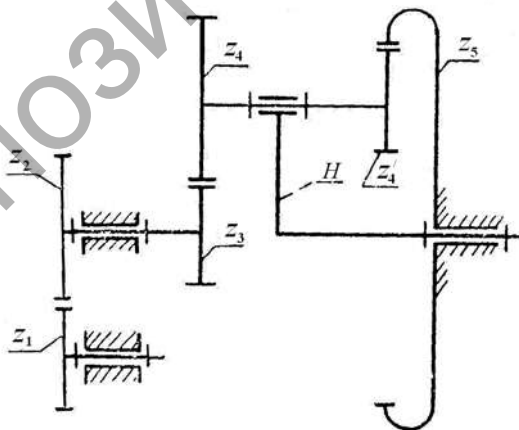


Рисунок 3 — Схема планетарного редуктора

будут вращаться в разные стороны. Общее передаточное отношение всего механизма будет отрицательным:

$$U = -\frac{\omega_{\text{дв}}}{\omega_1} = -U_{\text{пл}} U_{\text{р}}, \quad (7)$$

где $\omega_{\text{дв}}$ — угловая скорость входного вала редуктора (вала редуктора, связанного с двигателем);

ω_1 — угловая скорость выходного вала редуктора (вала редуктора, связанного с рабочей машиной);

$U_{\text{пл}}$ — передаточное отношение планетарной ступени редуктора;

$U_{\text{ред}}$ — передаточное отношение рядной ступени редуктора.

Передаточное отношение рядной ступени редуктора определяется через заданное число зубьев z_1 и z_2 по формуле

$$U_{\text{р}} = -\frac{z_2}{z_1}, \quad (8)$$

где знак «минус» относится к внешнему зацеплению пары зубчатых колес 1 и 2.

Из формулы (7) с учетом зависимости (8) рассчитываем передаточное отношение планетарной ступени редуктора:

$$U_{\text{пл}} = \left(-\frac{\omega_{\text{дв}}}{\omega_1} \right) \left(-\frac{z_1}{z_2} \right). \quad (9)$$

Далее приступаем к подбору чисел зубьев колес.

3 ПРОЕКТИРОВАНИЕ ПЛАНЕТАРНЫХ ПЕРЕДАЧ

3.1 Подбор чисел зубьев планетарного зубчатого механизма

При подборе чисел зубьев колес для выбранной схемы механизма необходимо учесть ряд условий: выдержать заданное передаточное число, обеспечить соосность зубчатых колес, выдержать «условие соседства» сателлитов, обеспечить «условие сборки», отсутствие закли-

нивания, добиться более высокого КПД передачи. При этом необходимо добиваться компактности и простоты конструкции, простоты сборки, равномерности распределения нагрузки между зубьями колес.

Наиболее простым методом подбора числа зубьев является метод неопределенных сомножителей, при котором подбор ведется только по двум условиям — передаточному отношению и условию соосности, а проверка — по условию сборки, соседства, заклинивания и наименьшему суммарному числу зубьев. Обеспечение заданного отношения (с допустимой точностью 1...5%) диктуется требованиями точности выполнения технологического процесса. Передаточное отношение планетарной ступени редуктора определяется по зависимости (9) с учетом формул (7) и (8).

Условие соосности требует параллельности осей вращения сателлитов главной оси редуктора. Для схем механизмов, изображенных на рисунке 2, условие соосности имеет вид:

а) для схемы а:

$$m_{12}(z_1 + z_2) = m_{34}(z_3 + z_4);$$

б) для схемы б:

$$m_{12}(z_1 - z_2) = m_{34}(z_4 - z_3);$$

в) для схемы в:

$$m_{12}(z_1 + z_2) = m_{34}(z_4 - z_3);$$

г) для схемы г:

$$m_{12}(z_1 + z_2) = m_{12}(z_4 - z_2),$$

где m_{12} , m_{34} — модуль зацепления колес 1 и 2, 3 и 4.

Выполнение условия соседства обеспечит размещение сателлитов вокруг центрального колеса (внутри центрального колеса) так, что соседние сателлиты не будут задевать своими зубьями друг друга.

В общем случае для нулевых цилиндрических передач условие соседства имеет вид

$$(z_4 \pm z_3) \sin \frac{180}{K} \geq z_3 + 2 \quad (\text{при } z_2/z_3 < 1), \quad (10)$$

$$(z_1 \pm z_2) \sin \frac{180}{K} \geq z_2 + 2 \quad (\text{при } z_2/z_3 > 1). \quad (11)$$

где K — число сателлитов или блоков сателлитов.

В зависимостях (10) и (11) знак «плюс» ставится при внешнем, а «минус» — при внутреннем зацеплении колес 1 и 2.

Возможность установки нескольких сателлитов и их одновременного зацепления с центральными колесами обеспечивается условием сборки. Условие сборки планетарных механизмов связывает в одно целое число зубьев зубчатых колес, число сателлитов и их взаимное расположение.

Для однорядной планетарной передачи (см. рис. 2, *г*) условие сборки имеет вид

$$K = \frac{z_1 + z_3}{C},$$

где C — целое число зубьев, на которое нужно повернуть подвижное колесо для установки следующего сателлита.

Для передачи с двойными сателлитами (см. рис. 2, *а, в*) условие сборки имеет вид

$$K = \frac{z_1 z_3 + z_2 z_4}{CP},$$

где P — общий наибольший делитель чисел зубьев z_2 и z_3 венцов сателлита. (Знак «плюс» употребляется для схемы *в*, а «минус» — для схем *а* и *б*.)

Чтобы избежать заклинивания передач внутреннего зацепления, составленных из эвольвентных нулевых колес, необходимо выбрать число зубьев каждого колеса передачи больше допустимого минимума $z_{\min}$. Для колес с внутренними зубьями при угле зацепления $\alpha = 20^\circ$ и коэффициенте высоты зуба $\chi = 1,0$ принимается $z_{\min}^B = 60$; для сцепляющихся с ними колес с внешними зубьями $z_{\min}^H$ соответственно равно 20 зубьям, а для всей передачи разность чисел зубьев сцепляющихся колес $z^B - z^H$ должна быть не менее восьми. Во избежание подреза зубьев для передач внешнего зацепления при $\alpha = 20^\circ$ и $\chi = 1,0$ необходимо принять $z_{\min} \geq 17$.

Размеры планетарного редуктора определяются суммарными числами зубьев всех колес. Подбор чисел зубьев колес планетарного редуктора методом неопределенных сомножителей рекомендуется выполнять в следующей последовательности:

1. По приведенной схеме (рис. 3) планетарного механизма выразить передаточное отношение через числа зубьев по зависимостям (3)—(10).

Если входным является зубчатое колесо 3, а выходным — вал водила H , то передаточное отношение определяется по формуле

$$U_{\text{пл}} = U_{3H}^{(6)} = 1 - U_{36}^{(H)}, \quad (12)$$

где $U_{36}^{(H)}$ — передаточное отношение от колеса 3 к колесу 6 редуктора при остановленном водила H ;

$U_{3H}^{(6)}$ — передаточное отношение от колеса 3 к водилу H при неподвижном шестом колесе.

Если по кинематической схеме механизма водило является входным (ведущим) звеном при неподвижном колесе 6, то передаточное отношение определяется по формуле

$$U_{\text{пл}} = U_{H3}^{(6)} = \frac{1}{U_{3H}^{(6)}} = \frac{1}{1 - U_{36}^{(H)}}. \quad (13)$$

Если передаточное отношение планетарной ступени $U_{\text{пл}}$ больше допустимых пределов, то в кинематическую схему передаточного механизма следует включить две планетарные ступени. Передаточное отношение одной планетарной ступени будет равно

$$U_{\text{пл1}} = \sqrt{U_{\text{пл}}}. \quad (14)$$

Передаточное отношение от колеса 3 к колесу 6 редуктора при неподвижном водиле H определяется через число зубьев по формуле

$$U_{36}^{(H)} = (-1)^n \frac{z_4 z_6}{z_3 z_5},$$

где n — показатель, равный числу пар зубчатых колес планетарного механизма с внешним зацеплением.

В нашем случае $n = 1$. Выразив из зависимостей (12) и (13) передаточное отношение $U_{36}^{(H)}$ обращенного редуктора с учетом выражения (14), получим

$$U_{3H}^{(6)} - 1 = U_{36}^{(H)} = \frac{z_4 z_6}{z_3 z_5}, \quad (15)$$

$$\frac{1 - U_{H3}^{(6)}}{U_{H3}^{(6)}} = U_{36}^{(H)} = \frac{z_4 z_6}{z_3 z_5} \quad (16)$$

2. Из зависимостей (15) и (16) определяется численное значение передаточного отношения $U_{36}^{(H)}$. Это число представляется в виде неопределенных сомножителей a , b , c и d следующим образом:

$$U_{36}^{(H)} = \frac{z_4 z_6}{z_3 z_5} = \frac{ab}{cd}.$$

Численные значения сомножителей следует принять так, чтобы обеспечивалось заданное передаточное отношение $U_{36}^{(H)}$. При этом необходимо помнить, что неподвижное колесо на схеме должно иметь наибольшее число зубьев и ему должен соответствовать больший из неопределенных сомножителей. В случае иррациональности значений $U_{36}^{(H)}$ неопределенные сомножители следует подобрать так, чтобы расчетное передаточное отношение отличалось от заданного не более чем на $\pm 5\%$. Таких численных сомножителей будет бесконечное множество. Необходимо просчитать несколько вариантов и выбрать тот, который удовлетворяет условиям соседства, сборки, заклинивания и имеет наименьшее суммарное число зубьев. Например, пусть задано передаточное отношение

$$U_{36}^{(H)} = \frac{z_4 z_6}{z_3 z_5} = 6,51,$$

которое можно представить в виде произведения неопределенных сомножителей:

$$\frac{z_4 z_6}{z_3 z_5} = \frac{ab}{cd} = \frac{5 \cdot 13}{5 \cdot 2} = \frac{5 \cdot 13}{2 \cdot 5} = \frac{10 \cdot 13}{5 \cdot 4}.$$

В данном случае сомножитель a пропорционален z_4 , b — z_6 , c — z_3 , d — z_5 .

Сомножителями a , b , c , d могут быть любые положительные числа, удовлетворяющие передаточному отношению. Для различных вариантов численные значения этих сомножителей удобно представить в виде таблицы 1.

Т а б л и ц а 1 — Численные значения неопределенных сомножителей

Сомножитель	Вариант		
	1-й	2-й	3-й
a	5	5	10
b	13	13	13
c	5	2	5
d	2	5	4

В данном случае численное значение передаточного отношения равно

$$U_{36}^{(H)} = 6,5 \neq 6,51.$$

Ошибка не превышает +5%, что допустимо по условию обеспечения передаточного отношения.

3. Чтобы обеспечить условие соосности $z_3 + z_4 = z_6 - z_5$, когда все колеса одного модуля, необходимо ввести множители α_1 и α_2 . В этом случае условие соосности, выраженное через неопределенные сомножители, примет вид

$$(a + c)\alpha_1 = (b - d)\alpha_2.$$

Проще всего принять в качестве дополнительных сомножителей $\alpha_1 = (b - d)$ и $\alpha_2 = (a + c)$. Тогда условие соосности примет вид

$$a(b - d) + c(b - d) = b(a + c) - d(a + c).$$

Следовательно,

$$z_4 = a(b - d)\gamma; \quad z_6 = b(a + c)\gamma; \quad z_3 = c(b - d)\gamma; \quad z_5 = d(a + c)\gamma;$$

где γ — любое положительное число, определяемое из условия заклинивания колес.

Определение чисел зубьев колес всех выбранных вариантов приведено в таблице 2.

Т а б л и ц а 2 — Определение числа зубьев колес планетарного редуктора

Расчетная формула	Варианты					
	1-й		2-й		3-й	
	$z\gamma_1$	$\gamma_1 = 1$	$z\gamma_2$	$\gamma_2 = 1$	$z\gamma_3$	$\gamma_3 = 0,4$
$z_4 = a(b - d) \gamma$	55	55	40	40	90	36
$z_6 = b(a + c) \gamma$	130	130	91	91	195	78
$z_3 = c(b - d) \gamma$	55	55	16	16	45	18
$z_5 = d(a + c) \gamma$	20	20	35	35	60	24
$z_{\text{сум}}$	—	260	—	182	—	180

Для всех вариантов коэффициент γ определяем из условия заклинивания механизма. Определение коэффициента γ рассмотрим на примере первого варианта.

Согласно кинематическим схемам *б, в, г* (рис. 2) колесо z_6 имеет внутренние зубья. Для этого колеса $z_{\min} \geq 60$ при $\alpha = 20^\circ$ и $\gamma = 1,0$.

Следовательно, $z_6 = 130$, $\gamma'_1 \geq 60$, откуда $\gamma'_1 \geq \frac{960}{130} = 0,46$. С колесом z_6 находятся в зацеплении колеса z_5 . Для этого колеса $z_{\min} \geq 20$. Следовательно, $z_5 = 20$, $\gamma''_1 \geq 20$, откуда $\gamma''_1 \geq \frac{20}{20} = 1$. Колеса z_3 и z_4 имеют внешнее зацепление. Для этой пары зубчатых колес $z_{\min} > 17$. В этом случае $z_3 = z_4 = 55$, $\gamma'''_1 \geq 17$, откуда $\gamma'''_1 \geq \frac{17}{55} = 0,3$.

Для исключения заклинивания колес в первом варианте следует принять $\gamma_1 = \gamma'_1 = 1$. В общем случае коэффициент γ принимают из условия заклинивания таким, чтобы числа зубьев колес были целыми. Число зубьев колес с внутренними зацеплениями, в целях уменьшения габаритов редуктора, не рекомендуется принимать больше 100. Следовательно, числа зубьев колес должны находиться в диапазоне $17 \leq z \leq 100$.

Аналогично определяются коэффициенты γ для всех остальных вариантов расчета. В нашем случае $\gamma_1 = 1$, $\gamma_2 = 1$, $\gamma_3 = 0,4$. По принятые значениям γ определяем числа зубьев всех колес во всех вари-

антах (см. табл. 2). Анализ данных таблицы показывает, что число зубьев, рассчитанное по варианту 1, не удовлетворяет условию $z_6 = 130 > 100$. Поэтому в дальнейшем расчет по этому варианту производить не следует.

Проверяем расчетные числа зубьев варианта 2 и 3 по условиям соседства

$$\sin \frac{180}{K} \geq \frac{z_4 + 2}{z_3 + z_4} \quad \text{или} \quad \sin \frac{182}{K} \geq \frac{z_5 + 2}{z_6 - z_5} \quad (17)$$

и сборки

$$C = \frac{z_3 z_5 + z_4 z_6}{KP}, \quad (18)$$

где K — число сателлитов или блоков сателлитов ($K = 3—4$).

Расчеты по условиям (17) и (18) представлены в таблице 3, анализ которой показывает, что по варианту 2 можно изготовить планетарный редуктор с тремя блоками сателлитов, а по варианту 3 в планетарный редуктор следует поставить четыре блока сателлитов.

Суммарное число зубьев, определяемое по таблице 2, показывает, что редуктор, изготовленный по варианту 3, будет компактнее, чем по второму варианту, так как $z_{\text{сум}2} \geq z_{\text{сум}3}$.

3.2 Определение геометрических параметров зубчатых колес

Задача состоит в том, чтобы по заданному модулю m и числам зубьев $z_1, z_2, \dots, z_6$ определить геометрические параметры нулевых эвольвентных зубчатых колес передаточного механизма (рис. 4).

Таблица 3 — Определение числа зубьев планетарного редуктора по условию соседства и сборки

Вариант	Условия соседства		Условия сборки	
	$K = 3$	$K = 4$	$P = 5, K = 3$	$P = 6, K = 4$
2	+	—	+	—
3	+	+	—	+
Примечание. Знак «+» указывает, что требуемое условие выполняется, «—» — не выполняется				

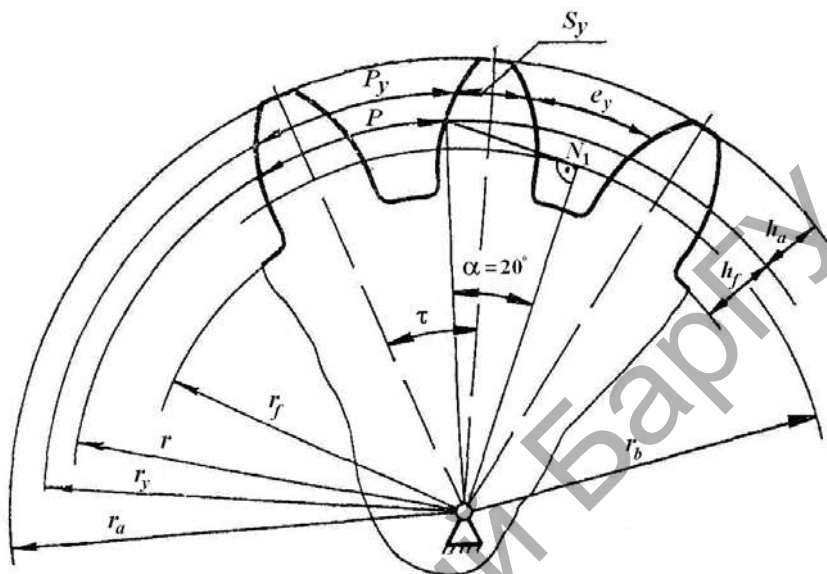


Рисунок 4 — Определение геометрических размеров зубчатого колеса

Эвольвентные профили зубьев удовлетворяют основному условию синтеза зубчатого зацепления — получению заданного передаточного отношения. Выполнение условий синтеза зависит в первую очередь от размеров зубьев, которые удобно задавать в долях модуля. Все размеры зубчатого колеса пропорциональны модулю и определяются по формулам:

а) высота головки зуба:

$$h_a = m;$$

б) высота ножки зуба:

$$h_f = 1,25m;$$

в) высота зуба:

$$h = 2,25m;$$

г) диаметр делительной окружности:

$$d = mz;$$

д) диаметр окружности вершин зубьев:

$$d_a = m(z \pm 2); \quad (19)$$

е) диаметр окружности впадин зубьев:

$$d_f = m(z \pm 2,5); \quad (20)$$

ж) угловой шаг зацепления:

$$\tau = \frac{2\pi}{z};$$

и) окружной шаг зацепления:

$$p = \pi m;$$

к) толщина зуба по делительной окружности:

$$s = 1/2 m(z_1 \pm z_2);$$

л) межосевое расстояние:

$$a = 1/2 m(z_1 \pm z_2). \quad (21)$$

В зависимостях (19), (20), (21) знак «плюс» относится к внешнему зацеплению, а «минус» — к внутреннему.

4 СИНТЕЗ ЗУБЧАТОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ

4.1 Определение геометрических параметров корректированных зубчатых колес

Задача состоит в том, чтобы по заданному модулю и числам зубьев z_1 и z_2 определить геометрические параметры эвольвентного зубчатого зацепления непланетарной части механизма при условии отсутствия подрезания ножек зуба у меньшего колеса (рис. 5).

Угол зацепления при нарезании $\alpha = 20^\circ$, коэффициент радиального зазора $C = 0,25$, коэффициент радиуса переходной кривой $p_t = 0,38$, коэффициент высоты делительной головки зуба $h_a = 1$ (ГОСТ 9587-68 ОМБ Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные. Исходный контур).

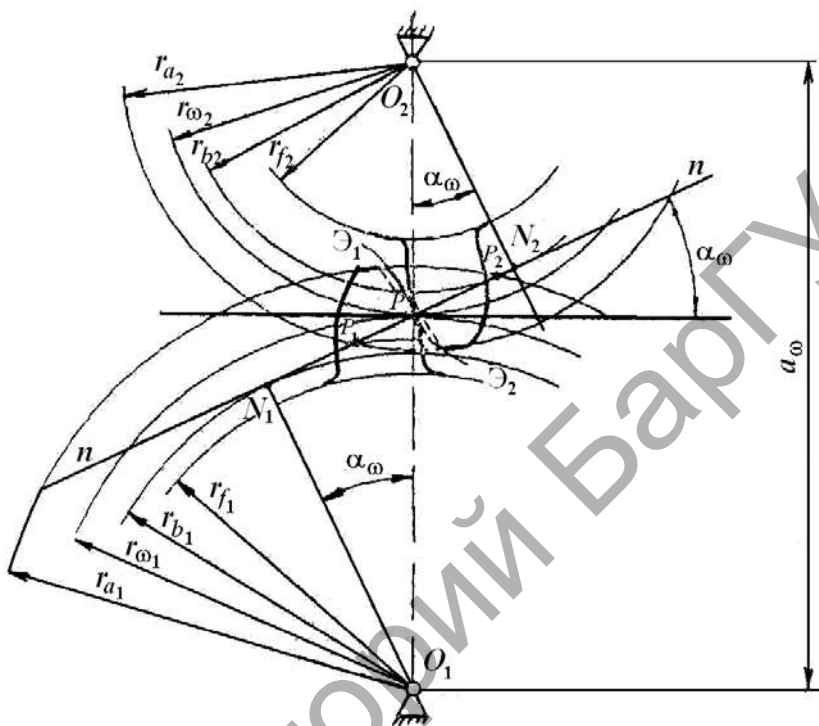


Рисунок 5 — Схема зацепления пары зубчатых колес

Порядок расчета

Определяет(ют)ся:

1) коэффициенты смещения инструмента x_1 и x_2 из условия отсутствия подрезания:

$$x_1 = \frac{17 - z_1}{17}, \quad x_2 = \frac{17 - z_2}{17}.$$

Если $z_1 > 17$, то $x_1 = 0$; если $z_2 > 17$, то $x_2 = 0$;

2) угол зацепления при сборке из выражения

$$\operatorname{inv} \alpha_w = \operatorname{inv} \alpha + \frac{2(x_1 + x_2)}{z_1 + z_2} \operatorname{tg} \alpha ,$$

где $\alpha = 20^\circ$.

По таблице 4 находим α_w ;

3) межцентровое расстояние:

$$a_w = \frac{m(z_1 + z_2) \cos \alpha}{2 \cos \alpha_w};$$

Т а б л и ц а 4 — Значения эвольвентной функции $\operatorname{inv} \alpha = \operatorname{tg} \alpha - \alpha$

Угол α	Порядок	0,0'	10'	20'	30'	40'	50'
20°	0,0	149	153	157	161	165	169
21°	0,0	173	178	182	187	191	196
22°	0,0	200	205	210	215	220	225
23°	0,0	230	236	241	247	252	258
24°	0,0	263	269	275	281	287	293
25°	0,0	300	306	313	319	326	333
26°	0,0	339	346	353	361	368	375
27°	0,0	383	390	398	406	414	422
28°	0,0	430	438	447	455	464	473
29°	0,0	482	491	500	509	518	529
30°	0,0	537	547	557	567	577	588
31°	0,0	598	608	619	630	641	652
32°	0,0	664	675	686	698	710	722
33°	0,0	734	747	759	772	785	798
34°	0,0	811	824	838	851	865	879
35°	0,0	893	908	922	937	951	967
36°	0	098	100	101	103	1 045	106
37°	0	108	109	111	113	1 145	116
38°	0	118	120	122	123	125	127
39°	0	129	131	133	135	137	139
40°	0	141	143	145	147	149	151

4) начальные диаметры:

$$d_{w1} = mz_1 \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w}, \quad d_{N2} = mz_2 \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w};$$

5) делительные диаметры:

$$d_1 = mz_1, \quad d_2 = mz_2;$$

6) коэффициент воспринимающего смещения:

$$y = \frac{a_w - a}{m};$$

7) коэффициент уравнивающего смещения:

$$\Delta y = (x_1 + x_2) - y;$$

8) диаметры вершин зубьев колес:

$$d_{a1} = d_1 + 2(h_a + x_1 - \Delta y)m,$$

$$d_{a2} = d_2 + 2(h_a + x_2 - \Delta y)m.$$

9) диаметры впадин зубчатых колес:

$$d_{f1} = d_1 - 2(h_a + c - x_1)m,$$

$$d_{f2} = d_2 - 2(h_a + c - x_2)m.$$

10) основные диаметры:

$$d_{b1} = mz_1 \cos \alpha, \quad d_{b2} = mz_2 \cos \alpha.$$

11) окружная толщина зуба по делительной окружности:

$$s_1 = m \left(\frac{\pi}{2} + 2x_1 \operatorname{tg} \alpha \right), \quad s_2 = m \left(\frac{\pi}{2} + 2x_2 \operatorname{tg} \alpha \right).$$

4.2 Определение качественных показателей работы зубчатого зацепления

1. Коэффициент перекрытия рассчитывается по формуле

$$\varepsilon_{\alpha} = \frac{z_1 \operatorname{tg} \alpha_{a1} + z_2 \operatorname{tg} \alpha_{a2} - (z_1 + z_2) \operatorname{tg} \alpha_w}{2\pi},$$

где

$$\cos \alpha_{a1} = \frac{d_{b1}}{d_{a1}}, \quad \cos \alpha_{a2} = \frac{d_{b2}}{d_{a2}}.$$

Коэффициент перекрытия характеризует плавность работы передачи и должен иметь значения $1,1 \leq \varepsilon \leq 2$.

2. Значение коэффициента перекрытия можно проверить по данным графических построений по зависимости

$$\varepsilon_{\alpha} = \frac{N_1 N_2}{\pi m \cos \alpha}$$

5 ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ ЗУБЧАТОГО МЕХАНИЗМА

Коэффициент полезного действия зубчатого механизма определяется в следующей последовательности:

- а) рассчитывается:

- 1) КПД редуктора по одной из формул таблицы 5 (в зависимости от величины передаточного отношения и типа входного звена механизма).

В таблице 5 $\eta_{(H)}$ — КПД обращенного механизма. Коэффициент полезного действия каждой пары колес η_1 можно принять 0,96. Тогда

$$\eta_{(H)} = (\eta_1)^n,$$

где n — число пар колес планетарной ступени редуктора;

Т а б л и ц а 5 — Расчетные формулы КПД планетарных редукторов

Входное звено	Планетарные редукторы	
	при $0 < U_{пл} < 1$	при остальных значениях
Зубчатое колесо	$\eta = \frac{1 - \frac{1}{\eta_{(H)}} (1 - U_{пл})}{U_{пл}}$	$\eta = \frac{1 - \eta_{(H)} (1 - U_{пл})}{U_{пл}}$
Водило	$\eta = \frac{U_{пл}}{1 - \eta_{(H)} (1 - U_{пл})}$	$\eta = \frac{U_{пл}}{1 - \frac{1}{\eta_{(H)}} (1 - U_{пл})}$

2) общий КПД зубчатого механизма:

$$\eta_{з.м} = \eta_{ряд} \eta;$$

3) мощность, потребляемая машинным агрегатом:

$$P = \frac{P_{эф}}{\eta_{з.м} \eta_{р.м}},$$

где $\eta_{р.м}$ — КПД рабочей машины;

б) приводятся краткий анализ и выводы по результатам синтеза зубчатого механизма.

**Задание на курсовой проект
по разделу «Синтез зубчатого механизма»**

1. Произвести анализ заданной схемы зубчатого механизма, назначить входное и выходное звенья.
2. Описать принцип работы механизма.
3. Определить угловые скорости входного и выходного звеньев и определить передаточное отношение редуктора.
4. Определить передаточное отношение планетарной ступени.
5. По найденному передаточному отношению и условию соосности, отсутствию подрезания ножек зубьев подобрать число зубьев зубчатых колес планетарной ступени.
6. По условию соседства и сборки рассчитать число блоков сателлитов, устанавливаемых в планетарный редуктор.
7. Рассчитать геометрические параметры зубчатых колес.
8. Дать качественную оценку по коэффициенту перекрытия пары зубчатых колес и КПД зубчатого механизма.

СПИСОК РЕКОМЕНДУЕМЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. *Артоболевский, И. И.* Теория машин и механизмов / И. И. Артоболевский. — М. : Наука, 1988.
2. *Кожевников, С. Н.* Теория механизмов и машин / С. Н. Кожевников. — М. : [б. и.], 1973.
3. Курсовое проектирование по теории механизмов и машин: учеб. для вузов / под ред. Г. Н. Девойно. — Минск : Выш. шк., 1986. — 285 с.
4. *Левитская, О. Н.* Курс теории механизмов и машин / О. Н. Левитская, Н. И. Левитский. — М. : Высш. шк., 1978. — 269 с.
5. *Попов, С. А.* Курсовое проектирование по теории механизмов и механике машин : учеб. пособие для втузов / С. А. Попов, Г. А. Тимофеев ; под. ред. К. В. Фролова. — 5-е изд., перераб. и доп. — М. : Высш. шк. — 458 с. : ил.
6. Синтез и анализ зубчатых и кулачковых механизмов : метод. указания по выполнению курсового проекта по теории машин и механизмов / сост. В. К. Гордеенко. — Горки : Белорус. с.-х. акад., 1993. — 40 с.
7. *Фролов, К. В.* Теория механизмов и механика машин / учеб. для втузов / К. В. Фролов [и др.] ; под ред. К. В. Фролова. — 4-е изд., испр. — М. : Высш. шк., 2003. — 496 с.: ил.
8. *Юдин, В. А.* Теория механизмов и машин : учеб. пособие для втузов / В. А. Юдин, Л. В. Петрокас. — Изд. 2-е, перераб. и доп. — М. : [б. и.], 1977. — 527 с.

Учебное издание

**СИНТЕЗ ПЕРЕДАТОЧНОГО
ЗУБЧАТОГО МЕХАНИЗМА**

**Методические рекомендации
по курсовому проектированию по дисциплине
«Теория механизмов, машин и манипуляторов»
для студентов инженерных специальностей**

Составитель *В. Г. Заяц*

Технический редактор *О. И. Ющук*

Корректор *Е. В. Фатик*

Компьютерная верстка *В. В. Кукреш*

Ответственный за выпуск *Е. Г. Хохол*

Подписано в печать 09.10.2009.

Формат 60 × 84 1 / 16. Бумага офсетная.

Гарнитура Таймс. Отпечатано на ризографе.

Усл. печ. л. 1,16. Уч.-изд. л. 0,73.

Заказ 199. Тираж 100 экз.

ЛИ 02330 / 0133468 от 09.02.2005

Издатель и полиграфическое исполнение:
учреждение образования
«Барановичский государственный университет»,
225404, г. Барановичи, ул. Войкова, 21.

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ
УЧРЕЖДЕНИЕ ОБРАЗОВАНИЯ
«БАРАНОВИЧСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ, МАШИН И МАНИПУЛЯТОРОВ

**Методические указания
по курсовому проектированию
для студентов инженерных специальностей**

**Барановичи
РИО БарГУ
2010**

УДК 621(078)

ББК 34я73

Т11

Рекомендовано к печати методической комиссией
инженерного факультета

С о с т а в и т е л ь

В. Г. Заяц

Р е ц е н з е н т ы:

С. И. Русан, кандидат технических наук, доцент (БарГУ);

Ю. К. Калугин, кандидат технических наук (БарГУ)

Теория механизмов, машин и манипуляторов [Текст] : метод.
Т11 указания по курсовому проектированию для студентов инженер. специ-
альностей / сост. В. Г. Заяц. — Барановичи : РИО БарГУ, 2010. — 55, [13] с. :
ил. — 90 экз.

Являются примером выполнения курсового проекта и содержат примечания, позволяющие студентам пользоваться различными методами при решении тех или иных задач.

Предназначены для студентов инженерного факультета дневной и заочной форм получения образования специальностей 1-36 01 01 Технология машиностроения, 1-36 01 03 Технологическое оборудование машиностроительного производства, 1-53 01 01 Автоматизация технологических процессов и производств, 1-74 06 01 Техническое обеспечение процессов сельскохозяйственного производства при написании курсового проекта.

Табл. 8. Рис. 10. Прил. 4.

УДК 621(078)
ББК 34я73

© БарГУ, 2010

ОГЛАВЛЕНИЕ

<i>Введение</i>	4
1 Описание работы машины и исходные данные для проектирования	5
2 Задачи исследования динамической нагруженности машинного агрегата. Динамическая модель машинного агрегата. Блок-схема исследования динамической нагруженности	8
3 Исследование динамической нагруженности машины в установившемся режиме движения	11
3.1 Структурный анализ рычажного механизма	11
3.2 Метрический синтез и кинематический анализ механизма	13
3.3 Определение приведенного момента сил сопротивления и приведенного момента движущихся сил, работы сил сопротивления	21
3.4 Определение переменной составляющей приведенного момента инерции	27
3.5 Определение постоянной составляющей приведенного момента инерции и момента инерции маховика	29
3.6 Определение закона движения звена приведения	30
4 Динамический анализ рычажного механизма	32
4.1 Задачи и методы динамического анализа механизма	32
4.2 Кинематический анализ механизма	32
4.3 Силовой расчет механизма	39
5 Проектирование кулачкового механизма	45
5.1 Задачи проектирования. Исходные данные	45
5.2 Определение кинематических характеристик толкателя	46
5.3 Определение основных размеров кулачкового механизма	48
5.4 Построение профиля кулачка	49
5.5 Определение углов давления	50
6 Проектирование планетарной передачи	51
6.1 Задачи проектирования	51
6.2 Подбор числа зубьев и числа сателлитов планетарного механизма	51
6.3 Расчет параметров эвольвентного зацепления	54
Приложение А	57
Список источников	67

Введение

При выполнении курсового проекта по теории механизмов, машин и манипуляторов у студентов-заочников возникают трудности в связи с необходимостью точной постановки задач проектирования, выбором методов синтеза и анализа, построением схем алгоритмов расчетов, позволяющих четко определить место (роль) каждого расчета в общей схеме исследования.

Методические указания построены в виде примера выполнения курсового проекта с примечаниями, позволяющими студенту пользоваться различными методами при решении тех или иных задач. Единицы физических величин приведены в соответствии с источниками, которые были использованы составителем при разработке данного издания. В случае затруднений рекомендуется обращаться к литературным источникам, указанным в ссылках.

Курсовой проект по теории механизмов, машин и манипуляторов предусматривает решение ряда задач: динамика машинного агрегата, динамический анализ основного исполнительного механизма машины, синтез кулачкового механизма и синтез зубчатого передаточного механизма.

Издание состоит из пояснительной записки, выполняемой на листах формата А4, и графической части, выполняемой на четырех листах формата А1. Задание на курсовое проектирование выдается студенту-заочнику преподавателем. Ниже приводится пример выполнения курсового проекта по теме «Проектирование и исследование динамической нагруженности механизма строгального станка».

1 ОПИСАНИЕ РАБОТЫ МАШИНЫ И ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ ПРОЕКТИРОВАНИЯ

Описание работы машины

В качестве объекта проектирования и исследования в данном курсовом проекте задан механизм привода главного движения строгального станка.

Строгальный станок предназначен для обработки строганием горизонтальных, вертикальных и наклонных плоскостей линейчатых и фасонных поверхностей, а также пазов всевозможных профилей у различных деталей. Обработка осуществляется за счет прямолинейного возвратно-поступательного движения ползуна 5 с суппортом и резцом станка (рис. 1.1, а). Причем при ходе ползуна 5 вперед (рабочий ход) происходит снятие стружки с обрабатываемой поверхности, а при ходе назад (холостой ход) снятие стружки не производится. График изменения силы резания $P_{\text{рез}}$ в зависимости от перемещения ползуна станка представлен на рисунке 1.1, б. Кривошипный вал 1 исполнительного кривошипно-кулисного механизма приводится во вращение электродвигателем 6 через редуктор, состоящий из планетарной передачи $z_1 - z_2 - H - z_2 - z_3$ и простой передачи $z_4 - z_5$ (рис. 1.1, в).

Движение подачи в строгальном станке управляется кулачковым механизмом через систему рычагов. Кулачковый механизм состоит из кулачка и коромысла с установленным на конце роликом для исключения сил трения на поверхности кулачка. Требуемый закон изменения аналога ускорения толкателя показан на рисунке 1.1, д.

Для обеспечения необходимой степени неравномерности вращения кривошипного вала 1 на нем установлен маховик.

Исходные данные для проектирования приведены в таблице 1.1.

Примечания:

1. Массу звеньев 1, 3, 4 определить из соотношения m/l равного 25 кг/м , масса суппорта $m_5 = 2m_3$, массой ползуна 2 пренебречь.

2. Центр масс звеньев 3 и 4 — посередине длины, центр масс кривошипа совпадает с осью вращения.

3. Момент инерции звеньев относительно центральных осей $J_{\text{св}} = 0,17 \text{ мл}^2$, момент инерции двигателя, приведенный к валу кривошипа, $J_{\text{дв}} = (1,1 - 2,2)J_{01}$, момент инерции зубчатого механизма, приведенный к валу кривошипа, $J_{\text{зубч.мех}} = (1 - 5)J_{\text{дв}}$.

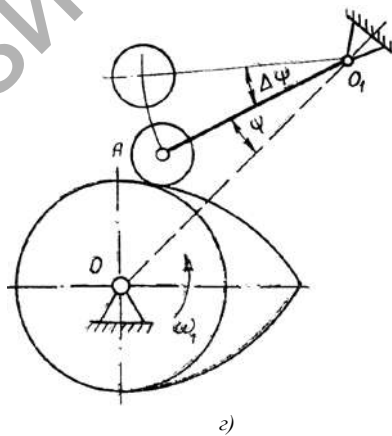
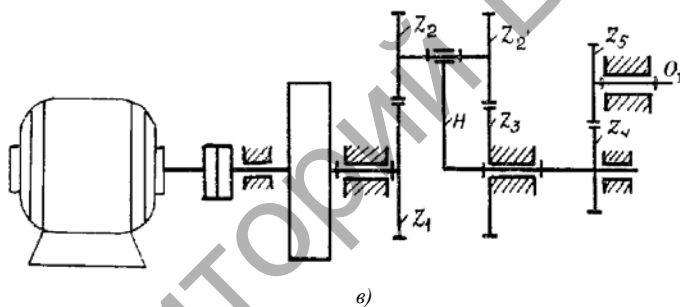
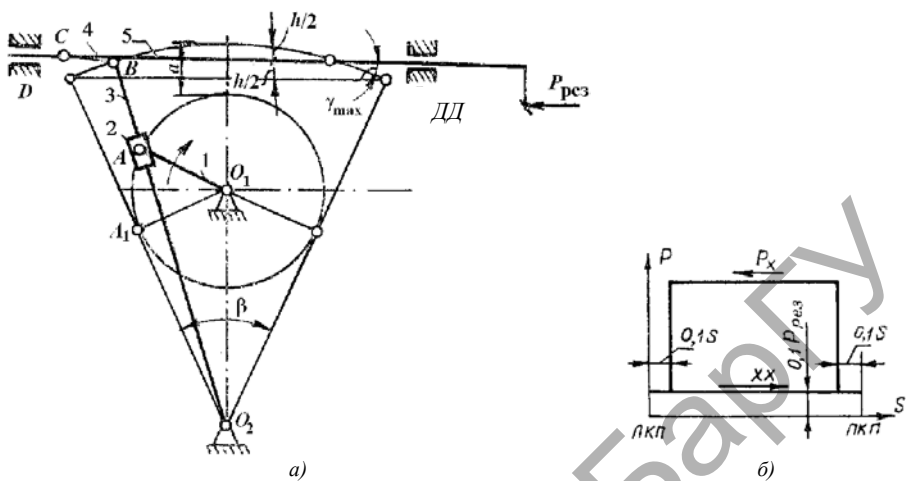
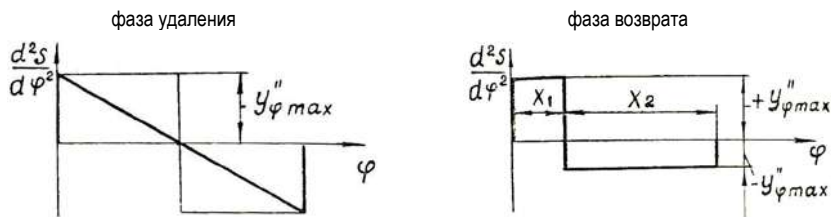


Рисунок 1.1 — Закон изменения аналогов ускорения для проектирования



д)

Рисунок 1.1 — Окончание

Т а б л и ц а 1.1 — Исходные данные

Параметр	Обозначение	Размерность	Величина
Ход суппорта	S	м	0,55
Средняя скорость резания	$V_{рез}$	м / с	1,55
Коэффициент изменения средней скорости	$K = \varphi_p / \varphi_{xx}$	—	1,55
Усилие резания	$P_{рез}$	кН	5,5
Коэффициент неравномерности	δ		0,055
Номинальная угловая скорость вала двигателя	n_n	об / мин	955
Число зубьев колес	z_4	—	14
	z_5	—	19
Угол качания коромысла	$\Delta\psi$	град	25
Расстояние между осями	l_{AO_1}	м	0,18
Угол удаления	φ_y	град	125
Угол дальнего стояния	φ_d	град	50
Угол возврата	φ_v	град	100
Угол давления на фазе удаления	θ_y	град	35
Угол давления на фазе возврата	θ_v	град	40

4. Конструктивный размер $a = 0,4R_{OA}$.

5. Скорость резания $V = \omega S(K+1) / 2\pi K$.

6. Модуль зацепления колес $m_{12} = 4$ мм, $m_{23} = 4$ мм, $m_{45} = 10$ мм.

7. Максимальный угол давления $\gamma = 4—10^\circ$. ДД = 3S.

2 ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ ДИНАМИЧЕСКОЙ НАГРУЖЕННОСТИ МАШИННОГО АГРЕГАТА. ДИНАМИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ МАШИННОГО АГРЕГАТА. БЛОК-СХЕМА ИССЛЕДОВАНИЯ ДИНАМИЧЕСКОЙ НАГРУЖЕННОСТИ

Задачами исследования динамики машинного агрегата являются:

- 1) оценка динамической нагруженности машины в целом;
- 2) оценка динамической нагруженности отдельных механизмов, входящих в состав машины.

Оценка динамической нагруженности машины включает определение уровня неравномерности вращения главного вала проектируемой машины и приведение его в соответствие с заданным коэффициентом неравномерности вращения (динамический синтез машины по заданному коэффициенту неравномерности движения), а также определение закона вращения главного вала машины после достижения заданной неравномерности вращения (динамический анализ машины). Параметром, характеризующим динамическую нагруженность машины, является коэффициент динамичности.

Динамическая нагруженность отдельных механизмов машины оценивается величиной и направлением реактивных сил и моментов сил в кинематических парах (динамический анализ механизмов). Поскольку при определении реактивных нагрузок используется кинетостатический метод расчета, то динамический анализ механизмов включает последовательное выполнение кинематического анализа, а затем кинетостатического силового расчета.

Блок-схема машинного агрегата показана на рисунке 2.1.

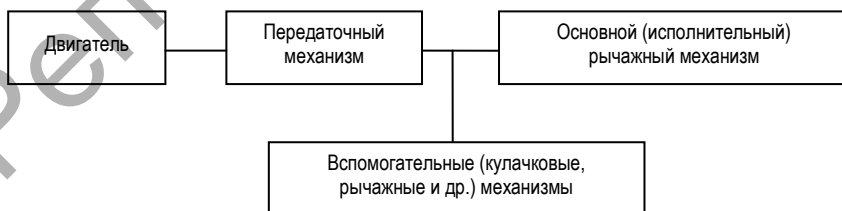


Рисунок 2.1 — Блок-схема машинного агрегата

В движении входного звена исполнительного рычажного механизма имеют место колебания угловой скорости, основными причинами которых являются:

- 1) несовпадение законов изменения сил сопротивления и движущих сил в каждый момент времени;
- 2) непостоянство приведенного момента инерции звеньев исполнительного и некоторых вспомогательных механизмов.

Чтобы учесть влияние названных причин на закон движения входного звена исполнительного механизма, составляется упрощенная динамическая модель машинного агрегата и на ее основе математическая модель, устанавливающая функциональную взаимосвязь исследуемых параметров.

Наиболее простой динамической моделью машинного агрегата может быть одномассовая модель, представленная на рисунке 2.2.

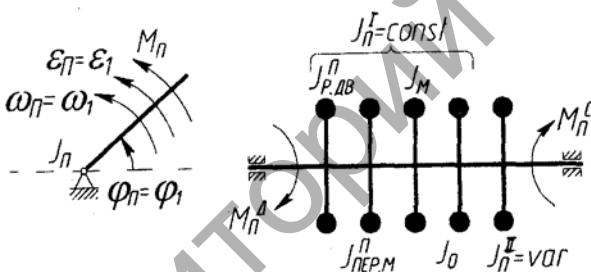


Рисунок 2.2 — Одномассовая модель

В качестве такой модели рассматривается условное вращающееся звено — звено приведения, которое имеет момент инерции $I_{пр}$ относительно оси вращения (приведенный момент инерции) и находится под действием момента сил M_{Π} (приведенного момента сил). В свою очередь

$$M_{\Pi} = M_{\Pi}^{\text{д}} - M_{\Pi}^{\text{с}},$$

где $M_{\Pi}^{\text{д}}$ — приведенный момент движущих сил;

$M_{\Pi}^{\text{с}}$ — приведенный момент сил сопротивления.

Кроме того,

$$I_{\Pi} = I_{\Pi}^I + I_{\Pi}^{\Pi},$$

где I_{Π}^I — постоянная составляющая приведенного момента инерции;

I_{Π}^{Π} — переменная составляющая приведенного момента инерции.

В величину I_{Π}^{Π} входят собственный момент инерции кривошипа (I_0), приведенные моменты инерции ротора электродвигателя и передаточного механизма ($I_{\text{р.дв}}^{\Pi}$, $I_{\text{пер.м}}^{\Pi}$), а также момент инерции I_M добавочной массы (маховика), причем необходимость установки маховика определяется на основании заданной степени неравномерности движения звена приведения.

Динамические характеристики M_{Π} и I_{Π} должны быть такими, чтобы закон вращения звена приведения был таким же, как и у главного вала машины (кривошипа 1 основного исполнительного рычажного механизма), т. е. $\varphi_{\Pi} = \varphi_1$, $\omega_{\Pi} = \omega_1$, $\varepsilon_{\Pi} = \varepsilon_1$.

Блок-схема исследования динамики машинного агрегата показана на рисунке 2.3.

Из схемы видно, что в исследовании можно выделить следующие этапы:

1. Исследование динамики машины:

1.1. Определение кинематических характеристик исполнительного механизма, которое включает нахождение крайних положений рабочего органа и соответствующих ему значений обобщенных координат, вычисление функций положений, аналогов скоростей и ускорений для ряда последовательных положений за один цикл движения.

1.2. Определение динамических характеристик звена приведения:

а) приведенных моментов сил полезного сопротивления и движущих сил;

б) приведенного момента инерции $I_{\Pi} = I_{\Pi}^I + I_{\Pi}^{\Pi}$ и его производной.

1.3. Определение закона вращения звена приведения и оценка динамической нагруженности по коэффициенту динамичности.

2. Динамический анализ исполнительного механизма:

2.1. Кинематический анализ, включающий определение скоростей и ускорений точек и звеньев с учетом полученного закона вращения звена приведения.

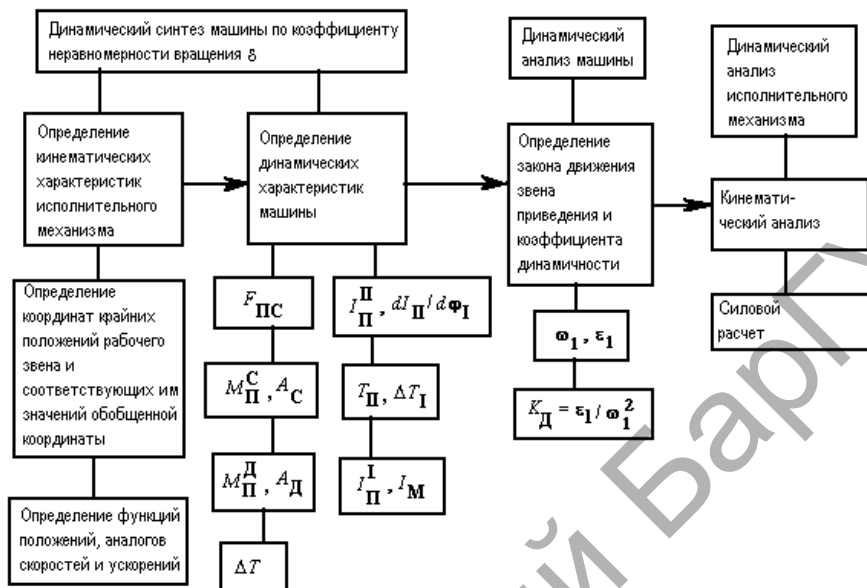


Рисунок 2.3 — Блок-схема исследования динамики машинного агрегата

2.2. Силовой расчет, целью которого является определение реакций в кинематических парах и уравновешивающего момента. В проекте исследованию задач динамической нагруженности машины посвящен лист 1 (рис. А.1), динамической нагруженности рычажного механизма — лист 2 (рис. А.2).

3 ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКОЙ НАГРУЖЕННОСТИ МАШИНЫ В УСТАНОВИВШЕМСЯ РЕЖИМЕ ДВИЖЕНИЯ

3.1 Структурный анализ рычажного механизма

Рассмотрим рычажный механизм строгального станка.

Подсчитав число звеньев и число кинематических пар механизма по формуле П. А. Чебышева для плоского механизма, рассчитаем его степень подвижности W по формуле

$$W = 3n - 2p_5 - p_4 = 3 \cdot 5 - 2 \cdot 7 = 1,$$

где n — число всех подвижных звеньев механизма, равное 5;

p_5 — количество пар пятого класса, равное 7;

p_4 — количество пар четвертого класса.

Следовательно, ведущее звено может быть только одно. Принимаем за ведущее звено кривошип.

Расчленим механизм на группы Ассура.

Вначале отделяем группу Ассура второго класса, образованную звеньями 4, 5 (рис. 3.1), затем группу Ассура второго класса, состоящую из звеньев 2, 3 (рис. 3.2). На этом расчленение механизма закончено.

Оставшийся механизм принято называть нулевым или начальным механизмом (рис. 3.3), во всех выше указанных отдельных структурных группах (присоединяемых цепей к нулевому механизму) степень подвижности $W = 0$.

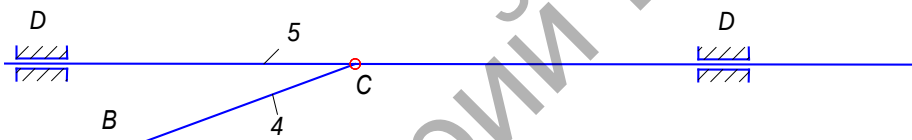


Рисунок 3.1 — Группа Ассура, состоящая из звеньев 4, 5

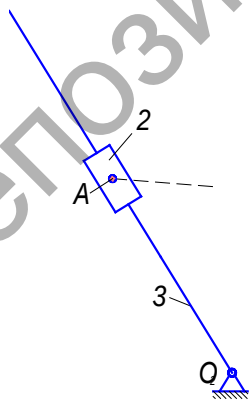


Рисунок 3.2 — Группа Ассура, состоящая из звеньев 2, 3

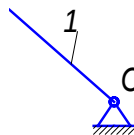


Рисунок 3.3 — Входное звено

Формула строения механизма имеет вид

$$I_{(1)} \rightarrow 2_{(2,3)} \rightarrow 2_{(4,5)}.$$

По формуле строения механизма видно, что механизм строгального станка относится ко второму классу.

3.2 Метрический синтез и кинематический анализ механизма

3.2.1 Определение длин звеньев

Исходные данные:

- конструктивный размер: $a = 0,4R_{OA}$ м;
- ход суппорта 5: $S = 0,55$ м;
- средняя скорость резания: $V_{\text{рез}} = 1,55$ м / с ;
- коэффициент изменения средней скорости: $k = 1,55$.

Угол перекрытия ψ равен

$$\psi = 180 \frac{k-1}{k+1} = 180 \frac{1,55-1}{1,55+1} = 38,82.$$

Длина кулисы 3 равна

$$O_2B = \frac{S}{2\sin(\psi/2)} = \frac{0,55}{2\sin(38,82/2)} = 0,8275.$$

Межцентровое расстояние O_1O_2 определяется следующим образом:

$$\begin{aligned} O_1O_2 &= O_2B - O_1B = O_2B - O_1A + a = O_2B - (O_1A + 0,4O_1A) = \\ &= O_2B - 1,4O_1A. \end{aligned}$$

Длина кривошипа O_1A составляет

$$\begin{aligned} O_1A &= O_1O_2 \cdot \sin(38,82 / 2) = (O_2B - 1,4O_1A) \sin(38,82 / 2) = \\ &= O_2B \cdot \sin(38,82 / 2) - 1,4O_1A \cdot \sin(38,82 / 2). \end{aligned}$$

Таким образом, получаем

$$\hat{I}_1 \dot{A} = \frac{(\hat{I}_2 B \cdot \sin(38,82 / 2))}{(1 + 1,4 \sin(38,82 / 2))} = \frac{0,8275 \cdot \sin(38,82 / 2)}{(1 + 1,4 \sin(38,82 / 2))} = 0,1877.$$

Измерением на чертеже получаем

$$h = 0,047.$$

Максимальный угол давления по заданию находится в пределах $4—10^\circ$. Тогда длина звена BC , м, равна:

$$BC = (h / 2) / \sin \gamma = (0,047 / 2) / \sin 9^\circ = 0,1502.$$

Принимаем $BC = 0,150$ м.

Средняя скорость резания $V_{\text{рез}}$ по исходным данным равна

$$V_{\text{рез}} = S(K + 1)\omega / 2\pi K.$$

Находим условную скорость ведущего звена ω_1 по формуле

$$\omega_1 = \frac{V 2K\pi}{S(K + 1)} = \frac{1,55 \cdot 2 \cdot 1,55 \cdot 3,14}{0,55(1,55 + 1)} = 10,76.$$

Тогда частота вращения кривошипа n_1 , мин, составит

$$n_1 = \frac{30\omega}{\pi} = \frac{30 \cdot 10,76}{3,14} = 102,8.$$

Центры масс звеньев 3 и 4 находятся по середине их длин, центр масс кривошипа 1 совпадает с осью его вращения.

По полученным размерам составляется кинематическая схема (рис. 3.4).

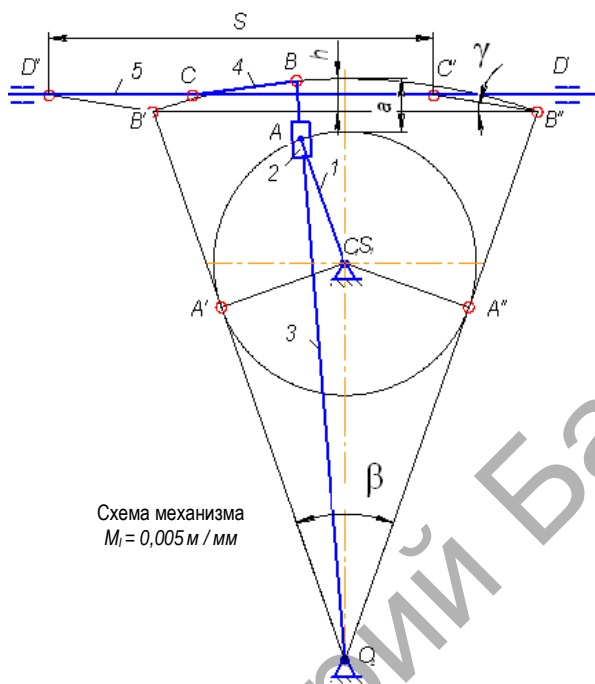


Рисунок 3.4 — Схема поперечно-строгального станка

3.2.2 Построение планов положений механизма

По заданной конструктивной схеме механизма составляем кинематическую схему (см. рис. А.1). Кинематическую схему изображаем в двенадцати положениях — через 30 градусов положения кривошипа OA . В крайних положениях ось кулисы O_2B является касательной к траектории центра пальца кривошипа.

Для построения планов выбираем масштабный коэффициент длины μ_l , м / мм, равный

$$\mu_l = 1 / 500 = 0,002.$$

Примечание. Масштабные коэффициенты рекомендуется принимать в виде чисел, содержащих одну цифру 1, 2, ... 9 с требуемым количеством нулей слева или справа. Например: 0,02; 2, 20.

Размеры рычажного механизма равны

$$OA = L_{OA} / \mu_1 = 0,1877 / 0,002 = 93,85;$$

$$O_2B = L_{O_2B} / \mu_1 = 0,8275 / 0,002 = 413,75;$$

$$BC = L_{BC} / \mu_l = 0,15 / 0,002 = 75;$$

$$OO_2 = L_{OO_2} / \mu_l = 0,5648 / 0,002 = 282,4.$$

Исходя из полученных данных, производим построение планов механизма.

Наносим на чертеже неподвижные элементы кинематических пар O_1 и O_2 , расположенные на одной оси. Затем радиусом OA проводим окружность — траекторию точки A , на которой на одинаковом расстоянии друг от друга наносим 12 положений точки A . Соединив их отрезками прямых с точкой O , получим соответствующие положения кривошипа. За начало отсчета принимаем точку A_0 , которой соответствует крайнее левое положение ползуна 5. Нумерацию остальных положений ведем в направлении вращения кривошипа (по часовой стрелке).

Положения звеньев в группах Ассура определяем методом засечек. Положения точек B определяем, проведя из точки O_2 через точки A радиус O_2B . Для определения положений точки C из соответствующих положений точки B проводим дуги радиусом BC до пересечения их с осью $Y-Y'$.

3.2.3 Построение планов аналогов скоростей звеньев механизма

Для приведения сил и масс потребуются передаточные функции звеньев и центров масс (аналоги скоростей). Для их определения используем графический метод — построение планов аналогов скоростей для всех положений механизма.

Аналог скорости U_A , м, точки A равен

$$U_A = \frac{V_A}{\omega_1} = \frac{\omega_1 l_{OA}}{\omega_1} = l_{OA} = 0,1877.$$

Принимаем масштабный коэффициент аналогов скоростей $\mu_U = 0,002 \text{ м / мм}$. Тогда отрезок, pa , мм, изображающий U_A , равен

$$pa = \frac{U_A}{\mu_U} = \frac{0,1877}{0,002} = 93,85.$$

Так как $\vec{V}_A \perp OA$ и направлена в сторону вращения кривошипа 1, то откладываем отрезок $pa \perp OA$ (в соответствующем положении механизма).

Переходим к построению плана аналогов скоростей для группы Ассура (2, 3). Определим сначала аналог скорости $\vec{U}_{A_3}$ той точки кулисы 3, которая в данном положении механизма совпадает с центром шарнира А. Для этого запишем два векторных уравнения:

$$\begin{cases} \vec{U}_{A_3} = \vec{U}_A + \vec{U}_{A_3A} \\ \vec{U}_{A_3} = \vec{U}_{O_2} + \vec{U}_{A_3O_2} \end{cases}$$

где $\vec{U}_{O_2} = 0$ (точка O_2 неподвижна), $\vec{U}_{A_3A} \parallel O_2B$, $\vec{U}_{A_3O_2} \perp O_2B$.

Здесь $\vec{U}_{A_3A}$ и $\vec{U}_{A_3O_2}$ — аналоги относительных скоростей точки A_3 .

В соответствии с уравнениями из точки a проводим направление $\vec{U}_{A_3A} \parallel AO_2$, а из p — направление $\vec{U}_{A_3O_2} \perp O_2C$. В точке пересечения этих направлений получаем точку a_3 .

Точка b в соответствии с теоремой подобия должна находиться на продолжении отрезка pa_3 . Длину отрезка pb находим из пропорции $pb : pa_3 = O_2B : O_2A$.

$$pb = \frac{O_2B \cdot pa_3}{O_2A}.$$

Длина отрезка pa_3 берется из плана аналогов скоростей (табл. 2.1), а длина отрезка O_2A — из плана механизма в соответствующем положении.

Рассмотрим структурную группу Ассура (4, 5). Звено 5 движется поступательно, поэтому достаточно определить аналог скорости какой-либо одной его точки. Определим аналог скорости U_{C_5} точки C_5 , совпадающей

Т а б л и ц а 2.1 — Определение длин отрезков аналогов скоростей

Номер положе- ния	Отрезок, мм								
	pa	aa_3	pa_3	pb	bc	pc	ps_3	ps_4	ps_3^y
0	93,85	93,85	0	0	0	0	0	0	0
1	93,85	83,1	43,6	57,5	17	53,3	28,8	54,9	8,5
2	93,85	57,4	74,3	87,6	17,8	86,5	43,8	86,6	8,9
3	93,85	23,7	90,8	100,9	8,5	101,7	50,5	101,2	4,2
4	93,85	13	93	102,6	4,8	101,8	51,3	102,2	2,4
5	93,85	48,1	80,6	92,9	15,9	90,3	46,5	91,3	7,9
6	93,85	76,7	54,1	68,7	18,7	67,1	34,3	67,2	9,3
7	93,85	94,3	14	20,6	6,7	20,5	10,3	20,3	3,4
7'	93,85	93,85	0	0	0	0	0	0	0
8	93,85	88,6	36,3	64,6	19,9	63,7	32,3	63,4	9,9
9	93,85	44,9	82,4	173,6	27,7	169	86,8	170,8	13,8
10	93,85	25,5	90,3	195,7	17,8	197,3	97,9	196,3	8,8
11	93,85	78,5	51,5	96,9	27	91,5	48,5	93,3	13,5

в данный момент с центром шарнира C . Для этого используем следующие уравнения:

$$\begin{cases} \vec{U}_C = \vec{U}_B + \vec{U}_{CB}, \\ \vec{U}_C = \vec{U}_D + \vec{U}_{CD}. \end{cases} \quad (3.1)$$

Согласно уравнениям (3.1), из точки b проводим прямую перпендикулярную звену BC , а из полюса p — горизонтальную прямую. На их пересечении получаем точку c .

Точку S_3 на плане аналогов скоростей находим по теореме подобия

$$\frac{ps_3}{pc} = \frac{O_2S_3}{O_2B};$$

$$ps_3 = pc \frac{O_2S_3}{O_2B} = 0,5 pc.$$

Аналогичным способом находим положение центра масс звена 4:

$$bs_4 = 0,5bc.$$

На основании выполненных построений определяем передаточные функции (аналоги скоростей) (табл. 2.2):

$$i_{31} = \frac{\omega_3}{\omega_1} = \frac{pb}{pa} \frac{l_{0A}}{l_{O_2B}} = \frac{pb}{l_{O_2B}} \mu_u ;$$

$$i_{s_{31}} = U_{s_3} = \frac{V_{s_3}}{\omega_1} = \frac{ps_3}{pa} l_{OA} = (ps_3) \mu_u ;$$

$$i_{41} = \frac{\omega_4}{\omega_1} = \frac{bc}{pa} \frac{l_{OA}}{l_{BC}} = \frac{bc}{l_{BC}} \mu_u ;$$

$$i_{s_{41}} = U_{s_4} = \frac{V_{s_4}}{\omega_1} = \frac{ps_4}{pa} l_{OA} = (ps_4) \mu_u ;$$

$$i_{51} = U_C = \frac{V_C}{\omega_1} = \frac{pc}{pa} l_{OA} = (pc) \mu_u .$$

Т а б л и ц а 2.2 — Определение передаточных функций

Номер положения	i_{31}	i_{41}	i_{51}	$i_{s_{31}}$	$i_{s_{41}}$	$i_{s_{51}}^V$
0	0	0	0	0	0	0
1	0,13907	0,22667	0,1066	0,05754	0,1098	0,017
2	0,2118	0,23733	0,173	0,08763	0,1732	0,0178
3	0,24395	0,11333	0,2034	0,10094	0,2024	0,0084
4	0,248	0,064	0,2036	0,10261	0,2044	0,0048
5	0,22458	0,212	0,1806	0,09292	0,1826	0,0158
6	0,166	0,24933	0,1342	0,06868	0,1344	0,0186
7	0,04986	0,08933	0,041	0,02063	0,0406	0,0068
7'	0	0	0	0	0	0
8	0,15613	0,26533	0,1274	0,0646	0,1268	0,0198
9	0,41955	0,36933	0,338	0,17359	0,3416	0,0276
10	0,47302	0,23733	0,3946	0,19571	0,3926	0,0176
11	0,2343	0,36	0,183	0,09694	0,1866	0,027

Проекции передаточного отношения на ось Y равны

$$i_{S_{31}}^y = U_{S_3}^y = \frac{V_{S_3}^y}{\omega_1} = \frac{ps_3^y}{pa} l_{OA} = (ps_3^y) \mu_u.$$

3.2.4 Кинематическое исследование механизма методом диаграмм

Найденные положения $C_0, C_1, \dots, C_{11}$ суппорта дают возможность графически изобразить закон движения в виде диаграмм.

Построение диаграммы перемещения

По оси абсцисс t откладываем отрезок, равный 180 мм, и делим его на 12 равных частей. Ось абсцисс будет осью времени движения t . Масштабный коэффициент времени μ_t , с / мм, равен

$$\mu_t = T / l = 60 / n_1 l = 60 / 102,8 \cdot 180 = 0,00324,$$

где T — период полного перемещения суппорта 5 за один оборот кривошипа OA ;

l — длина отрезка на оси абсцисс, равная 180 мм;

n_1 — частота вращения кривошипа, равная 102,8 мин⁻¹.

По оси ординат S откладываем перемещения точки C от начала отсчета (точки O) из плана положения механизма в соответствии с масштабным коэффициентом перемещений $\mu_s = 0,004$ м / мин.

Строим кривую $S_C = S_C(t)$.

Построение диаграмм скоростей и ускорений

Построение диаграмм скоростей и ускорений звена 5 будем производить методом графического дифференцирования. При этом масштабные коэффициенты μ_v и μ_a , м · с⁻² / мм, будут равны

$$\mu_v = \mu_s / (\mu_t H) = 0,004 / (0,00324 \cdot 30) = 0,04115,$$

$$\mu_a = \mu_v / (\mu_t H) = 0,04115 / (0,00324 \cdot 15) = 0,8467.$$

Примечание. Для построения диаграммы скоростей можно воспользоваться планами скоростей. Тогда $\mu_v = \mu_u \cdot \omega_1$.

3.3 Определение приведенного момента сил сопротивления и приведенного момента движущихся сил, работы сил сопротивления

3.3.1 Определение сил полезного (технологического) сопротивления

В рассматриваемой рабочей машине приведенный момент движущих сил принимается постоянным ($M_{II}^d = \text{const}$), а приведенный момент сил сопротивления M_{II}^C определяется в результате приведения силы полезного сопротивления $F_{\text{рез}}$ и сил тяжести звеньев (см. рис. А.1). Сила $F_{\text{рез}}$, действующая на рабочий орган, определяется из механической характеристики технологического процесса, заданной в виде графической зависимости $F_{\text{рез}}(S_c)$. Для решения динамических задач необходимо получить зависимости $F_{\text{рез}}$ от обобщенной координаты ϕ_1 . Для этого механическую характеристику $F_{\text{рез}}(S_c)$ привязываем к крайним положениям механизма. Учитываем, что рабочий ход происходит при движении ползуна слева направо.

Усилие резания $F_{\text{рез}} = 5\,500 \text{ Н}$.

Усилие холостого хода $F_{\text{х.х}} = 0,1F_{\text{рез}} = 0,1 \cdot 5\,500 = 550 \text{ Н}$.

Используя разметку хода ползуна (точки С), находим значения силы $F_{\text{рез}}$ во всех положениях механизма:

$$F_{\text{ПС}} = F_5 = y_F \mu_F,$$

где y_F — ордината графика $F_{\text{рез}}(S_c)$;

μ_F — масштабный коэффициент сил, $\frac{\text{Н}}{\text{мм}}$, равный

$$\mu_F = \frac{F_{\text{рез}}}{y_{F \text{ max}}} = \frac{5\,500}{55} = 100.$$

Примечание. Результаты определения F_5 желательно привести в таблице.

3.3.2 Определение приведенного момента сопротивления

Величину M_{Π}^C определяем из равенства мгновенных мощностей, развиваемых моментом M_{Π}^C на звене приведения и силами F_5 , G_2 , C_3 , G_4 , G_5 :

$$M_{\Pi}^C \omega_1 = F_{\Pi C} V_{C5} \pm G_3 V_{S4}^y \pm G_4 V_{S3}^y \pm G_5 V_{C5}.$$

По исходным данным определяем массы звеньев:

$$m_1 = q l_{OA} = 25 \cdot 0,1877 = 4,7 ;$$

$$m_3 = q l_{O2B} = 25 \cdot 0,8275 = 20,7 ;$$

$$m_4 = q l_{bc} = 25 \cdot 0,15 = 3,8 ;$$

$$m_5 = 2 m_3 = 2 \cdot 20,7 = 41,4 .$$

Центральными моментами инерции звеньев являются:

1) момент инерции I_{S1} , $\text{кг} \cdot \text{м}^2$, звена 1, равный

$$I_{S1} = 0,17 m_1 l_{OA}^2 = 0,17 \cdot 4,7 \cdot 0,1877^2 = 0,0281 ;$$

2) момент инерции I_{S3} , $\text{кг} \cdot \text{м}^2$, звена 3, определяемый следующим образом

$$I_{S3} = 0,17 m_3 l_{O2B}^2 = 0,17 \cdot 20,7 \cdot 0,8275^2 = 2,41 ;$$

3) момент инерции I_{S4} , $\text{кг} \cdot \text{м}^2$, звена 4 равный:

$$I_{S4} = 0,17 m_4 l_{BC}^2 = 0,17 \cdot 3,8 \cdot 0,15^2 = 0,0145 .$$

Силы тяжести звеньев определяются следующим образом:

$$G_1 = m_1 g = 4,7 \cdot 9,81 = 46 ;$$

$$G_3 = m_3 g = 20,7 \cdot 9,81 = 203 ;$$

$$G_4 = m_4 g = 3,8 \cdot 9,81 = 37 ;$$

$$G_5 = m_5 g = 41,4 \cdot 9,81 = 406 .$$

Учитывая, что сила тяжести G_4 значительно меньше $F_{\text{ПС}}$ (значение G_4 меньше $F_{\text{ПС}}$ приблизительно в 149 раз), ее влиянием на $M_{\text{П}}^{\text{C}}$ пренебрегаем. Поскольку силы тяжести G_5 действует перпендикулярно скорости движения суппорта, то она также не будет влиять на величину приведенного момента сил сопротивления.

Тогда

$$M_{\text{П}}^{\text{C}} = F_{\text{ПС}} \frac{V_{\text{C5}}}{\omega_1} \pm G_3 \frac{V_{\text{S3}}^y}{\omega_1} = F_{\text{ПС}} i_{51} \pm G_3 i_{\text{S3}}^y .$$

Используя таблицу 2.2, вычисляем $M_{\text{П}}^{\text{C}}$, Н · м, (например, для положения 3):

$$M_{\text{П}}^{\text{C}} = 5\,500 \cdot 0,2034 + 203 \cdot 0,0084 = 1120,4 .$$

Приняв масштабный коэффициент моментов μ_M , $\frac{\text{Н} \cdot \text{м}}{\text{мм}}$, из условия

$$\mu_M = \frac{M_{\text{П} \max}^{\text{C}}}{y_{M_{\text{П} \max}^{\text{C}}}} = \frac{1120,4}{112} = 10 ,$$

вычисляем ординаты графика по формуле

$$y_{M_{\text{П}}^{\text{C}}} = \frac{M_{\text{П}}^{\text{C}}}{\mu_M} .$$

Результаты вычислений приведены в таблице 3.1, на основании их построен график $M_{\text{П}}^{\text{C}}(\varphi_1)$.

Масштабный коэффициент углов μ_{φ} , рад / мм, равен

$$\mu_{\varphi} = \frac{2\pi}{[0-12]} = \frac{2\pi}{180} = 0,0349$$

Т а б л и ц а 3.1 — Определение
приведенного момента сил сопротивления

Номер положения	$M_{\Pi}^c, \text{Н} \cdot \text{м}$	$y_{M_{\Pi}^c}, \text{мм}$
0	0	0
1	62,1	6,2
2	955,1	95,5
3	1120,4	112
4	1118,8	111,9
5	990,1	99
6	70,0	7
7	21,2	2,1
7'	0	0
8	74,1	7,4
9	191,5	19,2
10	213,5	21,4
11	95,2	9,5

Отрезок $(0 - 12) = 180$ соответствует одному циклу установившегося движения ($\varphi_{\text{ц}} = 360^\circ = 2\pi \text{ рад}$).

Приведенный момент движущих сил $M_{\Pi}^{\text{д}}$ принимается постоянным, а его величина определяется из условия, что за цикл установившегося движения изменение кинетической энергии машины $\Delta T = A_{\text{д}} - A_{\text{с}} = 0$. Следовательно, работы движущих сил и сил сопротивления равны ($A_{\text{дц}} = A_{\text{сц}}$).

3.3.3 Определение работы сил сопротивления и работы движущих сил

Так как работа сил сопротивления $A_{\text{с}} = \int_{\varphi_0}^{\varphi_1} M_{\Pi}^{\text{с}} d\varphi_1$, то график $A_{\text{с}}(\varphi_1)$ можно построить путем либо численного, либо графического интегрирования зависимости $M_{\Pi}^{\text{с}}(\varphi_1)$.

Используем численное интегрирование по методу трапеций, согласно которому

$$A_{Ci} = A_{Ci-1} + 0,5(M_{\Pi i-1}^C + M_{\Pi i}^C)\Delta\varphi, \quad (3.2)$$

где $\Delta\varphi$ — шаг интегрирования, равный

$$\Delta\varphi_1 = \frac{2\pi}{12} = 0,5236.$$

Формула (3.2) применяется последовательно от интервала к интервалу:

$$A_{C0} = 0 ;$$

$$A_{C1} = A_{C0} + 0,5(M_{\Pi 0}^C + M_{\Pi 1}^C)\Delta\varphi_1 = 0 + 0,5(0 + 62,1)0,5236 = 16,3 ;$$

$$A_{C2} = A_{C1} + 0,5(M_{\Pi 1}^C + M_{\Pi 2}^C)\Delta\varphi_1 = 16,3 + 0,5(62,1 + 955,1)0,5236 = 282,6 ;$$

$$A_{C3} = A_{C2} + 0,5(M_{\Pi 2}^C + M_{\Pi 3}^C)\Delta\varphi_1 = 282,6 + 0,5(955,1 + 1120,4)0,5236 = 825,9 ;$$

$$A_{C4} = A_{C3} + 0,5(M_{\Pi 3}^C + M_{\Pi 4}^C)\Delta\varphi_1 = 825,9 + 0,5(1120,4 + 1118,8)0,5236 = 1412,1 ;$$

$$A_{C5} = A_{C4} + 0,5(M_{\Pi 4}^C + M_{\Pi 5}^C)\Delta\varphi_1 = 1412,1 + 0,5(1118,4 + 990,1)0,5236 = 1964,4 ;$$

$$A_{C6} = A_{C5} + 0,5(M_{\Pi 5}^C + M_{\Pi 6}^C)\Delta\varphi_1 = 1964,3 + 0,5(990,1 + 70)0,5236 = 2241,8 ;$$

$$A_{C7} = A_{C6} + 0,5(M_{\Pi 6}^C + M_{\Pi 7}^C)\Delta\varphi_1 = 2241,8 + 0,5(70 + 21,2)0,5236 = 2265,7 ;$$

$$A_{C8} = A_{C7} + 0,5(M_{\Pi 7}^C + M_{\Pi 8}^C)\Delta\varphi_1 = 2265,7 + 0,5(21,2 + 74,1)0,5236 = 2290,6 ;$$

$$A_{C9} = A_{C8} + 0,5(M_{\Pi 8}^C + M_{\Pi 9}^C)\Delta\varphi_1 = 2290,6 + 0,5(74,1 + 191,5)0,5236 = 2360,2 ;$$

$$A_{C10} = A_{C9} + 0,5(M_{\Pi 9}^C + M_{\Pi 10}^C)\Delta\varphi_1 = 2360,2 + 0,5(191,5 + 213,5)0,5236 = 2466,2 ;$$

$$A_{C11} = A_{C10} + 0,5(M_{\Pi 10}^C + M_{\Pi 11}^C)\Delta\varphi_1 = 2466,2 + 0,5(213,5 + 95,2)0,5236 = 2547 ;$$

$$A_{C12} = A_{C11} + 0,5(M_{\Pi 11}^C + M_{\Pi 12}^C)\Delta\varphi_1 = 2547 + 0,5(95,2 + 0)0,5236 = 2572.$$

Таким образом, работа сил сопротивления за цикл $A_{\text{сц}}$, Дж, равна

$$A_{\text{сц}} = A_{\text{сц}12} = 2572 \text{ Дж.}$$

Принимаем масштабный коэффициент $\mu_A = 30 \text{ Дж / мм}$, вычисляем и откладываем ординаты графика $A_C(\varphi_1)$ $y_{A_C} = \frac{A_C}{\mu_A}$.

Строим график $A_C(\varphi_1)$ (рис. А.3). Результаты вычислений заносим в таблицу 3.2.

Т а б л и ц а 3.2 — Определение работы сил сопротивления

Номер положения	A_c , Дж	y_{A_c} , мм
0	0	0
1	16,3	0,54
2	282,6	9,4
3	825,9	27,5
4	1412,2	47,1
5	1964,3	65,5
6	2241,8	74,7
7	2265,7	75,5
8	2290,6	76,4
9	2360,2	78,7
10	2466,2	82,2
11	2547	84,9
12	2571,9	85,7

Примечание. Метод графического дифференцирования подробно изложен в источниках [1], [8], [9].

3.3.4 Определение приведенного момента движущих сил

Так как работа движущих сил за цикл $A_{\text{дс}} = M_{\Pi}^{\text{д}} 2\pi$, то приведенный момент движущих сил $M_{\Pi}^{\text{д}}$ равен

$$M_{\Pi}^{\text{д}} = \frac{A_{\text{дс}}}{2\pi} = \frac{A_{\text{сц}}}{2\pi} = \frac{2572}{2 \cdot 3,14} = 409,6.$$

Ордината графика $M_{\Pi}^{\text{Д}} = \text{const}$ и равна

$$M_{\Pi}^{\text{Д}} = \frac{M_{\Pi}^{\text{Д}}}{\mu_{\text{М}}} = \frac{409,6}{10} = 41.$$

3.4 Определение переменной составляющей приведенного момента инерции

Величина I_{Π}^{II} определяется из равенства кинетической энергии звена приведения с моментом инерции I_{Π}^{II} и суммы кинетических энергий звеньев с переменными передаточными функциями. Такими звеньями являются звенья 3, 4 и 5 исполнительного рычажного механизма. Тогда имеем равенство

$$\frac{I_{\Pi}^{\text{II}} \omega_1^2}{2} = \frac{I_{O_2} \omega_3^2}{2} + \frac{I_{S_4} \omega_4^2}{2} + \frac{m_4 V_{S_4}^2}{2} + \frac{m_5 V_C^2}{2}.$$

Откуда

$$I_{\Pi}^{\text{II}} = I_{O_2} \left(\frac{\omega_3}{\omega_1} \right)^2 + I_{S_4} \left(\frac{\omega_4}{\omega_1} \right)^2 + m_4 \left(\frac{V_{S_4}}{\omega_1} \right)^2 + m_5 \left(\frac{V_C}{\omega_1} \right)^2 = a + b + c + d,$$

где $a = I_{O_2} i_{31}^2$; $b = I_{S_4} i_{41}^2$; $c = m_4 i_{S_41}^2$; $d = m_5 i_{51}^2$.

Момент инерции I_{O_2} , кг·м², звена 3 относительно оси вращения O_2 равен

$$I_{O_2} = I_{S_3} + m_3 l_{O_2 S_3}^2 = 2,41 + 20,7 \cdot 0,4138^2 = 5,954.$$

Масштабный коэффициент μ_1 , $\frac{\text{кг} \cdot \text{м}^2}{\text{мм}}$, равен

$$\mu_1 = \frac{I_{\Pi \text{max}}^{\text{II}}}{y_{\text{тmax}}} = \frac{8,411}{84,1} = 0,1.$$

Вычисляем ординаты графика:

$$y_1 = \frac{I_{\Pi}^{\Pi}}{\mu_1}.$$

Для положения 3 имеем

$$y_1 = \frac{I_{\Pi}^{\Pi}}{\mu_1} = \frac{2,2354}{0,1} = 22,4.$$

Результаты определения I_{Π}^{Π} приведены в таблице 3.3, на основании их построен график $I_{\Pi}^{\Pi}(\varphi_1)$ (см. рис. А.3).

Т а б л и ц а 3.3 — Определение переменной составляющей приведенного момента инерции

Номер положения	$a, \text{м}^2$	$b, \text{м}^2$	$c, \text{м}^2$	$d, \text{м}^2$	$I_{\Pi}^{\Pi}, \text{м}^2$	$y_1, \text{м}$
0	0	0	0	0	0	0
1	0,11516	0,00074	0,04581	0,47386	0,63558	6,4
2	0,2671	0,00082	0,11399	1,24804	1,62995	16,3
3	0,35435	0,00019	0,15567	1,72519	2,2354	22,4
4	0,36619	5,9E-05	0,15876	1,72859	2,2536	22,5
5	0,30028	0,00065	0,1267	1,3601	1,78774	17,9
6	0,16407	0,0009	0,06864	0,751	0,98462	9,8
7	0,0148	0,00012	0,00626	0,0701	0,09128	0,9
7'	0	0	0	0	0	0
8	0,14514	0,00102	0,0611	0,67682	0,88408	8,8
9	1,04805	0,00198	0,44342	4,76397	6,25742	62,5
10	1,33221	0,00082	0,58571	6,49307	8,41181	84,1
11	0,32686	0,00188	0,13231	1,39649	1,85755	18,6

3.5 Определение постоянной составляющей приведенного момента инерции и момента инерции маховика

Путем графического вычитания ординат работ A_d и A_c строим график изменения кинетической энергии машины $\Delta T = A_d - A_c$ (см. рис. А.3).

Масштабный коэффициент $\mu_T = \mu_A = 30$ Дж / мм.

Определение I_{II}^I производим методом Виттенбауэра, так как $\delta > 0,04$.

Примечание. Метод Мерцалова представлен в [3; 5; 8].

По методу Виттенбауэра на основании ранее построенных графиков $\Delta T(\varphi)$ и $I_{II}^I(\varphi)$ необходимо построить диаграмму энергомасс $\Delta T(I_{II}^I)$. (см. рис. А.3).

Диаграмма энергомасс (диаграмма Виттенбауэра) строится путем графического исключения параметра φ (угла поворота кривошипа) из графиков изменения кинетической энергии механизма и приведенного момента инерции.

Для определения момента инерции маховика по заданному коэффициенту неравномерности движения δ следует провести касательные к графику энергомасс под углами $\psi_{\max}$ и $\psi_{\min}$ к оси абсцисс (оси приведенного момента инерции), тангенсы которых определяются по формулам

$$\operatorname{tg} \psi_{\max} = \frac{\mu_I}{2\mu_T} \omega_1^2 (1 + \delta) = \frac{0,1}{2 \cdot 30} 10,76^2 (1 + 0,055) = 0,203576;$$

$$\operatorname{tg} \psi_{\min} = \frac{\mu_I}{2\mu_T} \omega_1^2 (1 - \delta) = \frac{0,1}{2 \cdot 30} 10,76^2 (1 - 0,055) = 0,18235.$$

Производя необходимые вычисления, получим

$$\psi_{\max} = 11,507^\circ; \quad \psi_{\min} = 10,33^\circ.$$

Постоянную составляющую приведенного момента инерции I_{Π}^1 находим из выражения

$$I_{\Pi}^1 = (ab\mu_T)/(\omega_1^2\delta),$$

где ab — отрезок, отсекаемый проведенными касательными на оси ординат диаграммы энергомасс, равный 39,6 мм.

Тогда I_{Π}^1 , кг · м², равна

$$I_{\Pi}^1 = \frac{(ab\mu_T)}{(\omega_1^2\delta)} = \frac{39,6 \cdot 30}{(10,76^2 \cdot 0,055)} = 186,6.$$

Вычисляем приведенный момент инерции I_{Π}^1 всех вращающихся звеньев (без маховика) и сравниваем с I_{Π}^1 . Из условия равенства кинетических энергий имеем

$$I_{\Pi}^0 = I_0 + 2,2I_0 + 5 \cdot 2,2I_0 = 0,0281 + 2,2 \cdot 0,0281 + 5 \cdot 2,2 \cdot 0,0281 = 0,4.$$

Так как $I_{\Pi}^1 > I_{\Pi}^0$, то требуется установка дополнительной вращающейся массы в виде маховика, момент инерции I_M , кг · м², которого при установке на кривошипном валу равен

$$I_M = I_{\Pi}^1 - I_{\Pi}^0 = 186,6 - 0,4 = 186,2.$$

3.6 Определение закона движения звена приведения

Угловую скорость ω , рад / с, для любого положения механизма можно найти по формуле

$$\omega = \sqrt{2 \frac{\mu_T}{\mu_I} \operatorname{tg} \psi_i},$$

где ψ_i — угол наклона прямой, соединяющей точку начала координат с точкой для соответствующего положения на диаграмме энергомасс относительно оси абсцисс.

Получаем для положения 3 следующую зависимость:

$$\omega_1 = \sqrt{2 \frac{\mu_T}{\mu_I} \operatorname{tg} \psi_i} = \sqrt{2 \frac{30}{0,1} \operatorname{tg} 11,03} = 10,81.$$

Угловое ускорение ε_1 определяется из дифференциального уравнения движения

$$\varepsilon_1 = \frac{M_{\Pi}^{\text{д}} - M_{\Pi}^{\text{с}} - \frac{\omega_1^2}{2} \frac{dI_{\Pi}}{d\varphi_1}}{I_{\Pi}^{\text{I}} + I_{\Pi}^{\text{II}}},$$

где производная $\frac{dI_{\Pi}}{d\varphi_1}$ может быть получена методом графического дифференцирования:

$$\frac{dI_{\Pi}}{d\varphi_1} = \frac{\mu_I}{\mu_{\varphi}} \operatorname{tg} \alpha,$$

где α — угол наклона касательной к графику $I_{\Pi}^{\text{II}}(\varphi_1)$ в соответствующей точке.

Для положения 3 находим:

$$\frac{dI_{\Pi}}{d\varphi_1} = \frac{0,1}{0,0349} \operatorname{tg} 10,8 = 0,5466;$$

$$\varepsilon_1 = \frac{409,6 - 1120,4 - \frac{10,81^2}{2} 0,5466}{186,6 + 2,235} = -3,93.$$

При $\varepsilon_1 > 0$ направление ε_1 совпадает с направлением ω_1 и наоборот.

Выводы

Из анализа динамического исследования машины установлено, что:

1) для обеспечения вращения звена приведения с заданным коэффициентом неравномерности вращения $\delta = 0,055$ необходимо, чтобы постоянная составляющая приведенного момента инерции была $I_{\Pi}^{\text{I}} = 186,6 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$;

2) так как приведенный момент инерции всех вращающихся звеньев $I_{\Pi}^1 > I_{\Pi}^0$, то на вал кривошипа необходимо установить маховик, момент инерции которого $I_M = 186,2 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$;

3) получена графическая зависимость изменения угловой скорости звена приведения $\Delta\omega_1$ после установки маховика, а также значение углового ускорения ε_1 в расчетном положении.

4 ДИНАМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ РЫЧАЖНОГО МЕХАНИЗМА

4.1 Задачи и методы динамического анализа механизма

Задачами динамического анализа механизма являются:

- 1) определение реакций в кинематических парах;
- 2) определение уравнивающего (движущего) момента, действующего на вал кривошипа со стороны привода.

Указанные задачи решаем кинетостатическим методом, основанным на **принципе Даламбера**: если к числу активных сил и реакций связей, действующих на механическую систему, приложить силы инерции (главные векторы и главные моменты сил инерции) звеньев, то система рассматривается как находящаяся в равновесии, вместо уравнений движения можно записывать уравнения равновесия (статики).

Для определения сил инерции необходимо знать ускорения центров масс и угловые ускорения звеньев. Поэтому силовому анализу предшествует кинематический анализ по известному закону $\Delta\omega_1(\varphi_1)$ и $\Delta\varepsilon_1(\varphi_1)$. Задачи кинематики и кинетостатики можно решать как аналитически, так и графически. В данном проекте воспользуемся графическим решением — построением планов скоростей, ускорений сил.

Примечание. Положение механизма выдается преподавателем.

4.2 Кинематический анализ механизма

Изображаем схему механизма в положении 3 (см. рис. А.2). Имеются следующие значения ω_1 и ε_1 : $\omega_1 = 10,81 \text{ рад/с}$; $\varepsilon_1 = -3,93 \text{ рад/с}^2$.

Скорость V_A , м / с, точки А равна

$$V_A = \omega_1 l_{OA} = 10,81 \cdot 0,1877 = 2,03.$$

Масштабный коэффициент $\mu_v = 0,02 \frac{\text{м}}{\text{с} \cdot \text{мм}}$.

Тогда

$$pa = \frac{V_A}{\mu_v} = \frac{2,03}{0,02} = 101,5.$$

Так как $\vec{V}_A \perp OA$ и направлена в сторону вращения кривошипа 1, то откладываем отрезок $pa \perp OA$ (в соответствующем положении механизма).

Переходим к построению плана скоростей для группы Ассура (2, 3). Определим сначала скорость $\vec{V}_{A_3}$ той точки A_3 кулисы 3, которая в данном положении механизма совпадает с центром шарнира А. Для этого запишем два векторных уравнения

$$\begin{cases} \vec{V}_{A_3} = \vec{V}_A + \vec{V}_{A_3A}, \\ \vec{V}_{A_3} = \vec{V}_{O_2} + \vec{V}_{A_3O_2}, \end{cases} \quad (4.1)$$

где $\vec{V}_{O_2} = 0$ (точка O_2 неподвижна), $\vec{V}_{A_3A} \parallel O_2B$, $\vec{V}_{A_3O_2} \perp O_2B$ ($\vec{V}_{A_3A}$ и $\vec{V}_{A_3O_2}$ — скорости точки A_3).

В соответствии с уравнениями (4.1) из точки a проводим направление $\vec{V}_{A_3A} \parallel O_2B$, а из точки O_2 , которая совпадает с полюсом p — направление $\vec{V}_{A_3O_2} \perp O_2B$. В точке пересечения этих направлений получаем точку a_3 .

Точка b в соответствии с теоремой подобия должна находиться на продолжении отрезка pa_3 . Длину отрезка pb находим из пропорции $pb : pa_3 = O_2B : O_2A$.

Длина отрезка pa_3 берется из плана скоростей, а длина отрезка O_2A — из плана механизма в соответствующем положении ($O_2A = 372$ мм).

Рассмотрим структурную группу Ассура (4, 5). Ползун 5 движется поступательно, поэтому достаточно определить скорость какой-либо одной его точки. Определим скорость $\vec{V}_C$ точки C . Для этого используем следующие уравнения:

$$\begin{cases} \vec{V}_C = \vec{V}_B + \vec{V}_{CB}, \\ \vec{V}_C = \vec{V}_{D_0} + \vec{V}_{CD_0}. \end{cases} \quad (4.2)$$

Согласно уравнениям (4.2), из точки b проводим прямую, перпендикулярную BC , а из полюса p — горизонтальную прямую. На их пересечении получаем точку C .

Точки S_3 и S_4 на плане скоростей находим по теореме подобия:

$$\frac{ps_3}{pb} = \frac{O_2S_3}{O_2B};$$

$$ps_3 = pb \frac{O_2S_3}{O_2B} = 0,5pb;$$

$$\frac{bs_4}{bc} = \frac{BS_4}{BC};$$

$$ps_4 = bc \frac{BS_4}{BC} = 0,5bc.$$

Из планов скоростей получаем

$$V_B = pb \mu_V = 109,1 \cdot 0,02 = 2,18;$$

$$V_C = pc \mu_V = 110 \cdot 0,02 = 2,2;$$

$$V_{S_3} = ps_3 \mu_V = 54,55 \cdot 0,02 = 1,09;$$

$$V_{S_4} = ps_4 \mu_V = 109,5 \cdot 0,02 = 2,19;$$

$$V_{A_3} = pa_3 \mu_V = 98,2 \cdot 0,02 = 1,96;$$

$$V_{A_3A} = aa_3 \mu_V = 25,6 \cdot 0,02 = 0,512;$$

$$V_{CB} = bc \mu_V = 9,2 \cdot 0,02 = 0,184;$$

$$\omega_3 = \frac{V_B}{l_{O_2B}} = \frac{2,18}{0,8275} = 2,63;$$

$$\omega_4 = \frac{V_{CB}}{l_{BC}} = \frac{0,184}{0,15} = 1,23.$$

Направление угловой скорости ω_3 звена 3 получим, поместив вектор относительной скорости $\vec{V}_B$ (вектор pb) в точку B и рассматривая поворот этой точки относительно точки O_2 . Аналогичным способом определяем направление угловой скорости ω_4 звена 4.

Переходим к построению плана ускорений.

Ускорение $\vec{a}_A$, точки A равно

$$\vec{a}_A = \vec{a}_A^n + \vec{a}_A^\tau,$$

где $\vec{a}_A^n$ — нормальное ускорение точки A , направленное от точки A к точке O ;

$\vec{a}_A^\tau$ — касательное (тангенциальное) ускорение точки A , направленное перпендикулярно OA в сторону углового ускорения ε_1 .

Нормальное ускорение $\vec{a}_A^n$, м / с², точки A , направленное от точки A к точке O , равно

$$a_A^n = \omega_1^2 l_{OA} = 10,81^2 \cdot 0,1877 = 21,93.$$

Касательное (тангенциальное) ускорение $\vec{a}_A^\tau$, м / с², точки A , направленное перпендикулярно OA в сторону углового ускорения ε_1 , равно

$$a_A^\tau = \varepsilon_1 l_{OA} = 3,93 \cdot 0,1877 = 0,738.$$

Принимаем масштабный коэффициент $\mu_a = 0,2 \text{ м} \cdot \text{с}^{-2} / \text{мм}$ и находим отрезки, изображающие $\vec{a}_A^\tau$ и $\vec{a}_A^n$:

$$\pi n_1 = \frac{a_A^n}{\mu_a}; \quad an_1 = \frac{a_A^\tau}{\mu_a};$$

$$\pi n_1 = \frac{21,93}{0,2} = 109,7 \text{ мм}; \quad an_1 = \frac{0,738}{0,2} = 3,7.$$

В группе Ассура (2, 3) известны ускорения точек A и O_2 . Определим сначала ускорение a_{A_3} точки A_3 кулисы 3, совпадающей в данном положении механизма с центром шарнира A . Рассматривая движение точки A_3 кулисы относительно центра шарнира A , а затем относительно центра вращения O_2 кулисы, запишем два векторных уравнения распределения ускорений:

$$\vec{a}_{A_3} = \vec{a}_A + \vec{a}_{A_3A}^\kappa + \vec{a}_{A_3A}^r;$$

$$\vec{a}_{A_3} = \vec{a}_{O_2} + \vec{a}_{A_3O_2}^n + \vec{a}_{A_3O_2}^t.$$

При этом $a_{O_2} = 0$.

Кориолисово ускорение определяется по формуле

$$\vec{a}_{A_3A}^\kappa = 2\vec{\omega}_3 \vec{V}_{A_3A}$$

На плане ускорений оно изображается отрезком $ak = \frac{a_{A_3A}^k}{\mu_a}$.

При этом

$$\vec{a}_{A_3A}^k = 2 \cdot 2,63 \cdot 0,512 = 2,69.$$

Тогда

$$ak = \frac{2,69}{0,2} = 13,5.$$

Нормальное ускорение $\vec{a}_{A_3O_2}^n$, $\text{м} / \text{с}^2$, равно

$$\vec{a}_{A_3O_2}^n = \frac{V_{A_3}^2}{L_{AB}} = \frac{V_{A_3}^2}{O_2 A \mu_s} = \frac{1,96^2}{372,2 \cdot 0,002} = 5,16.$$

На плане ускорений $\vec{a}_{A_3B}^n$ изображаем отрезком:

$$\pi n_3 = \frac{a_{A_3B}^n}{\mu_a} = \frac{5,16}{0,2} = 25,8.$$

Вектор тангенциального ускорения $\vec{a}_{A_3O_2}^t$ точки a_3 в ее движении относительно точки b направлен перпендикулярно к линии AO_2 .

Чтобы решить графически векторные уравнения распределения ускорений, надо из точки a отложить отрезок ak и через точку k провести прямую, параллельную O_2A , а из полюса π (так как $a_{O_2} = 0$) отложить отрезок πn_3 и через точку n_3 провести прямую, перпендикулярную к O_2A . На пересечении получим точку a_3 . Соединив полюс π с точкой a_3 , получим отрезок $\pi a_3 = 27,9$ мм.

В соответствии с теоремой подобия точка b на плане ускорений должна находиться на продолжении отрезка πa_3 .

Длину отрезка πb найдем из пропорции

$$\frac{\pi b}{\pi a_3} = \frac{O_2B}{O_2A} \Rightarrow \pi b = \frac{O_2B \cdot \pi a_3}{O_2A} = \frac{413,75 \cdot 27,9}{372,2} = 31.$$

Переходим к построению плана ускорений другой структурной группы, состоящей из звеньев 4 и 5. Определим ускорение точки C ползуна 5. Рассматривая движение его по отношению к шарниру B и направляющей xx , запишем соответственно два векторных уравнения:

$$\vec{a}_C = \vec{a}_B + \vec{a}_{CB}^n + \vec{a}_{CB}^t;$$

$$\vec{a}_C = \vec{a}_{D_0} + \vec{a}_{CD_0}.$$

Ускорение a_B центра шарнира B определено при исследовании структурной группы, составленной звеньями 2 и 3. Ускорение $\vec{a}_{D_0} = 0$, так как точка D_0 принадлежит стойке O и в данный момент неподвижна; $\vec{a}_{CD_0}^r$ — относительное ускорение точки C по отношению к точке D_0 ,

направленное по горизонтали; $\vec{a}_{CB}^n$ и $\vec{a}_{CB}^\tau$ — нормальная и касательная составляющие относительного ускорения точки C .

Нормальная составляющая относительного ускорения a_{CB}^n , м / с², точки C определяется по формуле

$$\dot{a}_{\hat{N}\hat{A}}^i = \omega_4^2 l_{\hat{N}\hat{A}} = 1,23^2 \cdot 0,15 = 0,227.$$

Тогда получаем отрезок bn_4 , мм, равный

$$bn_4 = \frac{a_{CB}^n}{\mu_a} = \frac{0,227}{0,2} = 1,1.$$

В соответствии с уравнениями из точки b откладываем отрезок bn_4 в направлении a_{CB}^n , из точки n_4 проводим линию в направлении $\vec{a}_{CB}^\tau$, а из точки d_0 , расположенной в полюсе π , проводим горизонталь. В пересечении указанных линий получаем точку c , которую соединяем с полюсом π , и получаем отрезок πc , изображающий $\vec{a}_C$.

Точку S_3 на плане ускорений находим по теореме подобия (аналогично тому, как это было сделано при построении плана скоростей):

$$\pi s_3 = \pi b \frac{O_2 S_3}{O_2 B} = 0,5 \pi b.$$

Положения точки S_4 на плане ускорений находим также по теореме подобия.

Из плана ускорений получаем

$$a_{A_3} = \pi a_3 \mu_a = 27,9 \cdot 0,2 = 5,58;$$

$$a_{S_3} = \pi s_3 \mu_a = 15,5 \cdot 0,2 = 3,1;$$

$$a_{S_4} = \pi s_4 \mu_a = 18,8 \cdot 0,2 = 3,76;$$

$$a_B = \pi b \mu_a = 31 \cdot 0,2 = 6,2;$$

$$a_c = \pi c \mu_a = 11,4 \cdot 0,2 = 2,28 ;$$

$$a_{A_3O_2}^\tau = n_3 a_3 \mu_a = 10,6 \cdot 0,2 = 2,12 ;$$

$$a_{CB}^\tau = n_4 c \mu_a = 27,7 \cdot 0,2 = 5,54 .$$

Угловые ускорения ε_3 и ε_4 , рад / с², равны

$$\varepsilon_3 = \frac{a_{A_3O_2}^\tau}{l_{O_2A}} = \frac{a_{A_3O_2}^\tau}{O_2A \mu_s} = \frac{2,12}{372,2 \cdot 0,002} = 2,85 ;$$

$$\varepsilon_4 = \frac{a_{CB}^\tau}{l_{BC}} = \frac{5,54}{0,15} = 36,9 .$$

Направление углового ускорения ε_3 звена 3 получим, поместив вектор $a_{A_3B}^\tau$ (вектор $n_3 a_3$) в точку A и рассматривая поворот этой точки относительно точки O_2 . Аналогичным образом определяем направление углового ускорения ε_4 звена 4.

4.3 Силовой расчет механизма

4.3.1 Определение сил инерции и моментов сил инерции звеньев

Главные векторы сил инерции $F_{и1}$, $F_{и2}$, $F_{и3}$, $F_{и4}$, $F_{и5}$, H , равны

$$F_{и1} = m_1 \dot{a}_{S_1} = 0.$$

Ускорение $a_{S_1} = 0$, так как центр масс находится на оси вращения и является неподвижным;

$$F_{и2} = m_2 a_{S_2} = 0,$$

так как по условию массой звена 2 пренебрегают;

$$F_{и3} = m_3 a_{S_3} = 20,7 \cdot 3,1 = 64 ;$$

$$F_{и4} = m_4 a_{s_4} = 3,8 \cdot 3,76 = 14;$$

$$F_{и5} = m_5 a_c = 41,4 \cdot 2,28 = 94.$$

Силы инерции приложены в центрах масс и направлены противоположно ускорениям центров масс звеньев.

Главные моменты сил инерции $M_{и1}, M_{и3}, M_{и4}$, Н · м, равны

$$M_{и1} = I_{п}^1 \varepsilon_1 = 186,6 \cdot 3,93 = 733,3;$$

$$M_{и3} = I_{s_3} \varepsilon_3 = 2,41 \cdot 2,85 = 6,9;$$

$$M_{и4} = I_{s_4} \varepsilon_4 = 0,0145 \cdot 36,9 = 0,54.$$

Моменты сил инерции направлены противоположно угловым ускорениям звеньев.

4.3.2 Кинестатический силовой анализ механизма

Силовой расчет проводим по группам Ассура, начиная с наиболее удаленной от ведущего звена группы (4, 5). Рассматриваемую группу строим в масштабе $\mu_s = 0,002$ м / мм. Действие отброшенных звеньев заменяем реакциями F_{43} и F_{50} .

Реакцию F_{43} раскладываем на составляющие $\vec{F}_{43}^n$, направленную вдоль звена CB , и $\vec{F}_{43}^\tau$, направленную перпендикулярно CB .

Составляющую $\vec{F}_{43}^\tau$, Н, находим из уравнения моментов всех сил, действующих на звено 4, относительно точки C:

$$\sum M_C = 0 \text{ или } \sum M_C = G_4 h_1 - F_{и4} h_2 - M_{и4} / \mu_l - F_{43}^\tau BC = 0 \Rightarrow$$

Ошибка! Закладка не определена.Ошибка! Закладка не определена.

$$\text{на. } F_{43}^{\tau} = \frac{G_4 h_1 - F_{и4} h_2 - M_{и4} / \mu_l}{BC} = \frac{37 \cdot 37,1 - 14 \cdot 30,8 - 0,54 / 0,002}{75} = 9.$$

Репозиторий БарГУ

Составляющую $\vec{F}_{34}^n$ и реакцию $\vec{F}_{05}$ находим путем построения плана сил согласно уравнению равновесия группы, которое записываем в соответствии с принципом Даламбера:

$$\vec{F}_{50} + \vec{F}_{\text{ПС}} + \vec{F}_{\text{И5}} + \vec{G}_5 + \vec{F}_{43}^n + \vec{F}_{43}^{\tau} + \vec{G}_4 + \vec{F}_{\text{И4}} = 0.$$

В уравнениях неизвестны силы $\vec{F}_{50}$ и $\vec{F}_{43}^n$, для определения их строим план сил.

Масштабный коэффициент μ_F принимаем равным 20 Н / мм.

Тогда силы изображаем следующими отрезками, мм:

$$ab = \frac{F_{43}^{\tau}}{\mu_F} = \frac{9}{20} = 0,5;$$

$$bc = \frac{G_4}{\mu_F} = \frac{37}{20} = 1,9;$$

$$cd = \frac{F_{\text{И4}}}{\mu_F} = \frac{14}{20} = 0,7;$$

$$de = \frac{G_5}{\mu_F} = \frac{406}{20} = 20,3;$$

$$ef = \frac{F_{\text{И5}}}{\mu_F} = \frac{94}{20} = 4,7;$$

$$fg = \frac{F_C}{\mu_F} = \frac{550}{20} = 27,5.$$

Из плана сил находим F_{43} и F_{50} , Н, которые равны

$$F_{43} = 282,9 \cdot 20 = 5658;$$

$$F_{50} = gk\mu_F = 17,7 \cdot 20 = 354.$$

Реакцию F_{45} во внутренней кинематической паре, образованную звеньями 4 и 5, найдем из условия равновесия звена 4:

$$\vec{F}_{45} + \vec{F}_{43}^n + \vec{F}_{43}^r + \vec{G}_4 + \vec{F}_{и4} = 0.$$

Для нахождения F_{45} , H , на плане сил достаточно соединить точки d и k :

$$F_{45} = dk \mu_F = 282,3 \cdot 20 = 5646.$$

На звенья 2 и 3 группы Ассура кроме сил тяжести G_3 и результирующей силы инерции $P_{и3}$ действуют силы реакции F_{34}, F_{30}, F_{21} .

Сила F_{21} прикладывается в центре вращательной пары A . Направление ее определяем из условия равновесия камня кулисы A :

$$\vec{F}_{21} + \vec{F}_{23} = 0,$$

где F_{32} — давление со стороны кулисы на камень.

При этом

$$\vec{F}_{21} = -\vec{F}_{32} = \vec{F}_{23}.$$

Величину силы $\vec{F}_{21}$ определяем из уравнения моментов всех сил, действующих на звенья 2 и 3 группы Ассура относительно точки O_2 :

$$\sum M_{O_2}(P_i) = F_{21}h_3 - F_{34}h_4 - G_3h_5 - F_{и3}h_6 - \frac{M_{и3}}{\mu_l} = 0.$$

Откуда

$$F_{21} = \frac{F_{43}h_4 + G_3h_5 + F_{и3}h_6 + \frac{M_{и3}}{\mu_l}}{h_3} =$$

$$= \frac{5658 \cdot 413,1 + 203 \cdot 17,3 + 64 \cdot 78,5 + \frac{6,9}{0,002}}{372,2} = 6312.$$

Приравнивая к нулю векторную сумму всех сил, действующих на звенья 2 и 3 и построив план сил, находим реакцию F_{30} . Масштаб плана сил μ_F , Н, принимаем равным 25 Н / мм:

$$\vec{F}_{21} + \vec{F}_{34} + \vec{G}_3 + \vec{F}_{и3} + \vec{F}_{30} = 0;$$

$$F_{30} = ea\mu_F = 34,5 \cdot 25 = 863.$$

Рассматриваем равновесие ведущего звена кривошипа O_1A .

Величину уравновешивающей силы F_y , Н, определяем из уравнения

$$\sum M_0(F_i) = F_{12}h_7 - F_y h_8 - \frac{M_{и1}}{\mu_l} = 0 \Rightarrow$$

$$F_y = \frac{F_{12}h_7 - \frac{M_{и1}}{\mu_l}}{h_8} = \frac{6312 \cdot 90,8 - \frac{733,3}{0,002}}{93,85} = 2201 \text{ Н}.$$

Для определения давления F_{10} в паре O решаем графически векторное уравнение

$$\vec{F}_{12} + \vec{F}_y + \vec{G}_1 + \vec{F}_{10} = 0.$$

Построения производим в масштабе $\mu_F = 50$ Н / мм.

На плане силу $\vec{G}_1$ изображаем в виде точки, так как она значительно меньше $\vec{F}_{21}$ и $\vec{F}_y$.

Из плана сил

$$\vec{F}_{10} = da\mu_F = 84,4 \cdot 50 = 4220.$$

4.3.3 Определение уравновешивающей силы методом Жуковского

В произвольном масштабе строим повернутый на 90° план скоростей для заданного положения механизма. В соответствующих точках

плана прикладываем все внешние силы (в том числе и F_y , Н), силы инерции, а также пары сил, заменяющие моменты сил инерции:

$$F'_{M1} = F''_{M1} = \frac{M_{и1}}{l_{OA}} = \frac{733,3}{0,1877} = 3906,8;$$

$$F'_{M3} = F''_{M3} = \frac{M_{и3}}{l_{O2B}} = \frac{6,9}{0,8275} = 8;$$

$$F'_{M4} = F''_{M4} = \frac{M_{и4}}{l_{CB}} = \frac{0,54}{0,15} = 3,6.$$

Силу F'_{M4} учитывать не будем, так как она очень мала.

Составляем уравнение моментов относительно полюса плана скоростей:

$$-F_y \cdot 152,3 - F'_{M1} \cdot 152,3 + F'_{M3} \cdot 163,7 + F_{и4} \cdot 106,4 + G_4 \cdot 6,9 + G_3 \cdot 6,9 +$$

$$+ F_{и3} \cdot 31,1 + F_{и5} \cdot 165 + F_{пс} \cdot 165 = 0;$$

$$F_y = (-F'_{M1} \cdot 152,3 + F'_{M3} \cdot 163,7 + F_{и4} \cdot 106,4 + G_4 \cdot 6,9 + G_3 \cdot 6,9 + F_{и3} \cdot 31,1 +$$

$$+ F_{и5} \cdot 165 + F_{пс} \cdot 165) / 152,3 = (-3906,9 \cdot 152,3 + 8 \cdot 163,7 + 14 \cdot 106,4 + 37 \cdot 6,9 +$$

$$+ 203 \cdot 6,9 + 64 \cdot 31,1 + 94 \cdot 165 + 5500 \cdot 165) / 152,3 = 2196.$$

Погрешность расчета Δ , %, выполненного двумя методами, составляет

$$\Delta = \frac{2201 - 2196}{2196} 100 = 0,23.$$

Силовой анализ механизма выполнен верно.

5 ПРОЕКТИРОВАНИЕ КУЛАЧКОВОГО МЕХАНИЗМА

5.1 Задачи проектирования. Исходные данные

Задачами проектирования кулачкового механизма (см. рис. А.3) являются:

- 1) определение основных размеров из условия ограничения угла давления;
- 2) построение профиля кулачка, обеспечивающего заданный закон движения толкателя.

Исходными данными для синтеза являются схема механизма (рис. 5.1) и параметры, приведенные в таблице 5.1.

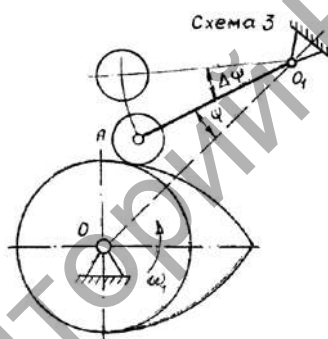


Рисунок 5.1 — Схема механизма

Таблица 5.1 — Исходные данные проектирования

Угол качания, град	Длина коромысла	Фазовые углы, град			$\theta_{\max}$, град	Закон движения толкателя	
		φ_y	$\varphi_{\text{дс}}$	φ_v		при удалении	при возвращении
25	0,18	125	50	100	35	Равномерно убывающий	Параболический

5.2 Определение кинематических характеристик толкателя

Рабочий угол кулачка φ_p равен

$$\varphi_p = \varphi_x + \varphi_{\text{ДС}} + \varphi_{\text{В}} = 125 + 50 + 100 = 275,$$

в радианах:

$$\varphi_p^p = \frac{\pi}{180} \varphi_p = \frac{3,14}{180} \cdot 275 = 4,7972.$$

Фазовые углы φ_y^p , $\varphi_{\text{ДС}}^p$, $\varphi_{\text{В}}^p$ в радианах равны

$$\varphi_y^p = \frac{\pi}{180} \varphi_y = \frac{3,14}{180} \cdot 125 = 2,1806;$$

$$\varphi_{\text{ДС}}^p = \frac{\pi}{180} \varphi_{\text{ДС}} = \frac{3,14}{180} \cdot 50 = 0,8722;$$

$$\varphi_{\text{В}}^p = \frac{\pi}{180} \varphi_{\text{В}} = \frac{3,14}{180} \cdot 100 = 1,7444.$$

Примем отрезок $[0-15]$, изображающий на графиках рабочий угол, равным 275 мм.

Тогда масштабные коэффициенты μ_φ и μ_φ^p , град / мм составляют

$$\mu_\varphi = \frac{\varphi_p}{[0-15]} = \frac{275}{275} = 1;$$

$$\mu_\varphi^p = \frac{\varphi_p^p}{[0-15]} = \frac{4,7972}{275} = 0,01745.$$

Отрезки, изображающие на графиках фазовые углы, мм, равны

$$[0-6] = \frac{\varphi_y}{\mu_\varphi} = \frac{125}{1} = 125;$$

$$[6-7] = \frac{\varphi_{ДС}}{\mu_{\phi}} = \frac{50}{1} = 50;$$

$$[7-17] = \frac{\varphi_B}{\mu_{\phi}} = \frac{100}{1} = 100.$$

Отрезки [0—6] и [7—15] делим на 6 и 8 равных частей соответственно.

На фазе удаления толкатель движется по закону с равномерно убывающим ускорением, а на фазе возвращения — по параболическому закону изменения ускорения.

Максимальное линейное перемещение центра ролика коромысла h , м, равно

$$h = \pi l \psi / 180 = 3,14 \cdot 180 \cdot 25 / 180 = 78,5 = 0,0785.$$

По исходным данным определяем максимальные значения аналогов скоростей и ускорений толкателя: S'_y , S'_B , S''_y , S''_B , M ,

$$S'_y = \frac{3 \cdot h}{2\varphi_y^p} = \frac{3 \cdot 0,0785}{2 \cdot 2,1806} = 0,054;$$

$$S'_B = 2 \frac{h}{\varphi_B^p} = \frac{2 \cdot 0,0785}{1,7444} = 0,09;$$

$$S''_y = \pm \frac{6 \cdot h}{\varphi_y^{2p}} = \pm \frac{6 \cdot 0,0785}{2,1806^2} = \pm 0,099;$$

$$S''_B = -2(1+\nu) \frac{h}{\varphi_B^2} = 2(1+1) \frac{0,0785}{1,7444^2} = 0,1032;$$

$$S''_B = 2 \left(\frac{1+\nu}{\nu} \right) \frac{h}{\varphi_B^2} = 2 \left(\frac{1+1}{1} \right) \frac{0,0785}{1,7444^2} = 0,1032.$$

Масштабные коэффициенты μ_s'' , μ_s' , равны

$$\mu_s'' = \frac{S''_{\max}}{y_{s''\max}} = \frac{0,1032}{51,6} = 0,002;$$

$$\mu_s' = \frac{S'_{\max}}{y_{s'\max}} = \frac{0,09}{90} = 0,001.$$

Построение графиков скоростей и перемещений толкателя будем производиться методом графического интегрирования. При этом полюсные расстояния h_1 и h_2 , мм, равны

$$h_1 = \frac{\mu_s'}{\mu_s'' \mu_{\varphi_p^p}} = \frac{0,001}{0,002 \cdot 0,01744} = 28,67;$$

$$h_2 = \frac{1}{\mu_{\varphi_p^p}} = \frac{1}{0,01745} = 57,3.$$

5.3 Определение основных размеров кулачкового механизма

Определяем минимальный радиус кулачка R_0 и межосевое расстояние l_0 из условия незаклинивания на фазах удаления и возвращения. Используя график $S = S(\varphi)$, строим положения коромысла для фаз удаления и возвращения. На линиях, соответствующих этим положениям, от точки B (центра ролика) откладываются векторы аналогов скорости s' (в масштабе $\mu_{s'} = \mu_s = 0,001$ м / мм), повернутые на 90° в сторону с вращения кулачка. Из концов этих векторов проводятся лучи под углами $\vartheta_{\text{доп}} = 35^\circ$ на фазе удаления и $\vartheta_{\text{доп}} = 40^\circ$ на фазе возвращения к положениям коромысла. Центр вращения кулачка выбирается в зоне, свободной от пересечения лучей. Чтобы избежать резкого изменения кривизны профиля кулачка, переменное смещение e должно иметь небольшие значения. В этом случае за центр вращения кулачка следует выбирать точку, лежащую на перпендикуляре (или вблизи его), восстановленном из точки A среднего положения коромысла. Из чертежа получаем минимальный радиус кулачка R_0 , м, равный

$$R_0 = O_1 B \cdot \mu_s = 69 \cdot 0,001 = 0,069.$$

5.4 Построение профиля кулачка

Строим центровой профиль кулачка. Выбирается масштаб построения $\mu_s = 0,001 \text{ м / мм}$. Откладывается линия центров O_1O_0 . Из точки O_1 проводятся окружности радиусами R_0 , мм, и $L_0 = O_1O_0$ мм, из точки O_0 — центра вращения коромысла — радиусом, равным длине коромысла L_{OA} — дуга до пересечения с окружностью радиусом r_0 .

Точка пересечения их A_0 определит положение центра ролика коромысла, соответствующее началу фазы удаления. От точки A_0 откладывается перемещение центра ролика согласно графику $S = S(\varphi)$. Из центра O_1 через точки $A_0, A_1, \dots, A_{15}$, проводятся концентрические дуги. От линии центров O_1A_0 в сторону, противоположную вращению кулачка, откладываются фазовые углы $\varphi_y = 125^\circ; \varphi_{\text{ДС}} = 50^\circ; \varphi_B = 100^\circ$. Дуги максимального радиуса, стягивающие углы φ_y и φ_B , делятся на части согласно графику $S = S(\varphi)$. Полученные точки $O_0, O_1, \dots, O_{15}$ определяют положение центра вращения коромысла в обращенном движении. Для определения положения второй точки коромысла A в обращенном движении следует из точек $O_0, O_1, \dots, O_{15}$ радиусом, равным длине коромысла l_{OA} , сделать засечки по соответствующим концентрическим дугам. Соединив плавной кривой точки 0, 1, ..., 15, получают центровой профиль кулачка на фазах удаления и возвращения. На фазе дальнего стояния профиль кулачка очерчиваются дугой максимального радиуса, на фазе ближнего стояния — дугой минимального радиуса R_0 .

Строим действительный профиль кулачка. Радиус ролика выбирается с учетом двух условий:

- 1) $r_p \leq 0,4r_0$ (конструктивное условие);
- 2) $r_p \leq 0,7\rho_{\min}$ (условие отсутствия заострения действительного профиля кулачка), где $\rho_{\min}$ — минимальный радиус кривизны выпуклых участков центрального профиля кулачка.

Радиус $\rho_{\min}$ определяется с помощью следующего построения. В зоне наибольшей кривизны центрального профиля отмечаем точку. Вблизи от нее на равном расстоянии отмечаем еще две точки и соединяем их с первой точкой хордами. Через середины полученных хорд проводим к ним перпендикуляры, пересекающиеся в точке, которая является центром окружности, проходящей через все три точки. Радиус этой окружности приближенно можно принять за $\rho_{\min}$.

Тогда радиус $\rho_{\min}$, м, равен

$$\rho_{\min} = 26,5 \cdot \mu_l = 77,8 \cdot 0,001 = 0,0778;$$

$$r_p \leq 0,4r_o = 0,4 \cdot 0,069 = 0,0276;$$

$$r_p \leq 0,7\rho_{\min} = 0,7 \cdot 0,0778 = 0,0544.$$

Принимаем радиус ролика $r_p = 0,002$ м.

При геометрическом замыкании кулачок имеет форму диска с фигурным пазом, ширина которого теоретически равняется диаметру ролика. Для построения паза на центровом профиле выбирается ряд точек, из которых проводятся окружности радиусом, равным радиусу ролика. Две огибающие к семейству этих окружностей являются двумя сторонами паза.

5.5 Определение углов давления

Строим график зависимости угла давления Θ от угла поворота кулачка для фаз удаления и возвращения, так как высшая пара имеет геометрическое замыкание (рис. А.4). Определение углов давления производим графическим методом — путем измерения на чертеже.

Результаты определения угла давления Θ приведены в таблице 5.2, на основании которой построен график $\Theta(\varphi)$. Масштабный коэффициент μ_Θ , град / мм, равен

$$\mu_\Theta = \frac{\Theta_{\max}}{y_{\Theta \max}} = \frac{40}{40} = 1.$$

Примечание. Для определения $S_T(\varphi_1)$, $S'_T(\varphi_1)$, $S''_T(\varphi_1)$ и углов давления можно использовать аналитические зависимости [3] для соответствующих законов движения.

Т а б л и ц а 5.2 — Определение углов давления

Номер положения	Θ , град	y_Θ , мм
0	–3,5	–3,5
1	20,9	20,9
2	29	29
3	26,6	26,6
4	19,5	19,5
5	10,2	10,2

Окончание табл. 5.2

Номер положения	θ , град	$y\theta$, мм
6	-1,7	-1,7
7	-1,7	-1,7
8	-10,4	-10,4
9	-19,8	-19,8
10	-29,8	-29,8
11	-39,8	-39,8
12	-35	-35
13	-28,6	-28,6
14	-18,8	-18,8
5	-3,5	-3,5

6 ПРОЕКТИРОВАНИЕ ПЛАНЕТАРНОЙ ПЕРЕДАЧИ

6.1 Задачи проектирования

Задачами проектирования планетарной передачи являются (рис. 6.1):

1) подбор чисел зубьев $z_1—z_3$;

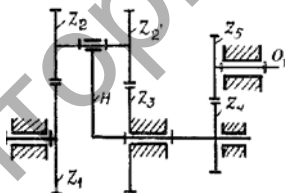


Рисунок 6.1 — Схема зубчатого механизма

2) расчет параметров эвольвентного зацепления $z_4—z_5$;

3) построение планов скоростей планетарного механизма.

6.2 Подбор числа зубьев и числа сателлитов планетарного механизма

Общее передаточное число механизма U_M , равно

$$U_M = \frac{n_1}{n_5} = \frac{955}{102,8} = 9,29.$$

Передаточное число зубчатой пары $z_4 — z_5$ равно

$$U_{45} = -\frac{z_5}{z_4} = -\frac{19}{14} = -1,357.$$

Тогда передаточное число планетарной части редуктора U_{1H} составляет

$$U_{1H} = \frac{U_M}{U_{45}} = \frac{9,29}{(-1,357)} = -6,846.$$

Для правильного подбора чисел зубьев примем $U_{H5} = -6,84$.

При этом $U_M = 6,84 \cdot 1,357 = 9,282$. Отклонение от заданного передаточного отношения Δ , %, равно

$$\Delta = \frac{9,29 - 9,282}{9,282} \cdot 100 = 0,09.$$

Уравнение передаточного отношения следующее:

$$U_{1H}^3 = 1 - \frac{z_2 z_3}{z_1 z'_2}.$$

Откуда

$$\frac{z_2 z_3}{z_1 z'_2} = -U_{1H}^3 + 1 = 6,84 + 1 = 7,84 = \frac{196}{25} = \frac{14 \cdot 14}{5 \cdot 5}.$$

Запишем условия соосности:

$$m_{12}(z_1 + z_2) = m_{2'3}(z_3 + z'_2);$$

$$m_{12}(z_1 + z_2) = 4(5 + 14) = 76;$$

$$m_{2'3}(z_3 + z'_2) = 4(14 + 5) = 76.$$

Условие соосности выполняется.

Таким образом, получаем

$$\frac{z_2 z_3}{z_1 z'_2} = -\frac{14 \cdot 14}{5 \cdot 5} = \frac{56 \cdot 56}{20 \cdot 20}.$$

Из условия сборки определим возможные числа сателлитов:

$$k = \frac{z_2 \cdot z_3 - z_1 \cdot z'_2}{CP} = \frac{56 \cdot 56 - 20 \cdot 20}{C \cdot 4} = \frac{684}{C},$$

где C — любое целое число;

P — общий наибольший делитель чисел зубьев венцов сателлитов, в нашем случае равный 4.

При $c = 342, k = 2$.

При $c = 228, k = 3$.

При $c = 171, k = 4$.

Принимаем $k = 3$.

Производим проверку по условиям соседства:

$$(z_1 + z_2) \sin \frac{\pi}{k} > z_2 + 2 \quad (z'_2 + z_3) \sin \frac{\pi}{k} > z_4 + 2 =$$

$$= (20 + 56) \sin \frac{180}{3} = 66 > 56 + 2 = 58;$$

$$(20 + 56) \sin \frac{180}{3} = 66 > 56 + 2 = 58.$$

Условия выполняются.

Передаточное отношение зубчатого механизма также определяем графическим методом.

Находим начальные диаметры колес d_1, d_2, d'_2, d_3 , мм, планетарной передачи и вычерчиваем кинематическую схему механизма, приняв масштабный коэффициент $\mu_l = 0,002$ м / мм:

$$d_1 = m_{12} z_1 = 4 \cdot 20 = 80 ;$$

$$d_2 = m_{12} z_2 = 4 \cdot 56 = 224 ;$$

$$d'_2 = m_{23} z'_2 = 4 \cdot 20 = 80 ;$$

$$d_3 = m_{23} \cdot z_3 = 4 \cdot 56 = 224 .$$

Строим план линейных скоростей. Из точки a откладываем вектор aa' , изображающий скорость точки A колес 1 и 2:

$$V_A = \omega_1 d_1 / 2 = \frac{\pi n_1}{30} d_1 / 2 = \frac{3,14 \cdot 955}{30} \cdot \frac{0,08}{2} = 4.$$

Принимаем масштабный коэффициент $\mu_v = 0,1 \frac{\text{м}}{\text{с} \cdot \text{мм}}$.

Тогда

$$pa = \frac{V_A}{\mu_v} = \frac{4}{0,1} = 40.$$

Производим построение планов скоростей (см. рис. А.3).

Строим план угловых скоростей. На продолжении OC откладываем отрезок PS произвольной длины. Из точки P проводим прямые, параллельные линии $1, 2, 2', 3$ и H до пересечения их в точках $1, 2, 2', 3$ и H с перпендикуляром к линии PS .

Таким образом, передаточное отношение редуктора равно

$$i_{16} = \frac{S1}{S5} = \frac{40}{4,31} = 9,281.$$

Погрешность построения $\Delta, \%$, составляет

$$\Delta = \frac{9,282 - 9,281}{9,281} \cdot 100 = 0,01.$$

Построения выполнены правильно.

6.3 Расчет параметров эвольвентного зацепления

Исходные условия:

- число зубьев шестерни z_4 , равно 14;
- число зубьев колеса z_5 , равно 19;
- модуль зубчатого зацепления m , равно 10;
- угол зацепления α , равно 20° .

1. Шаг зацепления по делительной окружности t , мм, составляет:

$$t = m\pi = 10 \cdot 3,14159 = 31,42.$$

2. Диаметр делительной окружности d_4 и d_5 , мм, равен

$$d_4 = mz_4 = 10 \cdot 14 = 140;$$

$$d_5 = mz_5 = 10 \cdot 19 = 190.$$

3. Диаметр основной окружности d_{b4} и d_{b5} , мм, равен

$$d_{b4} = d_4 \cdot \cos \alpha = 140 \cdot \cos 20^\circ = 140 \cdot 0,93969 = 131,56;$$

$$d_{b5} = d_5 \cdot \cos \alpha = 190 \cdot \cos 20^\circ = 190 \cdot 0,93969 = 178,54.$$

4. Относительные смещения ξ_1 и ξ_2 инструментальной рейки при нарезании колес равны

$$\xi_1 \geq (17 - z_4)/17 = (17 - 14)/17 = 0,17647, \text{ при } (z_1 < 17);$$

$$\xi_2 = 0, \text{ при } (z_2 \geq 17).$$

5. Угол зацепления $\text{inv} \alpha_w$ составляет

$$\text{inv} \alpha_w = \text{inv} \alpha + \frac{2(\xi_1 + \xi_2)}{(z_1 + z_2)} \text{tg} \alpha = 0,0149 + \frac{2 \cdot (0,17647 + 0)}{(14 + 19)} \text{tg} 20^\circ = 0,01879;$$

$$\alpha_w = 21^\circ 32' 46'' = 21,546.$$

6. Диаметр начальной окружности d_{w4} и d_{w5} , мм, равен

$$d_{w4} = d_4 \cdot \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w} = 1140 \cdot \frac{\cos 20^\circ}{\cos 21,546^\circ} = 141,44;$$

$$d_{w5} = d_5 \cdot \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w} = 210 \cdot \frac{\cos 20^\circ}{\cos 21,546^\circ} = 191,95.$$

7. Толщина зуба по делительной окружности S_4 и S_5 , мм, составляет

$$S_4 = m \left(\frac{\pi}{2} + 2\xi_4 \text{tg} \alpha \right) = 10 \left(\frac{3,14}{2} + 2 \cdot 0,17647 \text{tg} 20^\circ \right) = 16,98;$$

$$S_5 = m \left(\frac{\pi}{2} + 2\xi_5 \text{tg} \alpha \right) = 10 \left(\frac{3,14}{2} + 2 \cdot 0 \cdot \text{tg} 20^\circ \right) = 15,7.$$

8. Межосевое расстояние a_w , мм, равно

$$a_w = m \frac{(z_4 + z_5)}{2} \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w} = 10 \cdot \frac{33}{2} \frac{\cos 20^\circ}{\cos 21,546^\circ} = 166,7.$$

9. Радиусы окружностей впадин r_{f4} и r_{f5} , мм, составляют

$$r_{f4} = 0,5m(z_4 - 2,5 - 2\xi_4) = 0,5 \cdot 10(14 - 2,5 + 2 \cdot 0,17647) = 59,26;$$

$$r_{f5} = 0,5m(z_5 - 2,5 - 2\xi_5) = 0,5 \cdot 10(19 - 2,5 + 2 \cdot 0) = 82,5.$$

10. Радиусы окружностей вершин r_{a4} и r_{a5} , мм, равны

$$r_{a4} = a_w - r_{f5} - 0,25m = 166,7 - 82,5 - 0,25 \cdot 10 = 81,7;$$

$$r_{a5} = a_w - r_{f4} - 0,25 \cdot m = 166,7 - 59,26 - 0,25 \cdot 10 = 104,94.$$

11. Определение коэффициента торцового перекрытия ε_α , °, равно

$$\varepsilon_\alpha = [(\operatorname{tg} \alpha_{a1} - \operatorname{tg} \alpha_w) / \tau_1] + [(\operatorname{tg} \alpha_{a2} - \operatorname{tg} \alpha_w) / \tau_2],$$

где

$$\alpha_{a1} = \arccos \left(\frac{r_{b4}}{r_{a4}} \right) = \arccos \left(\frac{65,78}{81,7} \right) = 36,38;$$

$$\alpha_{a2} = \arccos \left(\frac{r_{b5}}{r_{a5}} \right) = \arccos \left(\frac{89,27}{104,94} \right) = 31,71;$$

$$\tau_1 = \frac{2\pi}{z_4} = \frac{2 \cdot 3,14}{14} = 0,44857;$$

$$\tau_2 = \frac{2\pi}{z_2} = \frac{2 \cdot 3,14}{19} = 0,3305.$$

Тогда коэффициент торцового перекрытия ε_α равен

$$\varepsilon_\alpha = [(\operatorname{tg} 36,38 - \operatorname{tg} 21,546) / 0,44857] + [(\operatorname{tg} 31,71 - \operatorname{tg} 21,546) / 0,3305] = 1,437.$$

ПРИЛОЖЕНИЕ А

Примечание. Нумерация рисунков в приложении А приводится по мере работы с ними.

Репозиторий БарГУ

ПРИЛОЖЕНИЕ А

Репозиторий Баргу

Репозиторий БарГУ

ПРИЛОЖЕНИЕ Б

Репозиторий Баргу

Репозиторий БарГУ

ПРИЛОЖЕНИЕ В

Репозиторий Баргу

Репозиторий БарГУ

ПРИЛОЖЕНИЕ Г

Репозиторий Баргу

Репозиторий БарГУ

СПИСОК ИСТОЧНИКОВ

1. *Артоболевский, И. И.* Теория машин и механизмов / И. И. Артоболевский. — М. : Наука, 1988.
2. *Кожевников, С. Н.* Теория механизмов и машин / С. Н. Кожевников. — М. : [б. и.], 1973.
3. Курсовое проектирование по теории механизмов и машин : учеб. для вузов / под ред. Г. Н. Девойно. — Минск : Выш. шк., 1986. — 285 с.
4. *Левитская, О. Н.* Курс теории механизмов и машин / О. Н. Левитская, Н. И. Левитский. — М. : Высш. шк., 1978. — 269 с.
5. *Попов, С. А.* Курсовое проектирование по теории механизмов и механике машин : учеб. пособие для вузов / С. А. Попов, Г. А. Тимофеев ; под ред. К. В. Фролова. — 5-е изд., перераб. и доп. — М. : Высш. шк. — 458 с. : ил.
6. Синтез кулачкового механизма : метод. рекомендации по курсовому проектированию по дисциплине «Теория механизмов, машин и манипуляторов» для студентов инженер. специальностей / сост. В. Г. Заяц. — Барановичи : РИО БарГУ, 2009. — 17, [3] с.
7. Синтез передаточного зубчатого механизма : метод. рекомендации по курсовому проектированию по дисциплине «Теория механизмов, машин и манипуляторов» для студентов инженер. специальностей / сост. В. Г. Заяц. — Барановичи : РИО БарГУ, 2009. — 25, [7] с.
8. *Фролов, К. В.* Теория механизмов и механика машин / учеб. для вузов / К. В. Фролов [и др.] ; под ред. К. В. Фролова. — 4-е изд., испр. — М. : Высш. шк., 2003. — 496 с. : ил.
9. *Юдин, В. А.* Теория механизмов и машин : учеб. пособие для вузов. — Изд. 2-е перераб. и доп. / В. А. Юдин, Л. В. Петрокас. — М. : [б. и.], 1977. — 527 с.

Учебное издание

**ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ, МАШИН
И МАНИПУЛЯТОРОВ**

**Методические указания
по курсовому проектированию
для студентов инженерных специальностей**

Составитель В. Г. Заяц

Технический редактор О. И. Юцук

Корректор Е. В. Фатик

Компьютерная верстка В. В. Кукреши

Ответственный за выпуск Е. Г. Хохол

Подписано в печать 28.07.2010.

Формат 60 × 84 1/16. Бумага офсетная.

Гарнитура Таймс. Отпечатано на ризографе.

Усл. печ. л. 3,95. Уч.-изд. л. 3,22.

Заказ 123. Тираж 90 экз.

ЛИ 02330/0552803 от 09.02.2010.

Издатель и полиграфическое исполнение:

учреждение образования

«Барановичский государственный университет»

225404, г. Барановичи, ул. Войкова, 21.

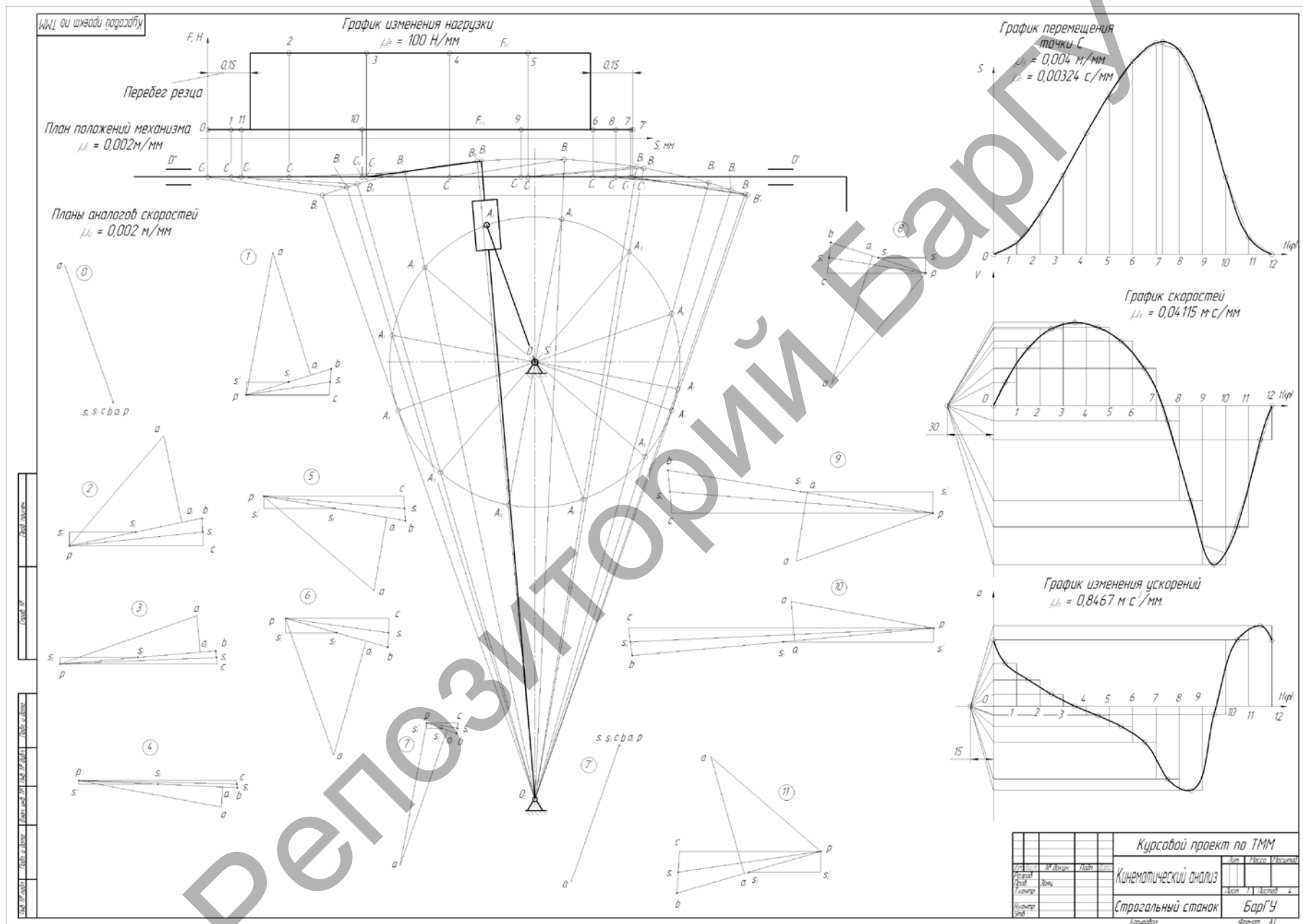


Рисунок А.1 — Кинематический анализ

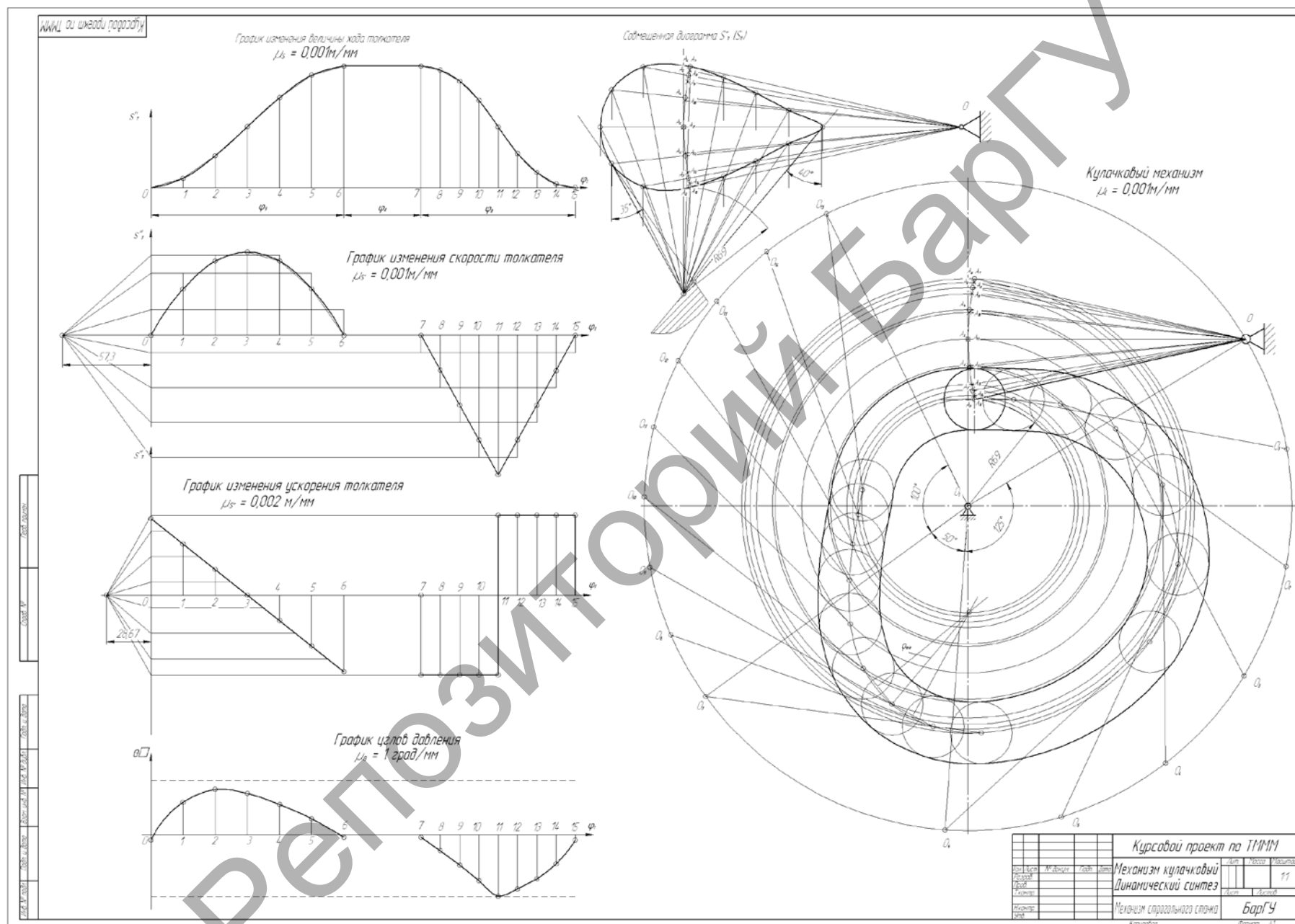
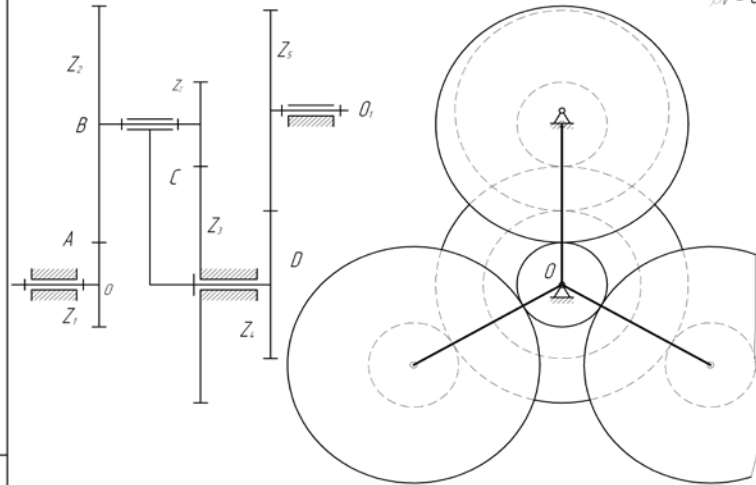


Рисунок А.2 — Механизм кулачковый. Динамический синтез

Кинематическая схема редуктора

$\mu_A = 0,002 \text{ м/мм}$



Z_1	20
Z_2	56
Z_3	20
Z_4	56
Z_5	14
Z_6	19

План скоростей
 $\mu_v = 0,1 \text{ м/с мм}$

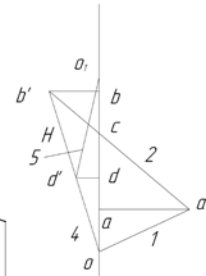


График приведенного момента звеньев механизма
 $\mu_A = 0,1 \text{ кг м}^2/\text{мм}$

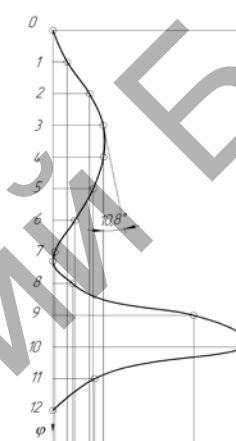
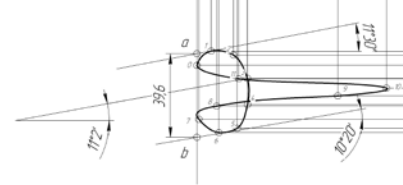
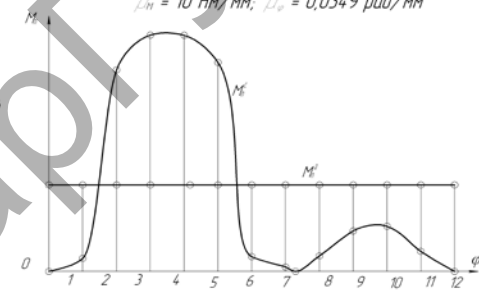


Диаграмма энергомасс



Графики приведенных моментов сил движущих и сил полезного сопротивления
 $\mu_M = 10 \text{ Нм/мм}$; $\mu_{\omega} = 0,0349 \text{ рад/мм}$



Графики работ
 $\mu_A = 30 \text{ Дж/мм}$

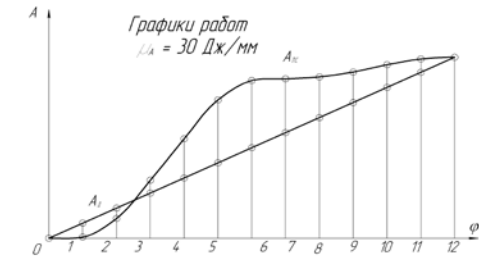


График изменения кинетической энергии
 $\mu_E = 30 \text{ Дж/мм}$



Курсовой проект по ТМММ									
Дисциплина	Тема	Вопрос	Ответ	Оценка	Дата	Место	Метод	Деталь	Метод
Динамический анализ	Кинематический анализ	Кинематический анализ	Кинематический анализ	Кинематический анализ	Кинематический анализ	Кинематический анализ	Кинематический анализ	Кинематический анализ	Кинематический анализ
Строгальный станок	БарГУ	Коллектор	Фигурка	АТ					

Рисунок А.3 — Механизм кулачковый. Динамический анализ кулисного механизма. Кинематический анализ зубчатого механизма

ТРЕНИРОВОЧНЫЕ ВОПРОСЫ ПО ДИСЦИПЛИНЕ «ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ, МАШИН И МАНИПУЛЯТОРОВ»

1. Что такое звено механизма?
2. Из чего состоит механизм?
3. Как называется каждая подвижная деталь или группа деталей, образующих одну жёсткую систему тел в механизме?
4. Как называются неподвижные детали, которые образуют одну жёсткую неподвижную систему тел в механизме?
5. Сколько неподвижных звеньев в механизме?
6. Чем отличается механизм от кинематической цепи?
7. Как называется соединение двух соприкасающихся звеньев, допускающее их относительное движение?
8. Как называется система звеньев, связанных между собой кинематическими парами?
9. Чему равно число условий связи, если число степеней свободы звеньев кинематической пары равно 5?
10. Чему равно число условий связи, если число степеней свободы звеньев кинематической пары равно 1?
11. Назовите максимальное число условий связи?
12. Назовите максимальное число степеней свободы звена кинематической пары в относительном движении?
13. Чему равно число степеней свободы, если число условий связи равно 1?
14. Как называется кинематическая пара, если её звенья соприкасаются по поверхности?
15. Как называется кинематическая пара, если её звенья соприкасаются по линии или в точке?
16. Напишите формулу П. Л. Чебышева
17. Напишите формулу Сомова-Малышева.
18. Название пары, допускающей относительное вращательное движение звеньев вокруг оси?
19. Название пары, допускающей лишь прямолинейное поступательное относительное движение звеньев?
20. Название пары, допускающей независимые вращательное и поступательное относительные движения звеньев?
21. Название пары, допускающей три независимых относительных вращения звеньев, вокруг осей x , y , z .
22. Как называется механизм, все подвижные звенья которого движутся в параллельных плоскостях?
23. Как называется механизм, подвижные звенья которого описывают траектории, лежащие в пересекающихся плоскостях?

24. Что произойдёт, если $S = 6$?
25. Что произойдёт, если $S = 0$?
26. Что представляет собой механизм 1-го класса?
27. Чему равно число механизмов 1-го класса в механизме?
28. Как называется звено, совершающее полный оборот вокруг неподвижной оси?
29. Как называется подвижное звено (вращающееся, качающееся или движущееся возвратно-поступательно), которое является направляющей ползуна?
30. Что такое группа Ассура?
31. Какое число звеньев должно быть в группе Ассура?
32. Для каких механизмов подходит формула Чебышева для подсчёта степени подвижности?
33. Что можно определить при помощи следующей формулы: $W = 3n - 2p_5 - p_4$?
34. Как определить число кинематических пар в сложном шарнире?
35. Что такое механизм?
36. Какое звено называется шатун?
37. Какое звено называется ползун?
38. Какое звено называется коромысло?
39. Принцип образования плоских механизмов.
40. Что такое механизм первого класса?
41. Алгоритм определения степени подвижности плоского механизма по формуле Чебышева.
42. Как определяется класс механизма?
43. Что это значит, если по формуле Чебышева Вы определили степень подвижности, и она равна 0?
44. Что это значит, если по формуле Чебышева Вы определили степень подвижности, и она равна +2.
45. Из скольких звеньев состоит группа Ассура 2-го класса?
46. Как называются графики, построенные по полученным значениям кинематических величин?
47. Как называется чертёж, на котором изображены в виде отрезков векторы, равные по модулю и по направлению ускорениям различных точек звеньев механизма в данный момент?
48. Назовите единицу измерения масштаба скорости?
49. Напишите формулу для определения численного значения нормальной составляющей ускорения любой точки кривошипа.
50. Понятие масштаба в ТММ?
51. Напишите формулу для определения численного значения скорости любой точки кривошипа.
52. Единица измерения масштаба времени?
53. Напишите формулу для определения угловой скорости ω (рад. / сек), если известна частота вращения n (об. / мин.).

54. Единица измерения масштаба длины?
55. Напишите формулу для определения численного значения тангенциальной составляющей ускорения любой точки кривошипа.
56. Что такое план скоростей?
57. Что такое план ускорений?
58. Что такое силы полезного сопротивления?
59. Основная задача кинетостатического расчёта.
60. Как расположены в поступательной паре все элементарные силы взаимодействия и их равнодействующие без учёта сил трения?
61. Что условно принимают за ведущее звено при исследовании механизмов двигателей?
62. Теорема Жуковского.
63. Как обычно называют главный вектор сил инерции и как он определяется?
64. Для чего нужно знать силы и моменты пар сил, которые приложены к каждому звену механизма?
65. Что нужно для того, чтобы механизм находился в равновесии под действием внешних сил?
66. Если при силовом расчёте механизма в число известных внешних сил, приложенных к его звеньям, включена инерциальная нагрузка, то как называют такой расчёт?
67. Что такое кинетостатический расчёт механизма?
68. Что такое рычаг Жуковского?
69. Как находится уравнивающий момент, если известна уравнивающая сила?
70. Алгоритм силового анализа механизма?
71. Из-за чего возникают реакции в кинематических парах?
72. Чему равно угловое ускорение, если звено движется поступательно?
73. Чему равно угловое ускорение, если $\omega = \text{const}$?
74. Что такое реакции в кинематической паре?
75. В какой точке звена приложена сила инерции?
76. Как направлена сила инерции?
77. Формула для определения момента пары сил инерции.
78. Как направлен момент пары сил инерции?
79. Какое направление имеет сила трения?
80. Что такое уравнивающая сила?
81. Что понимают под термином «балансировка»?
82. Алгоритм силового расчёта ведущего звена.
83. Какая сила называется движущей?
84. Какая сила называется силой полезного сопротивления?
85. Является ли сила тяжести звена движущей силой?

86. Является ли сила трения силой полезного сопротивления?
87. Размерность масштаба плана сил.
88. Размерность масштаба на индикаторной диаграмме.
89. Что необходимо знать, чтобы определить направление вектора силы инерции, действующей на любое звено?
90. Что известно и неизвестно о силе реакции во вращательной кинематической паре, если не учитывать силу трения скольжения?
91. Что известно и неизвестно о силе реакции в поступательной кинематической паре, если не учитывать силу трения скольжения?
92. Что означает знак (-) в передаточном отношении?
93. Как определить число заходов червяка?
94. На какие виды передач классифицируются механические передачи?
95. Из скольких звеньев состоит одноступенчатый редуктор?
96. Чему равна степень подвижности планетарного редуктора?
97. Чему равна степень подвижности дифференциального редуктора?
98. По какому принципу классифицируются зубчатые механизмы?
99. Какие зубья бывают у зубчатых колес с параллельными осями?
100. Какое звено в червячной передаче является ведомым?
101. Назовите виды гибких звеньев.
102. К какому типу механизмов относится червячная передача?
103. На что влияют промежуточные (паразитные) колёса в рядовом соединении зубчатых колес?
104. На что не влияют промежуточные (паразитные) колеса в рядовом соединении зубчатых колёс?
105. Что означает число 0.1 в передаточном отношении зубчатой передачи?
106. Что означает число 0.2 в передаточном отношении зубчатой передачи?
107. Что означает число 2 в передаточном отношении зубчатой передачи?
108. Что означает число 10 в передаточном отношении зубчатой передачи?
109. Какие зубчатые колеса называются нулевыми?
110. Что называется модулем зубчатого колеса, в чём он измеряется?
111. Что называется зубчатой коробкой скоростей?
112. Что такое угол зацепления?
113. Какая окружность называется делительной?
114. Какие углы называются фазовыми?
115. Какой угол называется углом давления?
116. В чём заключается синтез кулачкового механизма?
117. В чём заключается анализ кулачкового механизма?
118. Что такое жёсткие удары в кулачковом механизме?
119. Что такое мягкие удары в кулачковом механизме?
120. Что такое инверсия?
121. Особенности кулачковых механизмов?

122. Какое звено в кулачковом механизме ведущее?
123. Какое звено в кулачковом механизме ведомое?
124. Цель силового замыкания?
125. Цель геометрического замыкания?
126. Из скольких звеньев состоит кулачковый механизм с игольчатым толкателем?
127. Из скольких звеньев состоит кулачковый механизм с роликовым толкателем?
128. Из скольких звеньев состоит кулачковый механизм с плоским толкателем?
129. Из скольких звеньев состоит кулачковый механизм с качающимся толкателем?
130. Из скольких звеньев состоит кулачковый механизм с качающимся толкателем с роликом?
131. Что нужно знать, чтобы спроектировать профиль кулачка?

**ВОПРОСЫ К ЭКЗАМЕНУ
ПО ДИСЦИПЛИНЕ «ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ, МАШИН
И МАНИПУЛЯТОРОВ» ДЛЯ СПЕЦИАЛЬНОСТИ:
1-36 01 03 ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЕ ОБОРУДОВАНИЕ МАШИНО-
СТРОИТЕЛЬНОГО ПРОИЗВОДСТВА**

(дневная форма получения образования)

1. Строение или структура механизмов: основные определения, механизм и его кинематическая схема.
2. Виды механизмов и их структурные схемы: примеры плоских механизмов с низшими парами.
3. Звенья плоских механизмов. Плоские и пространственные механизмы с низшими парами.
4. Кинематические пары и их классификация.
5. Условные обозначения кинематических пар (класс пары, число условий связи, число степеней свободы, название и схема пары).
6. Кинематические соединения.
7. Кинематические цепи.
8. Число степеней свободы механизма. Привести примеры.
9. Порядок структурного анализа механизма.
10. Структурная формула кинематической цепи (механизма) общего типа. Пример определения W кинематической цепи.
11. Образование плоских механизмов путём наложения структурных групп Ассура. Формула строения механизма. Привести примеры.
12. Основные задачи синтеза механизмов. Синтез кинематических схем механизмов с низшими парами (рычажных механизмов). Условия существования кривошипа в четырёхзвенных механизмах.
13. Общие методы синтеза механизмов. Синтез четырёхзвенных механизмов по положению звеньев.
14. Основные и дополнительные условия синтеза. Синтез четырёхзвенного механизма по трём положениям.
15. Синтез механизмов по коэффициенту изменения средней скорости выходного звена. Определение ошибок механизмов.
16. Кинематика начальных звеньев механизмов. Формы задания законов движения начальных звеньев.
17. Задачи и методы кинематического анализа.
18. Кинематический анализ рычажных механизмов аналитическим методом. Аналогии скоростей и ускорений.
19. Кинематический анализ рычажных механизмов методом планов.

20. Кулачковые, зубчатые и фрикционные механизмы. Механизмы с гибкими звеньями.
21. Определение приведённых масс в задачах динамики.
22. Уравнение движения машинного агрегата в дифференциальной форме.
23. Определение приведённых моментов сил в динамическом анализе.
24. Определение приведённых моментов инерции в задачах динамики.
25. Неравномерность движения звена приведения при установившемся движении. Задача ограниченных колебаний угловой скорости.
26. Маховик. Определение момента инерции маховых масс по методу Н. И. Мерцалова Графическое интегрирование.
27. Определение момента инерции маховика по диаграмме энергомасс. Графо-аналитический метод Ф. Виттенбауэра. Размеры маховика.
28. Силы инерции и кинетостатика. Определение сил инерции звеньев.
29. Кинетостатический расчёт плоских механизмов. Условия статической определимости кинематических цепей. Прямая и обратная задачи силового расчёта.
30. Кинетостатический расчёт начального звена механизма.

(заочная форма получения образования)

1. Строение или структура механизмов: основные определения, механизм и его кинематическая схема.
2. Виды механизмов и их структурные схемы: примеры плоских механизмов с низшими парами.
3. Звенья плоских механизмов. Плоские и пространственные механизмы с низшими парами.
4. Кинематические пары и их классификация.
5. Условные обозначения кинематических пар (класс пары, число условий связи, число степеней свободы, название и схема пары).
6. Кинематические соединения.
7. Кинематические цепи.
8. Число степеней свободы механизма. Привести примеры.
9. Порядок структурного анализа механизма.
10. Структурная формула кинематической цепи (механизма) общего типа. Пример определения W кинематической цепи.
11. Образование плоских механизмов путём наложения структурных групп Ассура. Формула строения механизма. Привести примеры.
12. Основные задачи синтеза механизмов. Синтез кинематических схем механизмов с низшими парами (рычажных механизмов). Условия существования кривошипа в четырёхзвенных механизмах.
13. Общие методы синтеза механизмов. Синтез четырёхзвенных механизмов по положению звеньев.
14. Основные и дополнительные условия синтеза. Синтез четырёхзвенного механизма по трём положениям.
15. Синтез механизмов по коэффициенту изменения средней скорости выходного звена. Определение ошибок механизмов.
16. Кинематика начальных звеньев механизмов. Формы задания законов движения начальных звеньев.
17. Задачи и методы кинематического анализа.
18. Кинематический анализ рычажных механизмов аналитическим методом. Аналогии скоростей и ускорений.
19. Кинематический анализ рычажных механизмов методом планов.
20. Кулачковые, зубчатые и фрикционные механизмы. Механизмы с гибкими звеньями.
21. Определение приведённых масс в задачах динамики.
22. Уравнение движения машинного агрегата в дифференциальной форме.
23. Определение приведённых моментов сил в динамическом анализе.
24. Определение приведённых моментов инерции в задачах динамики.

25. Неравномерность движения звена приведения при установившемся движении. Задача ограниченных колебаний угловой скорости.
26. Маховик. Определение момента инерции маховых масс по методу Н. И. Мерцалова Графическое интегрирование.
27. Определение момента инерции маховика по диаграмме энергомасс. Графо-аналитический метод Ф. Виттенбауэра. Размеры маховика.
28. Силы инерции и кинетостатика. Определение сил инерции звеньев.
29. Кинетостатический расчёт плоских механизмов. Условия статической определимости кинематических цепей. Прямая и обратная задачи силового расчёта.
30. Кинетостатический расчёт начального звена механизма.

Составитель: преподаватель

И. М. Толочинец

КЛЮЧИ К ТРЕНИРОВОЧНЫМ ВОПРОСАМ

1. Твёрдое тело, состоящее из одной или нескольких деталей.
2. Из отдельных звеньев.
3. Подвижное звено механизма.
4. Неподвижное звено (стойка).
5. 1.
6. Наличием стойки.
7. Кинематическая пара
8. Кинематическая цепь
9. $S = 6 - H = 6 - 5 = 1$.
10. $S = 5$.
11. $S = 5$.
12. $H = 5$.
13. $H = 5$, так как $H = 6 - S$.
14. Низшая кинематическая пара.
15. Высшая кинематическая пара.
16. $W = 3n - 2p_5 - p_4$
17. $W = 6n - 5p_5 - 4p_4 - 3p_3 - 2p_2 - p_1$.
18. Вращательная пара.
19. Поступательная пара.
20. Цилиндрическая пара.
21. Сферическая пара.
22. Плоский механизм.
23. Пространственный механизм.
24. Кинематическая пара становится жёстким соединением деталей, т. е. одним звеном.
25. Пары не существует, а имеются 2 тела, движущихся независимо друг от друга.
26. Это механизм, состоящий из подвижного звена и стойки.
27. Число механизмов 1 -го класса равно числу степеней свободы механизма.
28. Кривошип.
29. Кулиса.
30. Это кинематическая цепь с нулевой степенью подвижности, которая не распадается на более простые кинематические цепи, также обладающие нулевой степенью подвижности.
31. Чётное (2 или 4).
32. Для плоских.
33. Степень подвижности плоского механизма.
34. Подсчитать число соединяемых звеньев (подвижных и неподвижных) и вычесть единицу.

35. Система звеньев, которая предназначена для преобразования одного движения в другое.
36. Звено, совершающее сложное плоско параллельное движение.
37. Звено, совершающее поступательное прямолинейное движение.
38. Звено, которое совершает неполный оборот вокруг оси, связанной со стойкой.
39. Последовательное присоединение кинематических цепей, являющимися группами Ассура.
40. Это механизм с одной степенью свободы, состоящий из стойки и подвижного звена.
41. Определить число подвижных звеньев, определить число кинематических пар, определить среди них высшие и низшие, посчитать по формуле Чебышева степень подвижности.
42. По максимальному классу группы Ассура, входящей в механизм.
43. Это значит, что ни одно звено не может двигаться относительно неподвижного звена, и кинематическая цепь превращается в ферму.
44. Это значит, что у механизма два ведущих звена.
45. 2.
46. Кинематические диаграммы.
47. План ускорений.
48. $\text{м} \cdot \text{сек}^{-1} / \text{мм}$.
49. $a^n = \omega^2 R$.
50. Масштаб это отношение действительной величины к отрезку в мм, который изображает эту величину на чертеже.
51. $V = \omega \cdot R$
52. $\text{сек} / \text{мм}$.
53. $\omega = \pi n / 30$.
54. $\text{м} / \text{мм}$.
55. $a^r = \varepsilon \cdot R$.
56. Чертёж, на котором изображены в виде отрезков векторы, равные по модулю и по направлению скоростям различных точек звеньев механизма в данный момент?
57. Чертёж, на котором изображены в виде отрезков векторы, равные по модулю и по направлению ускорениям различных точек звеньев механизма в данный момент?
58. Силы, для преодоления которой предназначен механизм.
59. Определение реакций в кинематических парах механизма, определение.
60. Перпендикулярно направляющим.
61. Кривошип.
62. Если какой-либо механизм под действием системы сил, приложенных к этому механизму, находится в равновесии, то повернутый на 90° план скоро-

стей механизма, рассматриваемый как твёрдое тело (неизменяемая система), вращающееся вокруг полюса плана скоростей и нагруженное теми же силами, приложенными в соответствующих точках плана, также находится в равновесии.

63. Силой инерции звена, он равен $F_{и} = m a_s$.

64. Для расчёта на прочность звеньев механизма и их деталей.

65. Уравновешивающий момент

66. Кинетостатическим.

67. Силовой расчёт механизма, при котором в число известных внешних сил включена инерциальная нагрузка.

68. Метод определения уравновешивающей силы.

69. Сила, умноженная на плечо относительно оси звена, к которому она приложена.

70. Делим механизм на группы Ассура и начальный механизм; на группы Ассура переносим все внешние силы механизма; расчёт начинаем с последней группы Ассура; реакцию во вращательной паре раскладываем на нормальную и тангенциальную; реакции в поступательной паре прикладываем перпендикулярно направляющим; после определения реакцию переносим на начальный механизм; уравновешивающий момент находим из условия равновесия начального механизма; проверку делаем с помощью жёсткого рычага Жуковского.

71. Воздействие внешних сил, движение отдельных масс механизма с ускорением.

72. 0.

73. 0.

74. Силы взаимодействия звеньев, возникающие в местах их соприкосновения.

75. В центре масс звена.

76. Противоположно полному ускорению центра масс звена.

77. $M_{и} = - J_s * s$.

78. Момент пары сил инерции направлен противоположно ускорению звена.

79. Противоположное относительной скорости.

80. Сила, приложенная к начальному звену.

81. Статическое уравновешивание вращающихся масс.

82. Отсоединим ведущее звено от стойки; прикладываем все силы к механизму; сумма моментов всех сил относительно полюса равна нулю; складываем векторы.

83. Движущие силы — те силы, которые стремятся ускорить движение ведущего звена (движущие силы — это те силы, приложенные к звеньям механизма, которые совершают положительную работу).

84. Силой полезного сопротивления называют те силы сопротивления, которые совершают работу, необходимую для выполнения требуемого технологического процесса.

85. Если угол между вектором этой силы и вектором движения острый, то да, если тупой — нет.
86. Нет.
87. Н / мм.
88. Мпа / мм.
89. Ускорение.
90. Известна точка приложения; неизвестно направление и численное значение.
91. Известно направление; неизвестна точка приложения и численное значение.
92. Угловые скорости входного и выходного звена направлены в противоположные стороны.
93. Посмотреть в торец червяка и подсчитать количество ниток.
94. С гибкими звеньями; фрикционные; зубчатые.
95. Из трёх.
96. 1.
97. 2 и больше.
98. Оси параллельны; пересекаются; скрещиваются.
99. Прямые; косые; шевронные.
100. Зубчатое колесо (червячное).
101. Ремень; цепь.
102. Пространственный.
103. На знак передаточного отношения.
104. На величину передаточного отношения.
105. Частота вращения выходного колеса в 10 раз больше частоты входного.
106. Частота вращения выходного колеса в 20 раз больше частоты входного.
107. Частота вращения выходного колеса в 2 раз меньше частоты входного.
108. Частота вращения выходного колеса в 10 раз меньше частоты входного, а число зубьев выходного колеса в 10 раз больше числа зубьев входного.
109. Колёса, у которых делительная окружность совпадает с начальной.
110. Модуль это — часть делительной окружности, приходящейся на один зуб. Модуль измеряется в мм.
111. Зубчатый механизм, передаточное отношение которого можно изменять скачкообразно по ступеням.
112. Угол, заключённый между нормалью к межосевой линии и образующей.
113. Окружность, у которой модуль является стандартной величиной.
114. Углы $\varphi_{\text{поднятия}}$, $\varphi_{\text{дальнего стояния}}$, $\varphi_{\text{опускания}}$ называются фазовыми углами.
115. Это угол между направлением вектора скорости толкателя и реакцией в точке касания кулачка и толкателя.
116. В определении основных размеров и профиля кулачка по заданным кинематическим и динамическим параметрам.

117. В определении закона движения толкателя по заданным: профилю кулачка, соответствующему закону его движения, размерам звеньев и схеме механизма.

118. При жёстких ударах значения ускорения достигают значительных величин или даже бесконечности.

119. При мягких ударах значения ускорения достигают небольших величин.

120. Сообщение кулачку и толкателю общей угловой скорости $-\omega_1$ равную и обратно направленную угловой скорости ω_1 кулачка.

121. 1) можно получить любой закон движения ведомого звена; 2) обязательно наличие силового или геометрического замыкания; 3) самые распространённые механизмы в технике.

122. Кулачок.

123. Толкатель.

124. Для обеспечения постоянного контакта звеньев, образующих высшую пару.

125. Для обеспечения постоянного контакта звеньев, образующих высшую пару.

126. Из трёх: кулачок, толкатель, стойка.

127. Из четырёх: кулачок, толкатель, ролик, стойка.

128. Из трёх.

129. Из трёх.

130. Из четырёх.

131. Кинематическую схему, закон движения выходного звена в виде функции от обобщённой координаты, максимальный ход толкателя, фазовые углы и допустимый угол давления.

ПРОЕКТИРОВАНИЕ И АНАЛИЗ КУЛАЧКОВЫХ МЕХАНИЗМОВ

ИЗДАТЕЛЬСТВО ТГТУ

ПРОЕКТИРОВАНИЕ И АНАЛИЗ КУЛАЧКОВЫХ МЕХАНИЗМОВ

Методические указания по курсовому проектированию
для студентов дневного и заочного отделений
специальностей 240801, 260601, 190601, 110301, 151001, 110304

Т Г Т У

Тамбов
Издательство ТГТУ
2006

УДК 621.83
ББК К4я73-5
В751

Утверждено Редакционно-издательским советом университета

Рецензент
Доктор технических наук, профессор ТГТУ
В.Ф. Першин

Составители:
Ю.В. Воробьев,
Л.Х. Никитина,
П.А. Галкин

В751 Проектирование и анализ кулачковых механизмов : методические указания / сост. : Ю.В. Воробьев, Л.Х. Никитина, П.А. Галкин. – Тамбов : Изд-во Тамб. гос. техн. ун-та, 2006. – 32 с. – 250 экз.

Методические указания рекомендуются при выполнении курсового проекта по теории механизмов и машин для студентов дневного и заочного отделений специальностей 240801, 260601, 190601, 110301, 151001, 110304.

УДК 621.83
ББК К4я73-5

© ГОУ ВПО "Тамбовский государственный
технический университет" (ТГТУ), 2006

Учебное издание

ПРОЕКТИРОВАНИЕ И АНАЛИЗ КУЛАЧКОВЫХ МЕХАНИЗМОВ

Методические указания

Составители:

ВОРОБЬЕВ Юрий Валентинович,
НИКИТИНА Людмила Христофоровна,
ГАЛКИН Павел Александрович

Редактор В.Н. Митрофанова

Компьютерное макетирование Е.В. Кораблевой

Подписано в печать 26.10.2006

Формат 60 × 84/16. Бумага газетная. Гарнитура Times New Roman.
1,80 уч.-изд. л. Тираж 250 экз. Заказ № 571

Издательско-полиграфический центр ТГТУ
392000, Тамбов, Советская, 106, к. 14

1. ЭТАПЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ КУЛАЧКОВЫХ МЕХАНИЗМОВ

Процесс проектирования кулачковых механизмов включает в себя следующие основные этапы:

1. Выбор кинематической схемы механизма.
2. Выбор и обоснование закона движения выходного звена-толкателя.
3. Определение основных размеров звеньев.
4. Графическое профилирование кулачка или аналитический расчет координат его профиля.
5. Расчет элементов высшей кинематической пары на основе динамических и прочностных условий.

Для выполнения курсового проекта по программе курса "Теория механизмов и машин" кинематическая схема кулачкового механизма и закон движения толкателя в функции обобщенной координаты – угла поворота кулачка – задаются, поэтому решение задачи синтеза кулачкового механизма сводится к определению его основных размеров и профилированию кулачка.

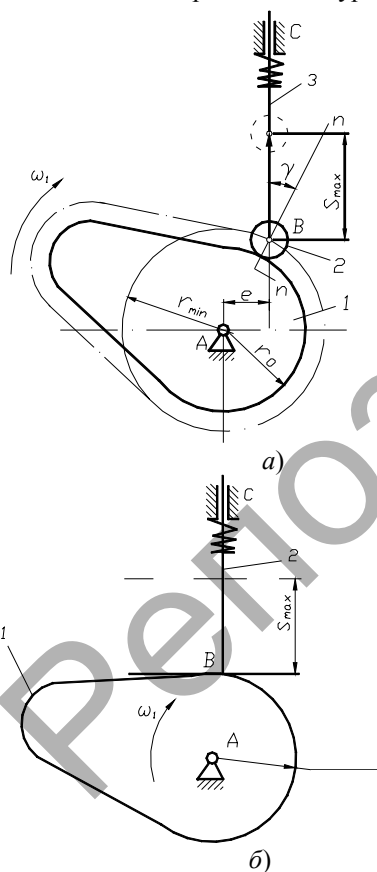
Задача проектирования кулачкового механизма решается студентами при выполнении третьего листа курсового проекта по теории механизмов и машин.

2. СОДЕРЖАНИЕ ИСХОДНЫХ ДАННЫХ

1. В задании предусмотрено решение задач синтеза одного из трех типов кулачковых механизмов (рис. 1):

- а) с вращающимся кулачком и прямолинейно вращающимся роликовым толкателем (рис. 1, а);
- б) с вращающимся кулачком и качающимся роликовым толкателем (рис. 1, б);
- в) с вращающимся кулачком и прямолинейно перемещающимся плоским толкателем (рис. 1, в).

2. Величина и направление угловой скорости ω_1 кулачка идентичны величине и направлению угловой скорости $\omega_{кр}$ кривошипа рычажного механизма, кинематический анализ которого в соответствии с заданием выполняется в первом листе курсового проекта.



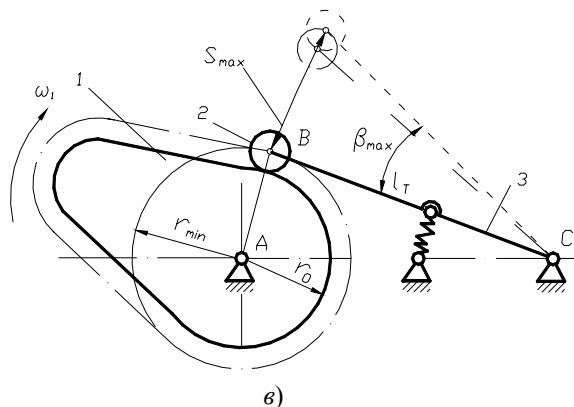


Рис. 1. Кулачковые механизмы с силовым замыканием высшей пары

3. Ход толкателя – полное его перемещение $S_{\max}$ для механизмов с прямолинейно перемещающимися толкателями (рис. 1, а, в и рис. 2, а) или угловой ход $\beta_{\max}$ и длина l_T толкателя для механизмов с качающимися толкателями (рис. 1, б и рис. 2, б). В последнем случае максимальное перемещение $S_{\max}$ центра B ролика по дуге равно произведению $l_T \beta_{\max}$.

4. Фазовые углы поворота кулачка заданы в долях от углов $\varphi_{\text{рх}}$ рабочего и $\varphi_{\text{хх}}$ холостого ходов кривошипа, определяемых при выполнении первого листа курсового проекта: $\varphi_{\text{уд}}$ – фаза удаления толкателя; $\varphi_{\text{дв}}$ – фаза дальнего выстоя; $\varphi_{\text{пр}}$ – фаза приближения и $\varphi_{\text{бв}}$ – фаза ближнего выстоя. Сумма всех фазовых углов: $\varphi_{\text{уд}} + \varphi_{\text{дв}} + \varphi_{\text{пр}} + \varphi_{\text{бв}} = 360^\circ$.

5. В заданиях предусмотрен один из двух видов замыкания высшей кинематической пары: силовое (рис. 1), кинематическое с использованием плоского пазового кулачка (рис. 2).

6. Закон движения толкателя задан в виде графика изменения аналога ускорения S'' его точки B в зависимости от угла φ поворота кулачка (рис. 3 – 9) (при качающемся толкателе задан закон изменения аналога тангенциальной составляющей ускорения центра ролика толкателя).

Различают три группы законов движения, характеризующихся следующими особенностями:

а) движение толкателя сопровождается жесткими ударами в тех положениях, где функция $S'(\varphi)$ претерпевает разрыв;

б) движение толкателя сопровождается мягкими ударами там, где разрыв претерпевает функция $S''(\varphi)$ (рис. 4, 5, 7, 9);

в) движение толкателя происходит без ударов тогда, когда функции $S'(\varphi)$ и $S''(\varphi)$ не претерпевают разрыва и аналоги скоростей и ускорений в начале и в конце движения толкателя равны нулю (рис. 3, 6, 8).

Жесткие удары допустимы только в тихоходных механизмах при малых весах толкателей. Мягкие удары вызывают резкое изменение динамических усилий, действующих на кулачковый механизм, однако они менее опасны, чем жесткие.

7. Величина максимально допускаемого угла давления $\gamma_{\max}$ (при силовом замыкании высшей кинематической пары – на фазе удаления, при кинематическом – на фазе удаления и фазе приближения толкателя).

8. Диаметр d_v вала, на котором устанавливается кулачок (в тех случаях, когда диаметр вала не задан, можно принять его равным 20...30 мм).

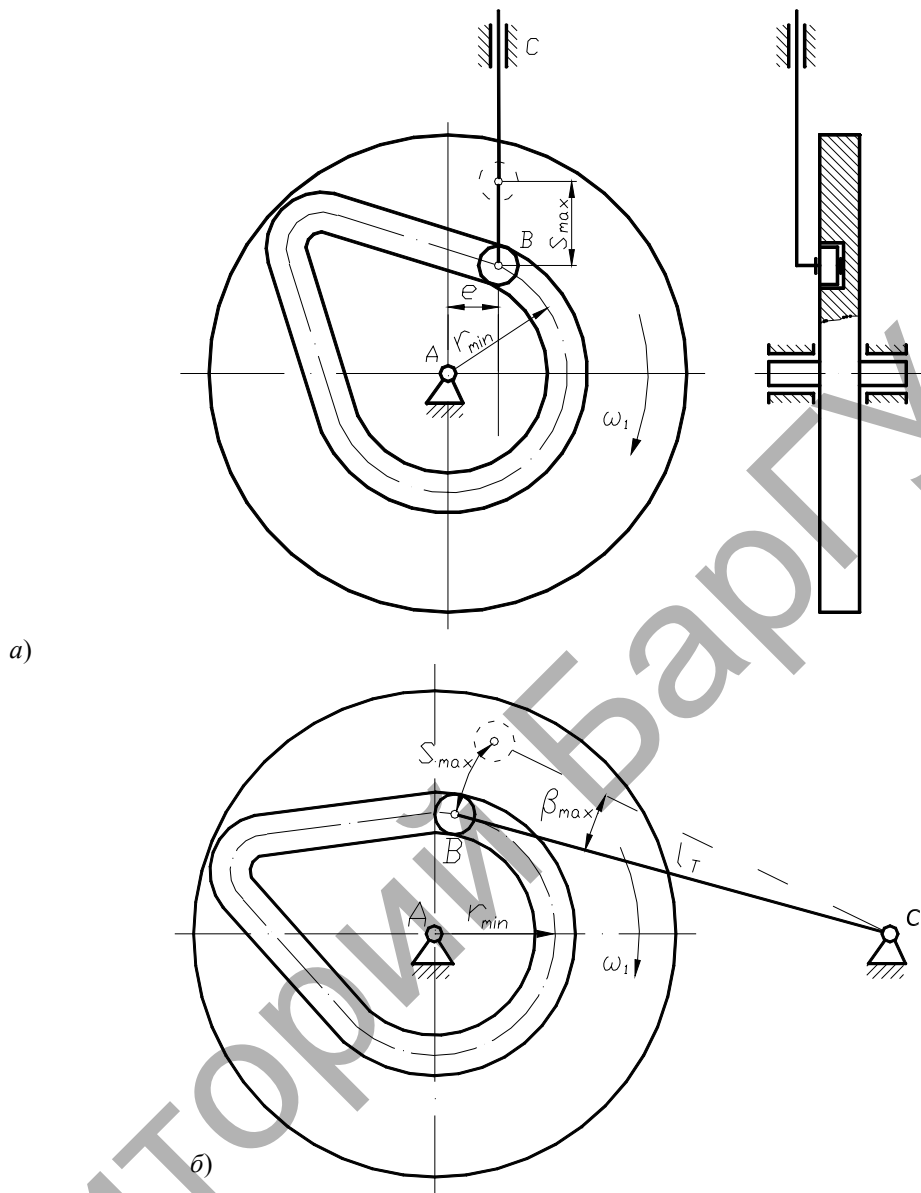


Рис. 2. Кулачковые механизмы с кинематическим замыканием высшей пары

3. СОДЕРЖАНИЕ ГРАФИЧЕСКОЙ ЧАСТИ

3.1. Проектирование кулачковых механизмов с роликовыми толкателями

1. Построить цикловую диаграмму по заданным фазовым углам: $\varphi_{уд}$, $\varphi_{дв}$, $\varphi_{пр}$ и $\varphi_{обв}$ поворота кулачка.

2. Построить кинематические диаграммы:

а) линейных или угловых перемещений толкателя

$$S = S(\varphi) \text{ или } \beta = \beta(\varphi);$$

б) линейного или углового аналога скорости толкателя

$$S' = dS/d\varphi = S'(\varphi) \text{ или } \beta' = d\beta/d\varphi = \beta'(\varphi);$$

в) линейного или углового аналога ускорения толкателя

$$S'' = d^2S/d\varphi^2 = S''(\varphi), \beta'' = d^2\beta/d\varphi^2 = \beta''(\varphi).$$

3. Построить диаграмму $S(S') = S(dS/d\varphi)$ (рис. 10, 11) и определить с ее помощью зону возможных положений оси вращения кулачка по заданному максимальному углу давления $\gamma_{\max}$. Выбрать положение этой оси вращения.

4. Построить теоретический профиль кулачка методом обращения движения (рис. 13, 14).

5. Подобрать радиус r_p ролика по наименьшему радиусу $\rho_{\min}$ кривизны теоретического профиля и принятому минимальному радиусу кулачка $r_{\min}$.

6. Построить практический профиль кулачка (построение диаграмм и профилей кулачка производить по 12 точкам на каждой фазе толкателя, т.е. на фазах удаления и приближения).

7. Построить схему заменяющего механизма для положения с минимальным радиусом $\rho_{\min}$ теоретического профиля кулачка.

8. Построить планы скоростей и ускорений для заменяющего механизма.

9. Построить в масштабе кинематическую схему кулачкового механизма и рядом с ней разместить таблицу исходных данных.

10. Проставить масштабные коэффициенты над всеми чертежами листа и в нижнем правом углу листа вычертить штамп установленной формы.

3.2. Проектирование кулачковых механизмов с плоскими толкателями

Пункты 1, 2, 4, 6 – 10 предыдущего раздела остаются без изменений, а пункты 3 и 5 имеют иное содержание.

В п. 3 следует читать: построить диаграмму $[S + S''](\varphi)$ и с ее помощью определить радиус r_0 основной окружности кулачка, соблюдая условие выпуклости его профиля $r_0 \geq \left| -[S + S'']_{\min} \right|$.

В п. 5 следует читать: показать положения плоскости тарелки толкателя в обращенном движении.

4. ЗАКОНЫ ДВИЖЕНИЯ ТОЛКАТЕЛЯ

4.1 Трапецеидальный закон движения

Для трапецеидального закона движения максимальные значения аналога скорости и аналога ускорения определяются по формулам, представленным на рис. 3. Причем на фазе приближения и фазе удаления величина угла $\varphi_{\text{ф}}$, входящего в формулы, определяется в радианах и равна соответственно $\varphi_{\text{уд}}$ и $\varphi_{\text{пр}}$.

В курсовом проекте требуется по известным зависимостям изменения аналога ускорения $S''(\varphi)$ путем графического интегрирования по методу хорд построить графики $S'(\varphi)$ и $S(\varphi)$.

Для построения диаграммы $S''(\varphi)$ пользуются следующей зависимостью: $A_1 \varphi_{\text{уд}}^2 = A_2 \varphi_{\text{пр}}^2$. Масштабный коэффициент по оси абсцисс определяется по формуле

$$\mu_{\varphi} = \frac{2\pi}{x}, \quad \frac{1}{\text{мм}},$$

где x – отрезок на оси абсцисс, изображающий сумму всех фазовых углов кулачкового механизма.

Для интегрирования графика $S'(\varphi)$ делим каждый из отрезков, изображающих на оси абсцисс фазовые углы удаления $\varphi_{\text{уд}}$ и приближения $\varphi_{\text{пр}}$, на 12 равных частей. Из середин полученных участков восстанавливаются перпендикуляры до пересечения с графиком $S'(\varphi)$, после чего из полученных на графике $S'(\varphi)$ точек проводятся прямые, параллельные оси абсцисс до пересечения с осью ординат, где отмечаются точки $1'$, $2'$, $3'$ и т.д.

На оси абсцисс выбирается точка P , отстоящая на расстоянии H от начала координат с которой соединяются все точки, полученные на оси ординат.

$$S''_{\max} = \frac{12S_{\max}}{\varphi_{\text{ф}}^2} (2 + K_2^2 + 2K_2K_3 - 1)^{-1}, \text{ м}$$

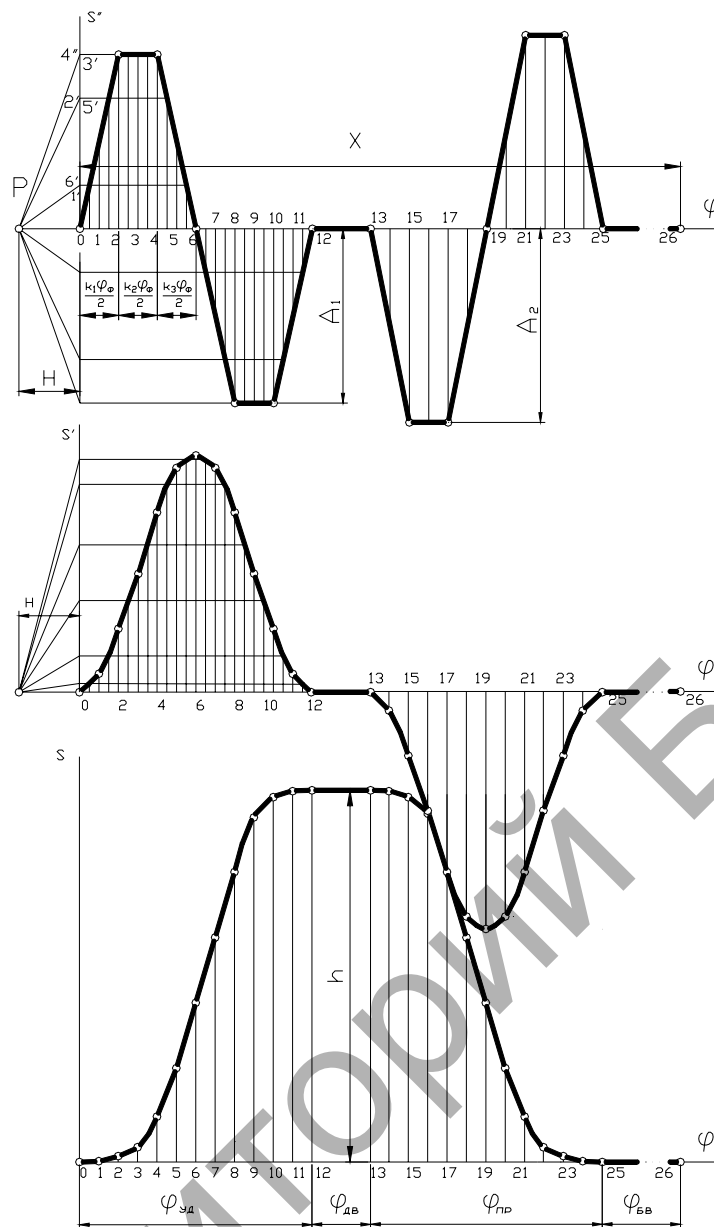


Рис. 3. Трапецидальный закон движения

Координатные оси графика $S'(\varphi)$ выбираются так, чтобы ось ординат этого графика находилась на одной прямой с осью ординат графика $S''(\varphi)$. Ось абсцисс графика $S'(\varphi)$ разбивается на участки, равные соответствующим участкам диаграммы $S''(\varphi)$. На каждом участке системы координат $S' - \varphi$ проводятся хорды, параллельные соответствующим лучам, выходящим из точки P . Например, хорда на участке $0 - 1$ параллельна линии $P - 1'$ и т.д. Через полученные таким образом точки проводится плавная кривая.

Масштабный коэффициент по оси ординат полученного графика $S'(\varphi)$ определяется по формуле

$$\mu_{S'} = \mu_{S''} \mu_{\varphi} H, \quad \frac{\text{м}}{\text{мм}}.$$

Ординаты полученной интегральной кривой обратно пропорциональны выбранному отрезку H . График зависимости $S(\varphi)$ строится аналогично путем интегрирования функции $S'(\varphi)$, при этом

$$\mu_S = \mu_{S'} \mu_{\varphi} H, \quad \frac{\text{м}}{\text{мм}}.$$

Отрезок H рекомендуется принимать равным или кратным величине

$$H = \frac{x}{2\pi}, \text{ мм.}$$

Если указанное равенство соблюдается при построении интегральных кривых, то $\mu_S = \mu_{S'} = \mu_{S''}$.

После построения диаграммы $S(\varphi)$ по заданному ходу толкателя $S_{\max}$ и полученному h определяем масштабный коэффициент

$$\mu_S = \frac{S_{\max}}{h}, \quad \frac{M}{\text{мм}}.$$

Далее находим остальные масштабные коэффициенты, используя вышеуказанные зависимости.

4.2. Равнопеременный закон движения

Для равнопеременного закона движения максимальные значения аналога скорости и аналога ускорения определяются по формулам, представленным на рис. 4. На фазах удаления и приближения величина угла φ_Φ , входящего в формулы, определяется в радианах и равна соответственно $\varphi_{\text{уд}}$ и $\varphi_{\text{пр}}$.

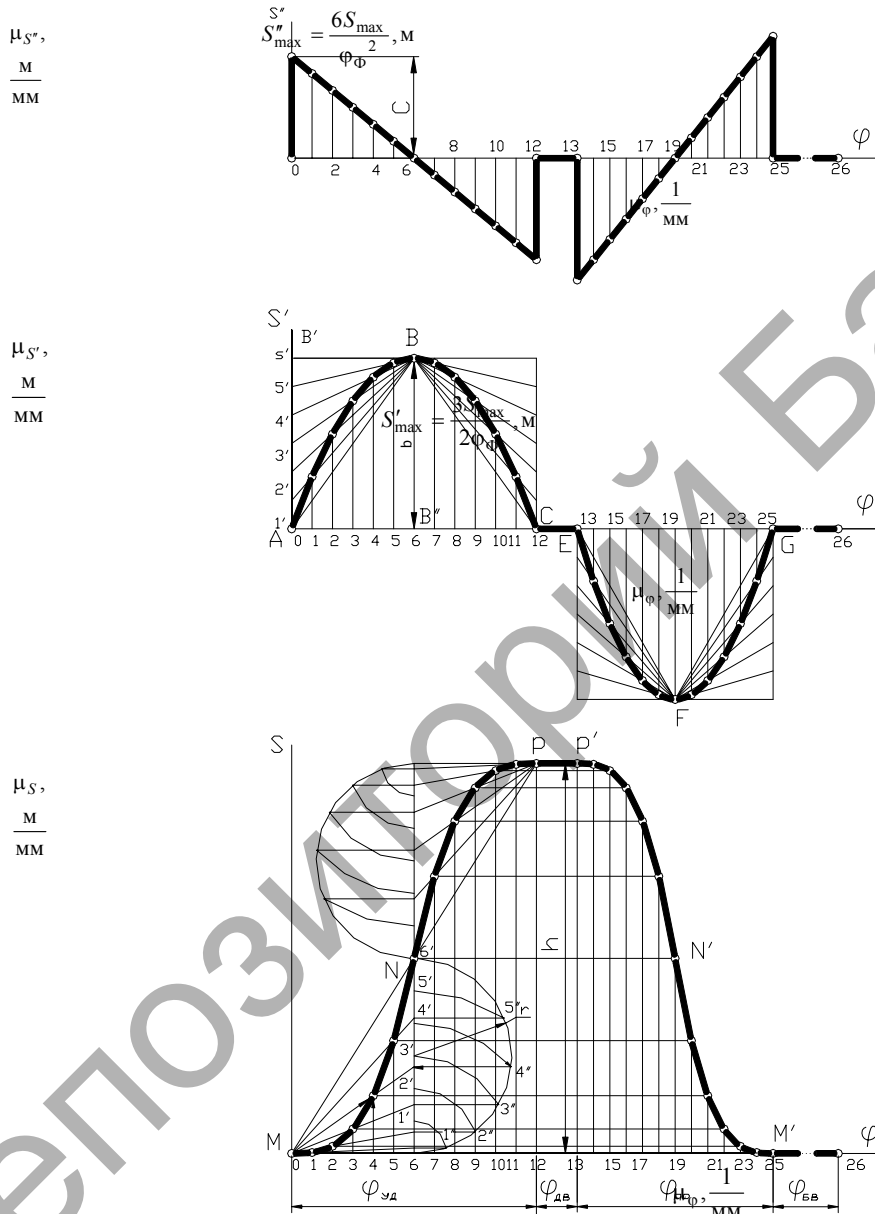


Рис. 4. Равнопеременный закон движения

Построение графиков $S''(\varphi)$, $S'(\varphi)$ и $S(\varphi)$ показано на рис. 4. Кривые ABC и EFG представляют собой квадратные параболы, точное построение которых можно осуществить без использования метода графического интегрирования. Например, для построения квадратной параболы на участке AB необходимо на оси ординат графика $S'(\varphi)$ от центра координат отложить отрезок AB' , величина которого равна b . Этот отрезок делится на столько же равных частей, сколько разделен отрезок AB'' . Полученные на оси ординат точки $1'$, $2'$, $3'$ и т.д. соединяются лучами с точкой B . Из точек 1 , 2 , 3 и т.д., лежащих на оси абсцисс, восстанавливаются перпендикуляры до пересечения с лучами соответственно $B-1'$, $B-2'$, $B-3'$ и т.д. Полученные точки пересечения соединяются плавной кривой, представляющей квадратную параболу. Часть квадратной параболы на участке BC симметрична кривой на участке AB относительно вертикальной прямой, проходящей через точки B и B'' . Аналогично строится график $S(\varphi)$ на фазе приближения.

На графике $S(\varphi)$ кривые MN , NP , $P'N'$ и $N'M'$ представляют собой кубические параболы. Построение

каждой из них показано на рис. 4. Рассмотрим, как строится кубическая парабола на участке MN . Для этого отрезок $N-b$ прямой, перпендикулярной оси абсцисс и проведенной через точку b , лежащую в середине фазового угла, делится на столько же равных частей, насколько разделен отрезок $M-b$. Высота отрезка $N-b$ равна $h/2$. Далее проводятся дуги окружностей $1'-1''$, $2'-2''$, $3'-3''$, $4'-4''$ и т.д., центр которых находится в точке b . Точки $1''$, $2''$, $3''$, $4''$ и т.д. расположены на окружности, радиус r которой равен $h/4$. Центр этой окружности находится в середине отрезка $N-b$. Полученные точки пересечения соединяются лучами с точкой M . Из точек 1 , 2 , 3 , 4 и т.д. восстанавливаются перпендикуляры к оси абсцисс до пересечения с лучами, исходящими из точки M . На рис. 4 стрелками показано, как определяется величина перемещения толкателя в положении 4.

Для определения масштабных коэффициентов μ_S , $\mu_{S'}$ и $\mu_{S''}$ необходимо максимальные значения $S_{\max}$, $S'_{\max}$ и $S''_{\max}$, разделить на принятые длины изображающих их отрезков h , b , c , мм:

$$\mu_S = \frac{S_{\max}}{h}; \quad \mu_{S'} = \frac{S'_{\max}}{b}; \quad \mu_{S''} = \frac{S''_{\max}}{c}.$$

Рекомендуется строить графики функций $S(\varphi)$, $S'(\varphi)$ и $S''(\varphi)$ так. Чтобы отрезки, изображающие их максимальные положительные и отрицательные ординаты были в пределах от 40 до 100 мм.

На каждой из фаз удаления и приближения графики перечисленных функций должны быть построены в одном масштабе.

Для удобства дальнейшего выполнения графических работ и определения основных размеров проектируемого кулачкового механизма рекомендуется принимать $\mu_S = \mu_{S'}$, т.е. вычерчивать графики перемещений $S(\varphi)$ и аналога скорости $S'(\varphi)$ толкателя в одном масштабе.

4.3. Косинусоидальный закон движения

Максимальные значения $S'_{\max}$ аналога скорости и $S''_{\max}$ аналога ускорения определяются по формулам, представленным на рис. 5. Для фазы удаления толкателя $\varphi_{\phi} = \varphi_{\text{уд}}$, для фазы приближения $-\varphi_{\phi} = \varphi_{\text{пр}}$.

Математическое описание косинусоидального закона движения на фазе удаления может быть представлено следующими выражениями:

$$S = \frac{S_{\max}}{2} \left(1 - \cos \frac{\pi}{\varphi_{\text{уд}}} \varphi \right);$$

$$S' = \frac{\pi}{2\varphi_{\text{уд}}} S_{\max} \sin \frac{\pi}{\varphi_{\text{уд}}} \varphi;$$

$$S'' = \frac{\pi^2}{2\varphi_{\text{уд}}^2} S_{\max} \cos \frac{\pi}{\varphi_{\text{уд}}} \varphi.$$

Для фазы $\varphi_{\text{пр}}$ приближения толкателя можно использовать те же уравнения, производя отсчет угла φ от конца фазы в отрицательном направлении оси абсцисс.

Каждую из функций $S(\varphi)$, $S'(\varphi)$ и $S''(\varphi)$ следует строить, используя известные графические методы. Эти построения показаны на рис. 4.

Масштабные коэффициенты μ_S , $\mu_{S'}$ и $\mu_{S''}$ рекомендуется принимать равными, при этом максимальные ординаты графиков желательно выбирать в пределах от 40 до 100 мм.

4.4. Синусоидальный закон движения

Ускорение толкателя задается в виде синусоиды. Максимальные значения $S'_{\max}$ аналога скорости и $S''_{\max}$ аналога ускорения рассчитываются по формулам, данным на рис. 6.

Математическое описание синусоидального закона движения на фазе удаления может быть представлено следующими выражениями:

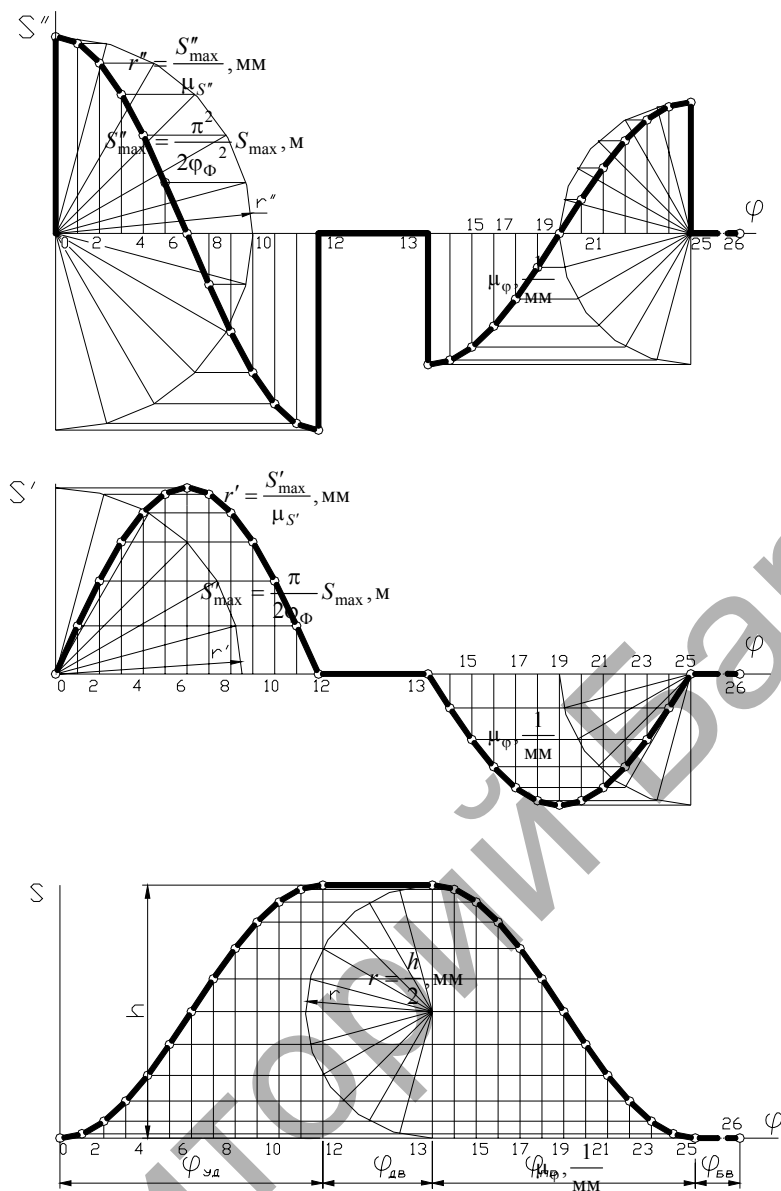


Рис. 5. Косинусоидальный закон движения

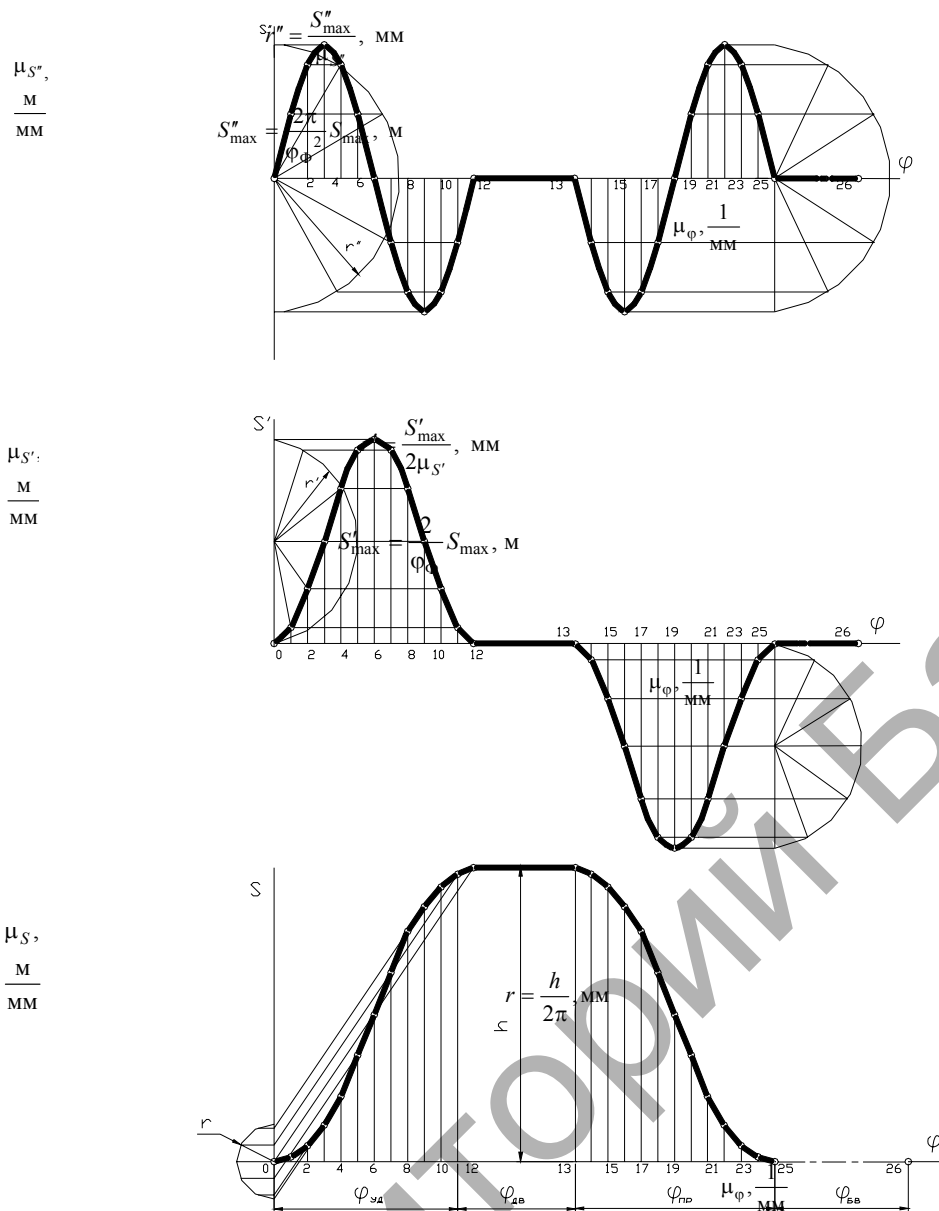


Рис. 6. Синусоидальный закон движения

$$S = S_{\max} \left(\frac{\varphi}{\varphi_{\text{уд}}} - \frac{1}{2\pi} \sin \frac{2\pi}{\varphi_{\text{уд}}} \varphi \right);$$

$$S' = \frac{S_{\max}}{\varphi_{\text{уд}}} \left(1 - \cos \frac{2\pi}{\varphi_{\text{уд}}} \varphi \right);$$

$$S'' = \frac{2\pi}{\varphi_{\text{уд}}} \sin \frac{2\pi}{\varphi_{\text{уд}}} \varphi.$$

Для фазы $\varphi_{\text{пр}}$ приближения толкателя можно использовать те же уравнения, производя отсчет угла φ от конца фазы в отрицательном направлении оси абсцисс.

Каждую из функций $S(\varphi)$, $S'(\varphi)$ и $S''(\varphi)$ следует строить, используя известные графические методы, показанные на рис. 6.

График перемещений на каждой из фаз удаления и приближения представляет собой наклонную синусоиду, являющуюся алгебраической суммой ординат прямой, проходящей через начало координат и конец ординаты для $\varphi = \varphi_{\text{уд}}$, и ординат синусоиды с амплитудой $h/2\pi$. Построение наклонной синусоиды также показано на рис. 6.

Масштабные коэффициенты μ_S , $\mu_{S'}$ и $\mu_{S''}$ выбираются так же, как это рекомендуется в разд. 4.3.

4.5. Закон постоянного ускорения

На рис. 7 представлены формулы для определения максимальных значений $S'_{\max}$ аналога скорости и $S''_{\max}$ аналога ускорения. График $S(\varphi)$ перемещений толкателя на участках OB , BA , AB , BO состоит из квадратных парабол, точное графическое построение которых описано в разделе 4.2. Масштабные коэффициенты μ_S , $\mu_{S'}$ и $\mu_{S''}$ определяются в соответствии с рекомендациями, приведенными в разделе 4.3.

4.6. Движение толкателя по законам треугольника

Максимальные значения ординат на графиках $S''(\varphi)$ и $S'(\varphi)$ рассчитываются по формулам, представленным на рис. 8 и 9.

При построении графиков $S'(\varphi)$ и $S(\varphi)$ соответствующих законам треугольника, удобно использовать метод графического интегрирования, описание которого дано в разделе 4.1.

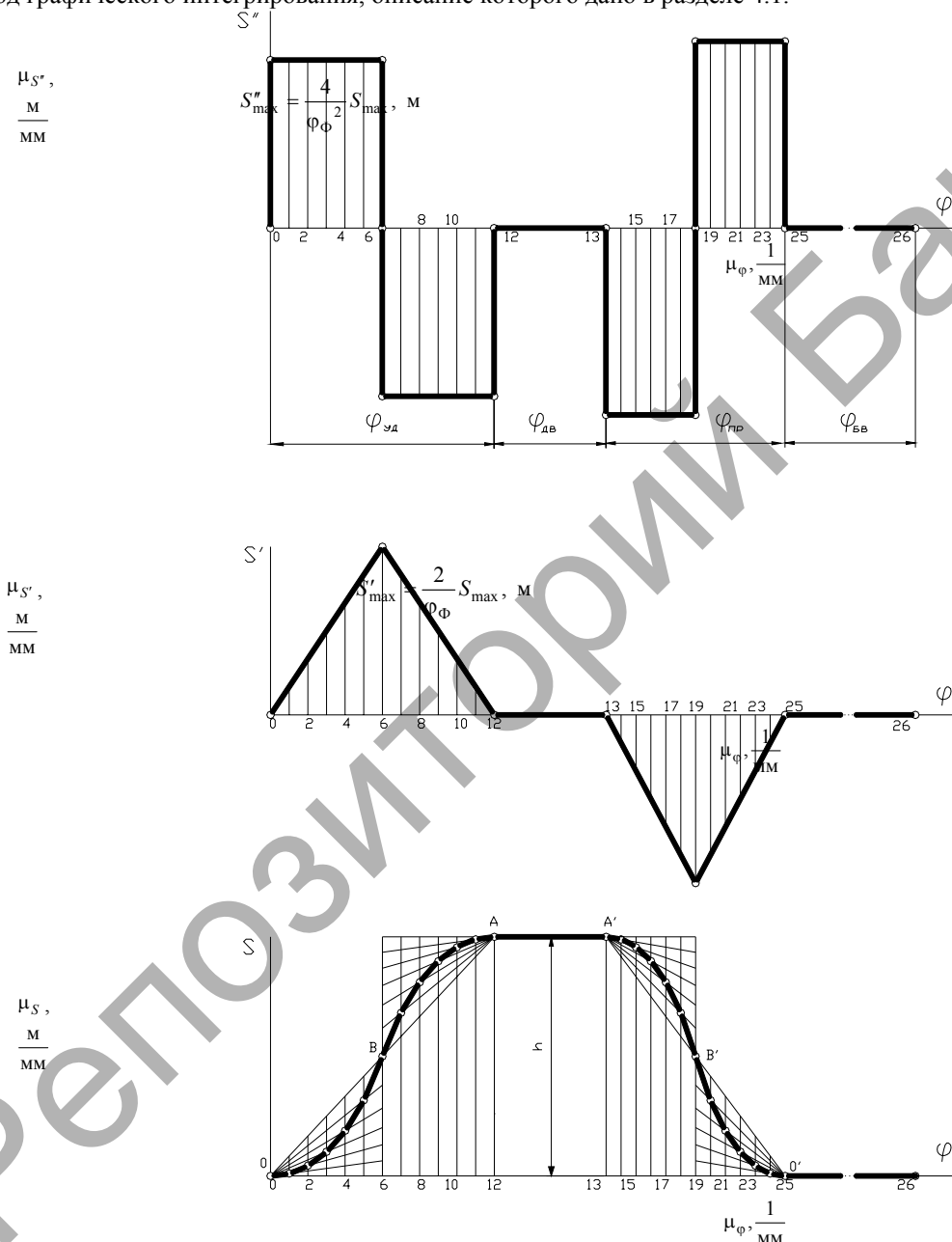
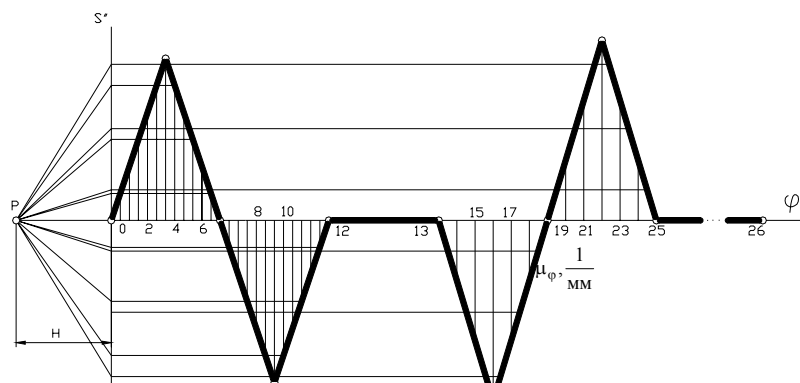
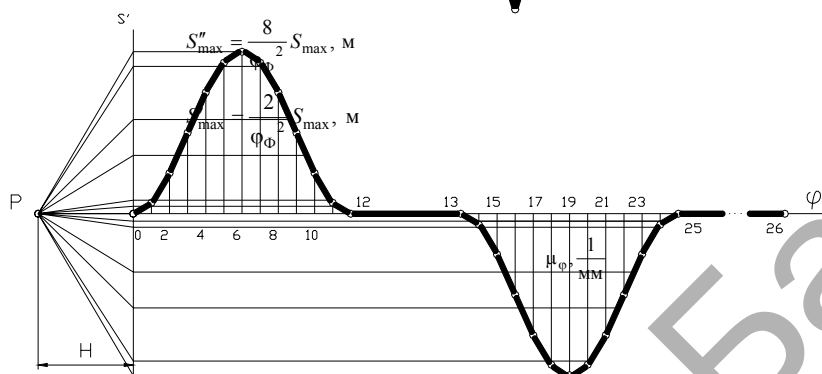


Рис. 7. Закон постоянного ускорения

$\mu_{S^*},$
 $\frac{M}{MM}$



$\mu_{S'},$
 $\frac{M}{MM}$



$\mu_S,$
 $\frac{M}{MM}$

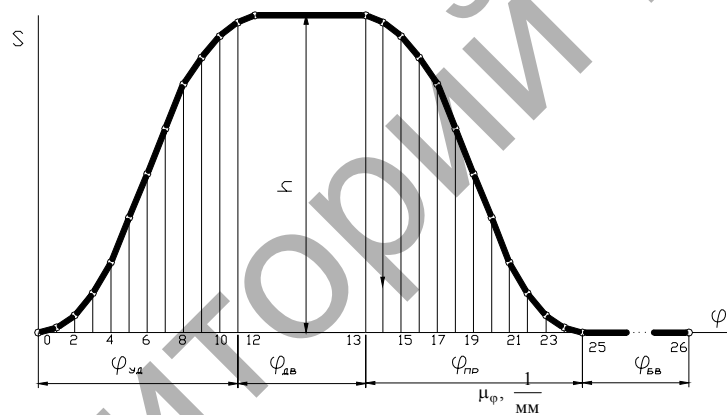


Рис. 8. Закон треугольника

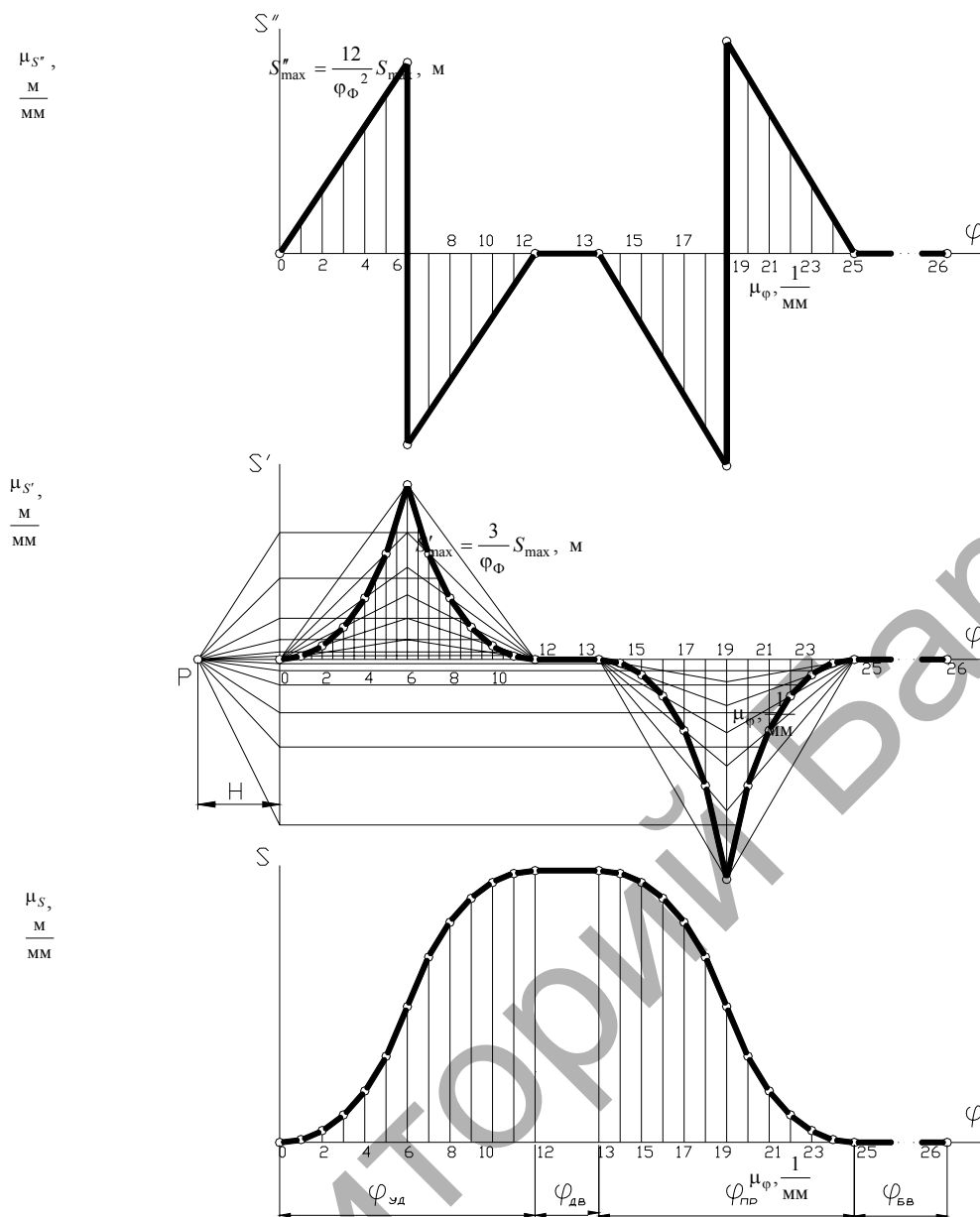


Рис. 9. Закон треугольника
**5. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ РАЗМЕРОВ ЗВЕНЬЕВ
 КУЛАЧКОВОГО МЕХАНИЗМА**

5.1. Механизм с вращающимся кулачком и прямолинейно движущимся роликовым толкателем

К основным размерам кулачковых механизмов, изображенных на рис. 1, а и рис. 2, а, относятся минимальный радиус $r_{\min}$ кулачка и эксцентриситет e . Эти размеры определяются из условия ограничения на углы давления: в любом положении кулачкового механизма угол давления не должен превышать максимально допустимой величины $\gamma_{\max}$. Углом давления называется угол γ между нормалью $n - n$ в высшей кинематической паре (см. рис. 1, а) и вектором линейной скорости точки B толкателя.

При силовом замыкании высшей кинематической пары (см. рис. 1, а) толкатель является ведомым звеном только на фазе удаления. Опускание толкателя (приближение его к центру кулачка) осуществляется за счет сил тяжести толкателя и связанных с ним звеньев (в том случае, когда толкатель находится сверху) или под действием пружины. Поэтому при определении основных размеров кулачкового механизма с силовым замыканием углы давления γ должны быть меньше допустимой величины $\gamma_{\max}$ только для фазы удаления.

При кинематическом замыкании (см. рис. 2, а) кулачок является ведущим звеном на всех фазах работы кулачкового механизма. Поэтому при определении основных размеров кулачкового механизма углы давления γ должны быть меньше допустимой величины $\gamma_{\max}$, как на фазе удаления, так и на фазе приближения толкателя.

Для решения поставленной задачи используется график $S(S')$ (рис. 10). По оси ординат этого графика от

начала координат откладываются текущие значения перемещений толкателя, взятые с графика $S(\varphi)$. По оси абсцисс откладываются соответствующие этим перемещениям величины аналогов скоростей с графика $S'(\varphi)$. Масштабные коэффициенты μ_s и $\mu_{s'}$ на графике $S(S')$ должны быть равными.

Для определения направления, в котором откладываются отрезки, изображающие аналоги скоростей на графике $S(S')$, необходимо найти их направление на графике $S'(\varphi)$ соответствующего закона движения толкателя и повернуть на 90° в сторону вращения кулачка. На рис. 10 предполагается, что кулачок вращается против часовой стрелки.

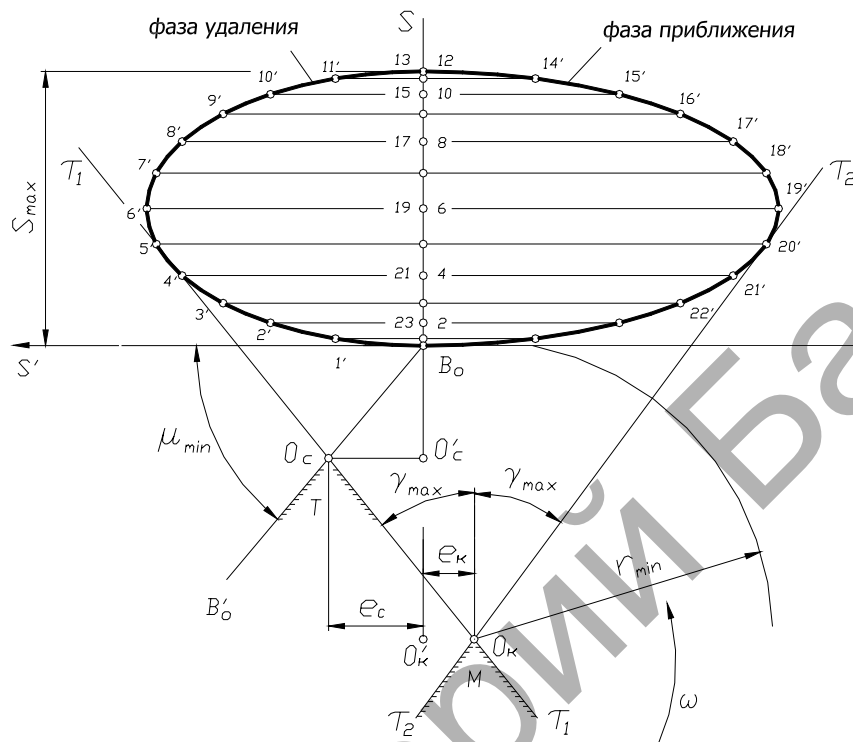


Рис. 10. Определение основных размеров кулачковых механизмов с поступательно движущимися роликовыми толкателями

Проводя касательные $\tau_1 - \tau_1$ и $\tau_2 - \tau_2$ к графику $S(S')$ под углом $\gamma_{\max}$ к оси ординат, получим зону M возможных положений оси вращения кулачка при кинематическом замыкании высшей пары.

При силовом замыкании высшей пары углы давления γ должны быть меньше допустимой величины $\gamma_{\max}$ только для фазы удаления, поэтому зона T возможных положений оси вращения кулачка образуется прямыми $\tau_1 - \tau_1$ и $\beta_0 - \beta_0'$.

Рекомендуется при силовом замыкании высшей пары принимать эксцентриситет e_c равным отрезку $O_c O'_c$, при кинематическом – отрезку $O_k O'_k$. Минимальные радиусы кулачков для силового и кинематического замыкания равны соответственно отрезкам $O_c B_o$ и $O_k B_o$. С увеличением радиуса $r_{\min}$ габариты кулачка увеличиваются, что приводит к возрастанию габаритов всего кулачкового механизма. Однако в ряде случаев конструктор вынужден сознательно увеличивать радиус $r_{\min}$. Например, с целью обеспечения посадки кулачка на вал рекомендуется соблюдать условие

$$r_{\min} \geq r_p + \frac{d_b}{2} + \Delta,$$

где r_p – радиус ролика; d_b – диаметр вала; Δ – разность между минимальным радиусом r_o (см. рис. 1, а) практического профиля кулачка и радиусом вала $0,5d_b$.

Разность Δ при $d_b = 20 \dots 30$ мм можно принять равной $5 \dots 10$ мм.

Для обеспечения благоприятных условий технологического процесса изготовления кулачка и обработки его профиля рекомендуется принимать $r_{\min} \geq S_{\max}$.

5.2. Механизм с вращающимся кулачком и качающимся

роликовым толкателем

К основным размерам кулачковых механизмов, изображенных на рис. 1, а и рис. 2, б, относятся минимальный радиус $r_{\min}$ кулачка и межцентровое расстояние l_{OC} . Эти метрические параметры определяются из условия ограничения на углы давления.

При силовом замыкании высшей кинематической пары (см. рис. 1, б) углы давления γ должны быть меньше допустимой величины $\gamma_{\max}$ только на фазе удаления толкателя. Максимальному углу давления $\gamma_{\max}$ соответствует минимальный угол передачи $\mu_{\min} = 90^\circ - \gamma_{\max}$. Следовательно, углы передачи μ в каждом положении кулачкового механизма на фазе удаления должны быть больше угла $\mu_{\min}$.

При кинематическом замыкании (рис. 2, б) углы передачи должны быть больше допустимого угла $\mu_{\min}$ на фазах удаления и приближения толкателя.

Построение зон T и M возможных перемещений оси вращения кулачка соответственно при силовом и кинематическом замыкании высшей пары показано на рис. 11, где предполагается, что кулачок вращается по часовой стрелке.

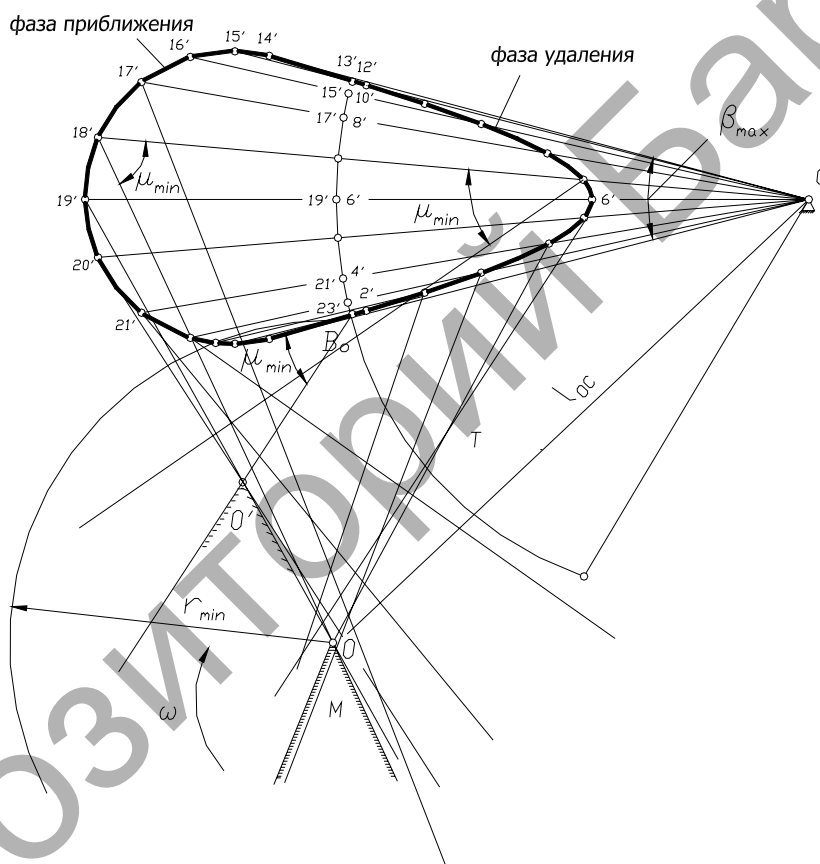


Рис. 11. Определение основных размеров кулачковых механизмов с качающимися роликовыми толкателями

Рекомендации по выбору основных размеров механизма:

- межцентровое расстояние l_{OC} следует выбирать таким, чтобы оно как можно меньше отличалось от длины толкателя l_T ;
- при выборе радиуса $r_{\min}$ необходимо соблюдать условие посадки кулачка на вал, как указано в разд. 5.1;
- для обеспечения благоприятных условий технологического процесса изготовления кулачка и обработки его профиля желательно принимать $r_{\min} \geq l_T \beta_{\max}$;
- с целью уменьшения габаритов механизма необходимо стремиться к уменьшению радиуса $r_{\min}$.

В каждом отдельном случае выбор метрических параметров кулачкового механизма должен быть обоснован и изложен в пояснительной записке.

5.3. Механизм с вращающимся кулачком и прямолинейно

перемещающимся плоским толкателем

Во всех положениях кулачкового механизма (см. рис. 1, в) угол давления γ равен нулю. Поэтому радиус r_o кулачка (рис. 12, в) определяется из условия обеспечения выпуклости его профиля

$$\rho_k > r_o + S + S'' > 0,$$

где ρ_k – текущий радиус кривизны кулачка (рис. 12, б).

После преобразования условие выпуклости будет иметь вид

$$r_o > -(S + S'').$$

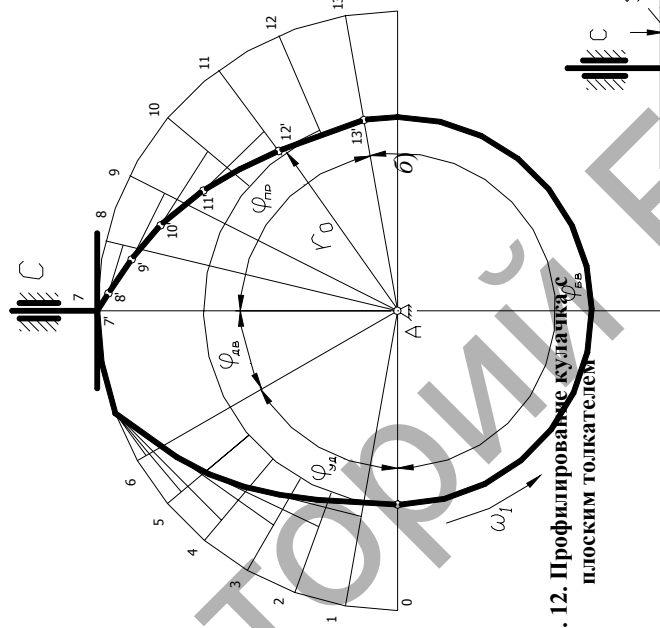
Складывая ординаты графика $S(\varphi)$ (рис. 11, в) с ординатами графика $S''(\varphi)$ (рис. 12, з) при равенстве масштабных коэффициентов μ_S и $\mu_{S''}$, получают функцию $[S + S''](\varphi)$, наибольшее отрицательное значение которой ограничивает зону M возможных положений оси вращения кулачка (рис. 12, в).

6. ПРОФИЛИРОВАНИЕ КУЛАЧКОВ

При профилировании кулачков используется метод обращения движения, заключающийся в том, что всем звеньям кулачкового механизма условно сообщается вращение с угловой скоростью, равной скорости кулачка, но направленной в противоположную сторону. Таким образом, если кулачок вращался со скоростью $+\omega_1$, то скорость обращенного движения равна $-\omega_1$. В результате кулачок становится как бы неподвижным, а стойка получает подвижность и начинает вращаться относительно центра кулачка с угловой скоростью $-\omega_1$. Движение толкателя относительно профиля кулачка в действительном и обращенном движении одинаково.

Графические построения профилей кулачков показаны на рис. 12, а, рис. 13 и 14.

a)



б)

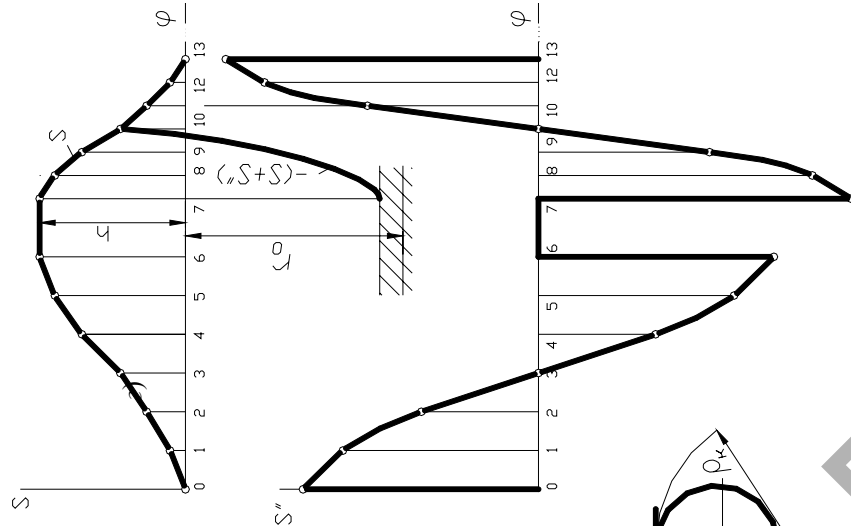


Рис. 12. Профилирование кулачка с плоским толкателем

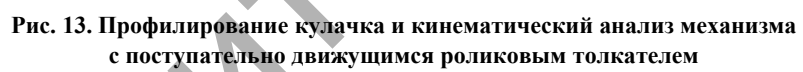
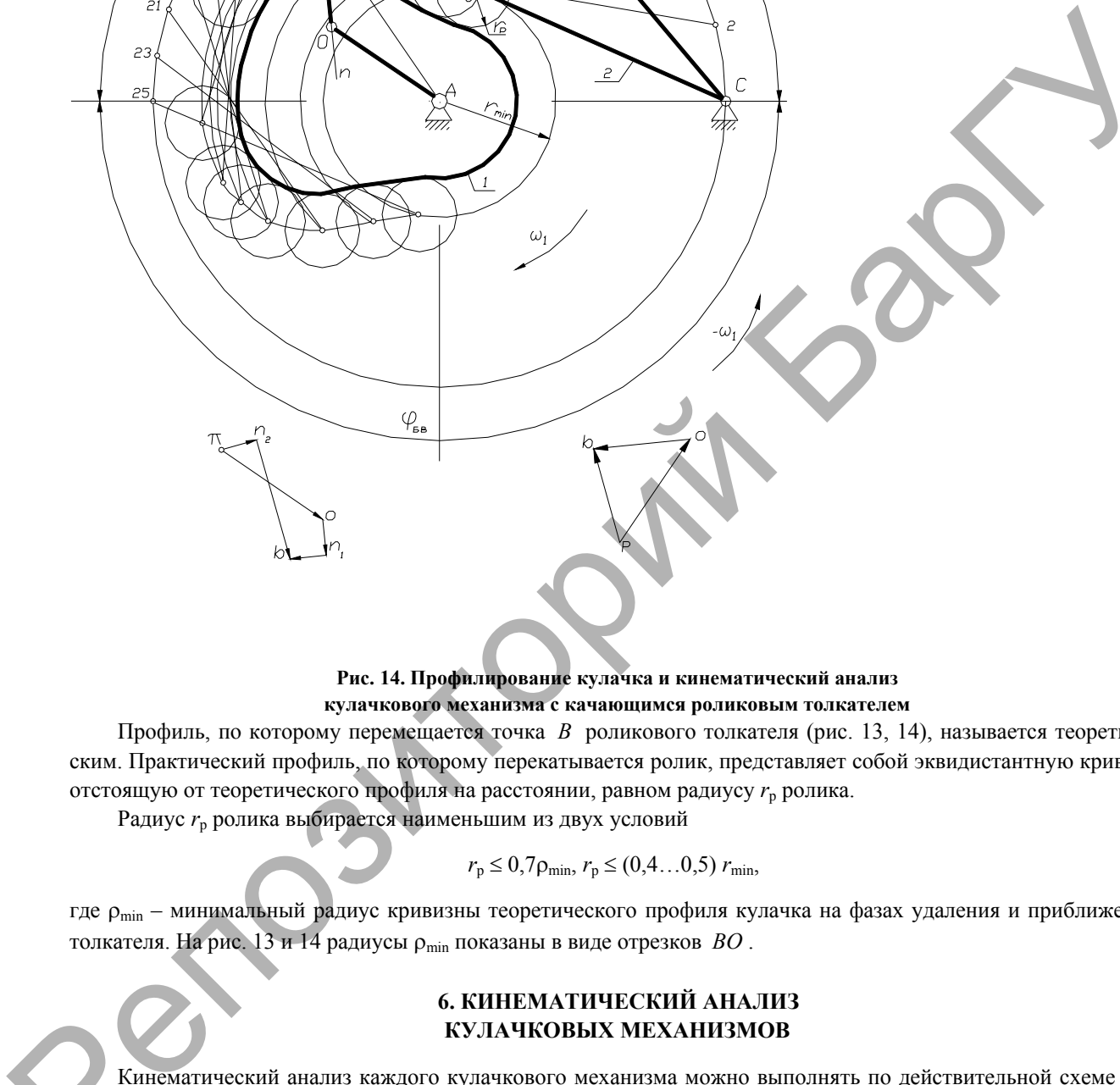


Рис. 13. Профилирование кулачка и кинематический анализ механизма с поступательно движущимся роликовым толкателем



Профиль, по которому перемещается точка B роликового толкателя (рис. 13, 14), называется теоретическим. Практический профиль, по которому перекачивается ролик, представляет собой эквидистантную кривую, отстоящую от теоретического профиля на расстоянии, равном радиусу r_p ролика.

$$r_p \leq 0,7\rho_{\min}, r_p \leq (0,4 \dots 0,5) r_{\min},$$

6. КИНЕМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ КУЛАЧКОВЫХ МЕХАНИЗМОВ

В схемах заменяющих механизмов, показанных на рисунках, звенья BC представляют собой положения толкателей в процессе их обращенного движения вокруг условно неподвижных кулачков, а звенья BO – радиусы кривизны теоретических профилей кулачков в рассматриваемых положениях, направленные по нормальям n – n к элементам высших пар в точках их контакта.

Необходимо построить в масштабе, равном или кратном кривошпиу AO , планы скоростей и ускорений для заменяющего механизма в положении, соответствующем минимальному радиусу кривизны теоретического профиля кулачка на фазах движения толкателя (исключая фазы его выстоя). При этом масштабные коэффициенты планов скоростей и ускорений

$$\mu_v = \mu_1 \omega_1, \frac{M}{c \cdot \text{мм}}; \mu_a = \omega_1^2, \frac{M}{c^2 \cdot \text{мм}},$$

где ω_1, c^{-1} – угловая скорость вращения кулачка.

Векторные уравнения, определяющие связь между скоростями звеньев заменяющих механизмов имеют вид

$$\vec{V}_B = \vec{V}_O + \vec{V}_{B/O}; \vec{V}_B = \vec{V}_C + \vec{V}_{B/C}.$$

Векторные уравнения, определяющие связь между ускорениями звеньев заменяющего механизма на рис. 13 имеют вид

$$\vec{a}_B = \vec{a}_O + \vec{a}_{B/O}^n + \vec{a}_{B/O}^t; \vec{a}_B = \vec{a}_C + \vec{a}_{B/C}.$$

На рис. 14 $\vec{a}_B = \vec{a}_O + \vec{a}_{B/O}^n + \vec{a}_{B/O}^t; \vec{a}_B = \vec{a}_C + \vec{a}_{B/C}^n + \vec{a}_{B/C}^t.$

Репозиторий БарГУ

СПИСОК РЕКОМЕНДУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

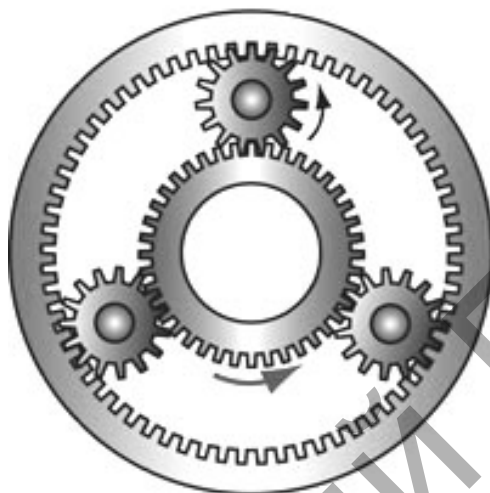
1. Курсовое проектирование по теории механизмов и машин / под ред. А.С. Коренько. – Киев : Высшая школа, 1970. – 332 с.
2. Левитская, О.Н. Курс теории механизмов и машин / О.Н. Левитская, Н.И. Левитский. – М. : Высшая школа, 1978. – 269 с.
3. Теория механизмов и машин: Проектирование / под ред. О.И. Кульбачного. – М. : Высшая школа, 1970. – 288 с.
4. Юдин, В.А. Теория механизмов и машин / В.А. Юдин, Л.В. Петрокас. – М. : Высшая школа, 1977. – 527 с.
5. Марголин, Ш.Ф. Теория механизмов и машин / Ш.Ф. Марголин. – Минск : Высшая школа, 1968. – 359 с.
6. Попов, С.А. Курсовое проектирование по теории механизмов и машин / С.А. Попов. – Минск : Высшая школа, 1986. – 295 с.
7. Анурьев, В.И. Справочник конструктора машиностроителя : в 3 т. / В.И. Анурьев. – 6-е изд., перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 1982. – Т. 1, 2, 3.

ДЛЯ ЗАМЕТОК

2020

[illegible][illegible]

ТММ ПРОЕКТИРОВАНИЕ И АНАЛИЗ ЗУБЧАТЫХ МЕХАНИЗМОВ



Издательство ТГТУ

Учебное издание

ТММ. ПРОЕКТИРОВАНИЕ И АНАЛИЗ ЗУБЧАТЫХ МЕХАНИЗМОВ

Методические указания

Составители:

ГАЛКИН Павел Александрович,
НИКИТИНА Людмила Христофоровна

Редактор О.М. Гурьянова

Инженер по компьютерному макетированию Н.И. Колмакова

15.09.2008.

60 × 84 / 16. 1,86 . . . 250 . № 387.

392000, Тамбов, Советская, 106, к. 14

УДК 621.86.01
ББК 34.42
Г161

Рекомендовано Редакционно-издательским советом университета

Рецензент:

Заведующий кафедрой "Прикладная механика и сопротивление
материалов", доктор технических наук, профессор ТГТУ
В.Ф. Першин

Составители:

*П.А. Галкин,
Л.Х. Никитина*

Г161 ТММ. Проектирование и анализ зубчатых механизмов : метод. указ. / сост. : П.А. Галкин, Л.Х. Никитина. – Тамбов
: Изд-во Тамб. гос. техн. ун-та, 2008. – 32 с. – 250 экз.

Даны справочный материал и необходимые пояснения для выполнения курсового проекта.
Предназначены для студентов, обучающихся по специальностям 240801, 260601, 190601, 110301, 151001, 110304, 150400 дневного и
заочного отделений.

УДК 621.86.01

© ГОУ ВПО "Тамбовский государственный технический университет" (ТГТУ), 2008
Министерство образования и науки Российской Федерации

ГОУ ВПО "Тамбовский государственный технический университет"

ТММ. ПРОЕКТИРОВАНИЕ И АНАЛИЗ ЗУБЧАТЫХ МЕХАНИЗМОВ

Методические указания к курсовому проектированию
для студентов, обучающихся по специальностям
240801, 260601, 190601, 110301, 151001, 110304, 150400
дневного и заочного отделений



Тамбов
Издательство ТГТУ
2008

ВВЕДЕНИЕ

В данных методических указаниях излагаются методы проектирования цилиндрических эвольвентных зубчатых механизмов с внешним зацеплением и планетарных механизмов при выполнении курсового проекта по курсу ТММ, раздел "Синтез зубчатых механизмов".

Зубчатые механизмы являются составной частью привода большинства современных машин и приборов. Широкое распространение этих механизмов объясняется повышением быстроходности силовых приводов, надёжностью их в работе и высокой несущей способностью.

По кинематическому признаку зубчатые механизмы делятся на простые с неподвижными осями колес и планетарные, у которых оси некоторых колес являются подвижными.

Высшая кинематическая пара в зубчатом механизме называется зубчатым зацеплением.

В задании на курсовой проект по теории механизмов зубчатый механизм рассматривается как часть общей кинематической схемы проектируемой машины. Он используется либо в качестве основного механизма привода для исполнительных звеньев, либо как часть привода.

РАСЧЁТ ГЕОМЕТРИИ ЗУБЧАТОГО КОЛЕСА С ВЫБОРОМ КОЭФФИЦИЕНТА СМЕЩЕНИЯ

Основными параметрами колеса (рис. 1) являются: модуль (m), шаг (p), радиусы окружностей выступов (r_a), впадин (r_f), основной (r_b), делительной окружностей (r), высота головки (h_a) и ножки зуба (h_f), толщина зуба по делительной окружности (S) и ширина впадины (e). Эвольвентный профиль и окружность впадин сопрягаются переходной кривой.

Шаг зубчатого колеса по делительной окружности (p) складывается из толщины зуба (S) и ширины впадины (e): $p = S + e$. Он должен быть кратным длине окружности, по которой откладывается.

Значение модуля m определяется по ГОСТ 9563–60. Окружность, модуль по которой равен стандартному, называется делительной.

Высота головки зуба $h_a = r_a - r$.

Высота ножки зуба $h_f = r - r_f$.

Геометрия зубчатого колеса зависит от размеров и формы режущего инструмента. При стандартизации зубчатых колес и зуборезного инструмента во всех странах берут за основу параметры зубчатой рейки с прямолинейным профилем. Реечный контур, который положен в основу стандарта зубчатого колеса, представляющий собой чередующиеся симметричные зубья и впадины трапецевидной формы, называют теоретическим исходным контуром рейки. Размеры теоретического исходного контура установлены ГОСТ 13755–81 и представлены на рис. 2.

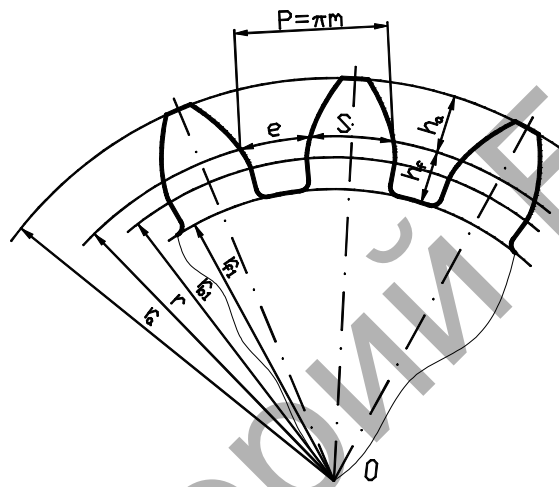


Рис. 1

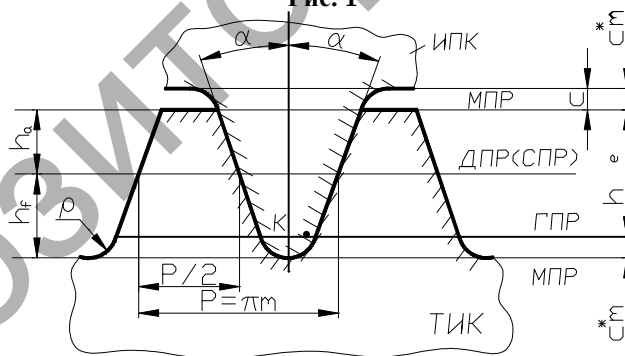


Рис. 2

Базовая линия теоретического исходного контура (ТИК), по которой толщина зуба равна ширине впадины, называется делительной прямой рейки (ДПР), она же является средней прямой рейки, которая делит зуб рейки пополам по высоте (h_e). Расстояние между одноимёнными профилями соседних зубьев по делительной или любой другой параллельной ей

прямой называют шагом " p " исходного контура $p = \pi m$ где m – модуль, мм. В долях модуля задаются все линейные размеры контура: высота зубьев делительной головки $h_a = h_a^* m$; высота делительной ножки $h_f = (h_a^* + c^*) m$, где h_a^* – коэффициент высоты головки зуба; c^* – коэффициент радиального зазора.

Любая прямая, параллельная ДПР, называется модульной прямой рейки (МПР). Модульная прямая, проходящая через точку K и параллельная ДПР, называется граничной модульной прямой (ГМП).

Расстояние между линией вершин исходного контура и линией, проходящей параллельно ДПР через граничную точку K прямолинейного участка профиля зуба (рис. 2), называют граничной высотой зуба: $h_e = h_e^* m$, где h_e^* – коэффициент гра-

ничной высоты. Угол α между боковой стороной и осью симметрии зуба называют углом профиля исходного контура. ГОСТ 13755–68 устанавливает следующие значения параметров исходного контура: $h_a^* = 1,0$; $c^* = 0,25$; $h_e^* = 2,0$; $\alpha = 20^\circ$, тогда высота зуба рейки равна: $h = (2h_a^* + c^*)m = 2,25m$.

Радиус сопряжения прямолинейного профиля исходного контура с линией его впадин (т.е. радиус переходной кривой) равен: $\rho = \rho^* m$, где $\rho^* = 0,38$ – коэффициент радиуса переходной кривой.

В пределах высоты $2h_a^* m$ профиль зубьев рейки прямолинейный. Эвольвентная часть зуба колеса формируется только этим участком, а переходная кривая между эвольвентой и окружностью впадин создается скругленным участком зубьев рейки. Рейка представляет собой частный случай зубчатого колеса, у которого число зубьев обращается в бесконечность, а все окружности – в соответствующие прямые.

Исходный производящий контур (ИПК) – сечение инструментальной рейки плоскостью, перпендикулярной направлению зуба – заполняет впадины теоретического исходного контура, как отливка заполняет форму или как контршаблон заполняет впадины шаблона. В этом случае между прямой вершин теоретического исходного контура и прямой впадин исходного производящего контура сохраняется радиальный зазор $c = c^* m$. Следовательно, поверхность впадин инструмента не участвует в процессе нарезания зубьев.

Изготовление эвольвентных зубчатых колёс осуществляется в основном двумя методами: копирования и обкатки (огибания).

При реализации *метода копирования* профиль впадины нарезаемого колеса представляет собой копию профиля режущей части инструмента. Метод копирования является малопроизводительным, неточным и требует большого комплекта режущего инструмента.

Метод обкатки является универсальным, так как одним и тем же режущим инструментом нарезаются зубчатые колёса с различным числом зубьев. Основным инструментом является долбяк (колесо с зубьями эвольвентного профиля) или рейка с прямолинейными профилями зубьев (или червячная фреза). Преимуществами метода обкатки являются высокая производительность, большая точность и универсальность.

При нарезании зубчатого колеса методом огибания заготовка на станке взаимодействует с инструментом, воспроизводя зацепление двух зубчатых колёс. Такое зацепление называют станочным. В станочном зацеплении зубчатое колесо и его зубья получают свои окончательные геометрические формы и размеры в зависимости от формы и размеров инструмента, от способа его установки по отношению к обрабатываемой им заготовке.

Размеры инструмента, а также его положение относительно заготовки формируют и габариты нарезаемого зубчатого колеса. Обкатку инструментом по заготовке можно производить по любой прямой, параллельной ДПР. Допустим, что ИПК инструмента смещён таким образом, что ДПР отодвинута от центра или к центру заготовки на величину " b ". Это смещение на этапе проектирования зубчатого зацепления вводится в величину диаметра заготовки, вследствие чего при нарезании зубчатого колеса станочнику приходится увеличивать или уменьшать расстояние между центром заготовки и режущим инструментом. Смещение исходного контура пропорционально модулю и равно $b = xm$, где x – коэффициент смещения исходного контура инструмента, может быть положительным или отрицательным в зависимости от смещения инструмента.

Смещение будет положительным, когда инструмент удаляется от центра заготовки, и отрицательным, когда инструмент приближается к центру заготовки.

В зависимости от того, по какой прямой исходного контура и инструмента производится процесс обкатки, получается тот или иной вид зубчатых колёс:

- нулевые колёса (с равноделенным шагом) получаются при обкатке заготовки по средней делительной прямой исходного контура инструмента, т.е. при $x = 0$ (рис. 3, а);
- положительные колёса получаются при обкатке заготовки по прямой ИК, параллельной ДПР и отстоящей от неё на величину " b " от центра нарезаемого колеса (рис. 3, б);
- отрицательные колёса получаются при обкатке заготовки по прямой ИК инструмента, параллельной ДПР и отстоящей от неё на величину " b " в направлении к центру нарезаемого колеса (3, в).

Если обкатка осуществляется по ДПР, то толщина зуба (S) и ширина впадины (e) у нарезаемого зубчатого колеса по делительной окружности будут равны: $S = e = 0,5\pi m$.

При нарезании положительного колеса (рис. 3, б) толщина зуба по делительной окружности оказывается больше ширины впадины, что соответствует увеличению ширины впадины производящего контура по модульной прямой рейки (МПР). Толщина зуба по делительной окружности в этом случае примет значение:

$$S = e = 0,5\pi m \pm 2xm \operatorname{tg}\alpha^* . \quad (*)$$

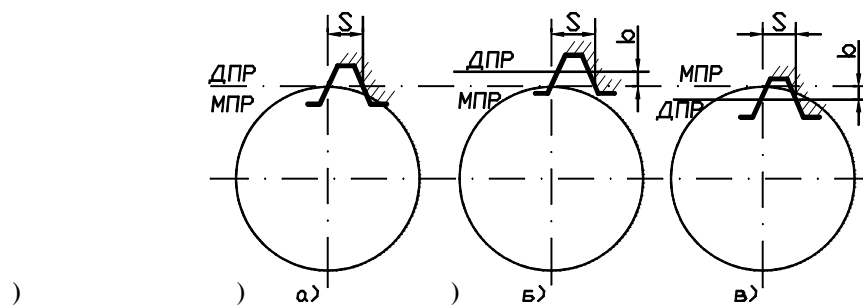


Рис. 3

Коэффициент смещения x в этом случае считается положительным.

При нарезании отрицательного колеса (рис. 3, в) коэффициент смещения считается отрицательной величиной. Толщина зуба по делительной окружности этого колеса определяется также по формуле (*) и, так как $x < 0$, оказывается меньше, чем у нулевого колеса.

На рис. 4 показано станочное зацепление при нарезании прямозубого нулевого колеса.

Порядок построения станочного зацепления.

1. Построить исходный производящий контур (ИПК).

1.1. Провести ДПР.

1.2. Провести тонкими линиями модульные прямые параллельно ДПР на расстоянии $h_a^* m$ сверху и снизу.

1.3. Построить зубья рейки, для чего от точки P влево и вправо отложить толщину зуба и ширину впадины, равные $S = e = 0,5p = 0,5\pi m$, где p – шаг режущего инструмента; P – полюс зацепления (точка касания ДПР с делительной окружностью заготовки радиуса $r_1 = 0,5mz_1$); O_1 – центр колеса (расстояние $O_1P = r_1$).

Зуб рейки состоит из прямолинейного участка и скругленных участков (у головки и ножки), образуемых сопряжением наклонной прямой с горизонтальной прямой (МПР) радиусом $\rho = 0,38m$. Центром закругления является точка "О".

2. Построить эвольвенту колеса.

2.1. Провести основную окружность радиуса $r_b = r_1 \cos \alpha$.

2.2. Провести теоретическую линию зацепления AB как касательную к основной окружности, проходящую через полюс P . Конец теоретической линии B уходит в бесконечность, так как радиус рейки равен бесконечности.

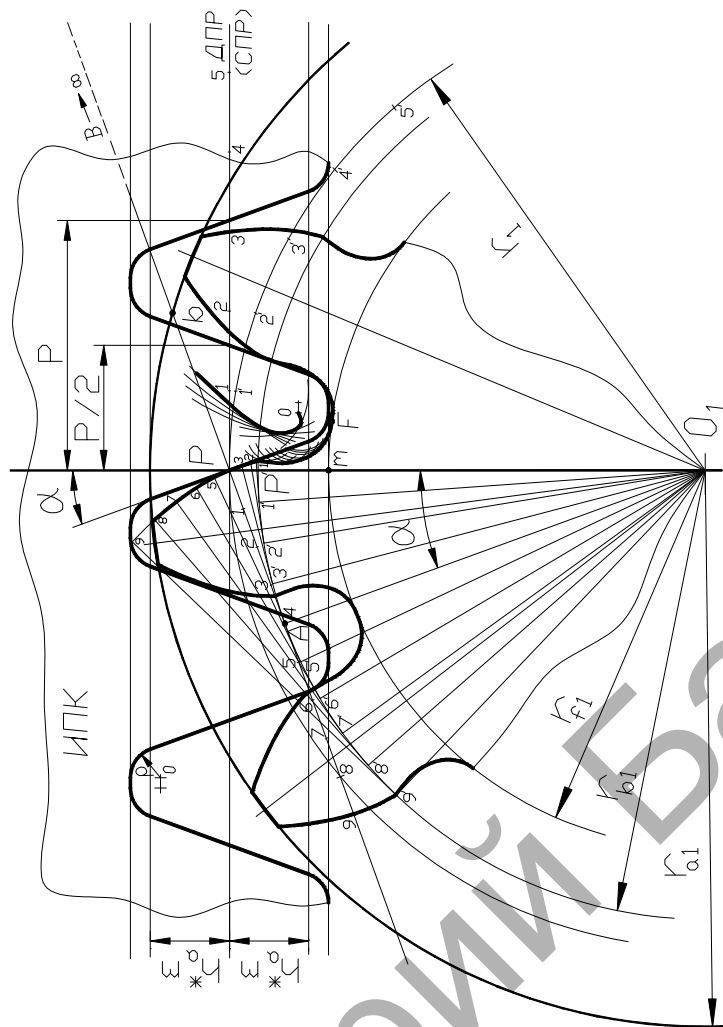
2.3. На основной окружности колеса от точки A отложить дугу $\cup AP'$, равную длине отрезка AP .

2.4. Делим прямую AP и дугу $\cup AP'$ на четыре равные части. На прямой AP получаем точки $P, 1, 2, 3, 4$, а на дуге $\cup AP'$ – точки $P', 1', 2', 3', 4'$. При этом длина $\cup 1'P' = 1P$; $\cup 1'2' = 12$; $\cup 1'3' = 13$ и т.д.

2.5. Такие же отрезки деления откладываются по другую сторону от точки A . На прямой получаем точки $5, 6, 7, 8 \dots$, на дуге – точки $5', 6', 7', 8' \dots$.

2.6. К радиусам $O_1 - 1', O_1 - 2', O_1 - 3'$ и т.д. в сторону полюса провести перпендикуляры, на которых отложить отрезки $11' - 1P, 22' - 2P$ и т.д.

2.7. Полученные точки $1, 2, 3, 4, 5, 6, 7$ соединить плавной кривой с помощью лекала. Получим эвольвенту зуба колеса, которую ограничить по высоте в точке пересечения её с окружностью вершин зубьев колеса, радиус которой равен $r_a = r + h_a^* m$.



3. Построить галтель ножки зуба колеса как огибающую семейства окружностей радиуса $r = 0,38m$, центры которой лежат на удлиненной эвольвенте, описываемой центром закругления головок 0 рейки.

3.1. Разбить делительную прямую рейки от полюса P на равные отрезки (через 10 мм) и отметить точки 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7 и т.д.

3.2. Такие же деления отложить на делительной окружности и получить точки $1', 2', \dots, 7'$. В процессе нарезания при перекатывании делительной прямой рейки по делительной окружности колеса через определенные промежутки времени точки 1 и $1'$, 2 и $2'$ и т.д. будут соприкасаться.

3.3. Измерить циркулем расстояние $1-O$ и провести дугу этим радиусом из центра $1'$. Затем радиусом $2-O$ провести дугу из центра $2'$ и т.д.

3.4. Построить удлиненную эвольвенту (УЭ) (траектория точки O) как огибающую к проведенным дугам (рис. 4).

3.5. Построить переходную кривую ножки зуба как огибающую к множеству дуг радиусом $0,38m$, проведенных из центров, находящихся на удлиненной эвольвенте.

3.6. Провести окружность впадин радиусом $r_f = r_1 - m(h_a^* + c^*) = m(0,5z - 1,25)$ (окружность впадин касается модульной прямой рейки в точке "m" и переходной кривой в точке "F").

3.7. Выделить практическую часть линии зацепления – отрезок ab (точка "a" – пересечение ГМПР с линией зацепления, точка "b" – пересечение окружности вершин колеса с теоретической линией зацепления). ГМПР – граничная модульная прямая рейки.

Из рисунка 4 видно, что полный профиль ножки зуба состоит из эвольвентной части (участок от делительной окружности до основной) и переходной кривой (галтели), которая соединяет эвольвентную часть с окружностью впадин.

При нарезании рейкой колеса с числом зубьев меньше 17 наблюдается подрез (срезается часть эвольвенты). В этом случае одна из точек практической линии зацепления (точка "a") находится за пределами теоретической линии зацепления AB . Подрезание – явление отрицательное, так как снижает прочность зуба из-за уменьшения толщины (рис. 5). Для устранения

подреза выполняется корригирование, т.е. колесо нарезается с положительным смещением инструмента относительно центра заготовки. Расчётные коэффициенты смещения выбираются так, чтобы при прочих равных условиях получить такие геометрические размеры колёс, при которых зубчатая передача обладает лучшими эксплуатационными свойствами.

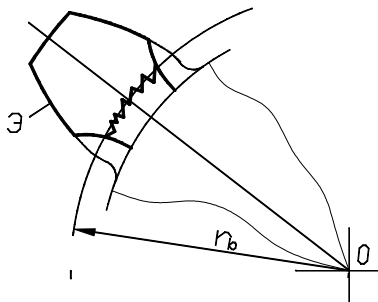


Рис. 5

РАСЧЁТ ГЕОМЕТРИИ ПРЯМОЗУБОГО ЭВОЛЬВЕНТНОГО ЦИЛИНДРИЧЕСКОГО ЗУБЧАТОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ С ВЫБОРОМ КОЭФФИЦИЕНТОВ СМЕЩЕНИЯ

Рассмотрим зубчатые механизмы (передачи), составленные из колёс с прямыми зубьями.

1. Нулевая зубчатая передача составляется из нулевых колёс ($x_1 = x_2 = 0$) или при условии $x_1 = -x_2$ (равносмещённая передача). Делительные окружности колёс нулевой зубчатой передачи касаются в полюсе P и в процессе зацепления перекачиваются друг по другу без скольжения, т.е. одновременно являются и начальными окружностями колёс (рис. 6, а) $r_w = r = 0,5mz$.

Межосевое расстояние равно сумме радиусов делительных окружностей $a_w = r_1 + r_2 = 0,5mz_1(z_1 + z_2)$ и называется делительным межосевым расстоянием. Угол зацепления нулевой передачи $\alpha_w = \alpha = 20^\circ$.

2. Положительная зубчатая передача может быть составлена из двух положительных зубчатых колёс $x > 0$ или из одного положительного и другого нулевого и, наконец, из одного положительного и другого отрицательного. В последнем случае коэффициент смещения положительного колеса по абсолютной величине должен быть больше, чем отрицательного. Делительные окружности колёс положительной зубчатой передачи не касаются друг друга, начальные окружности больше делительных, т.е. $r_w > r$, межосевое расстояние равно сумме радиусов начальных окружностей (рис. 6, б).

$$a_w = r_{w1} + r_{w2} = 0,5mz_\Sigma \cdot \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w}.$$

При этом межосевое расстояние $a_w > a$, а угол зацепления положительной зубчатой передачи $\alpha_w > \alpha$.

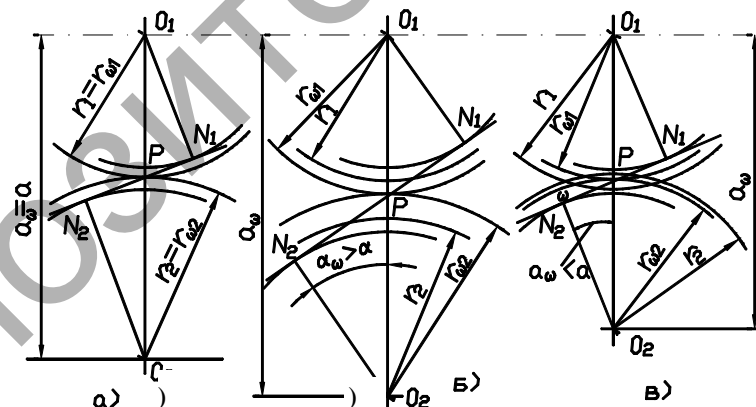


Рис. 6

3. Отрицательная зубчатая передача составляется из двух отрицательных зубчатых колёс, из одного отрицательного и другого нулевого или из одного отрицательного и другого положительного. В последнем случае коэффициент смещения отрицательного зубчатого колеса должен быть по абсолютной величине больше, чем положительного. Делительные окружности зубчатой передачи пересекаются (рис. 6, в). Радиусы делительных окружностей больше радиусов начальных окружностей ($r > r_w$); межосевое расстояние определяется по той же формуле, что и для положительной передачи. Для отрицательной передачи $a_w < a$ и $\alpha_w < \alpha$.

При проектировании следует учитывать особенности каждого вида передач. Наилучшими качествами обладают положительные зубчатые передачи вследствие того, что у них больше радиусы кривизны боковых поверхностей зубьев. Кроме того, при тех же значениях передаточного числа и модуля они имеют меньшие габариты и вес.

Нулевые передачи имеют худшие эксплуатационные качества, чем положительные. Однако в настоящее время они наиболее часто применяются в машинах, так как очень просто рассчитываются и удовлетворяют принципу сменности колёс. Самые плохие эксплуатационные качества имеет отрицательная передача.

Согласно ГОСТ 16532–70 зубчатая передача, у которой оба зубчатых колеса нулевые, называется зубчатой передачей без смещения, а зубчатая передача, у которой хотя бы одно колесо изготовлено со смещением, называется зубчатой передачей со смещением.

Два любых зубчатых колеса, изготовленные одной и той же инструментальной рейкой, могут образовать правильное плотное зубчатое зацепление, т.е. зацепление без боковых зазоров между зубьями. В беззазорном зацеплении как рабочие, так и нерабочие стороны зубьев находятся в контакте одновременно. При этом толщина зуба (S_w) по дуге начальной окружности одного колеса должна быть равна ширине впадины (e_w) по дуге начальной окружности второго и наоборот: $S_{w1} = e_{w2}$, $S_{w2} = e_{w1}$.

Основными величинами, характеризующими зацепление зубчатых колес являются: α_w – угол зацепления; $x_\Sigma = x_1 + x_2$ – суммарный коэффициент смещения; y – коэффициент воспринимаемого смещения; a – делительное межосевое расстояние.

В общем случае, в зависимости от значений указанных величин зубчатые зацепления классифицируются следующим образом:

- 1) номинальное зацепление ($\alpha_w = \alpha$, $x_1 = x_2 = 0$, $a_w = a$, $y = 0$);
- 2) равносмещённое зацепление ($\alpha_w = \alpha$, $x_1 = -x_2$, $a_w = a$, $y = 0$);
- 3) неравносмещённое зацепление ($\alpha_w \neq \alpha$, $x_\Sigma \neq 0$, $a_w \neq a$, $y > 0$).

Формулы для указанных зацеплений даны в табл.1.

Нарезая зубчатые колёса с различным смещением, можно получить зубчатую передачу с необходимыми свойствами. Не всегда удастся спроектировать зубчатый механизм, отвечающий требованиям конструкции при стандартном модуле (m).

Для оценки спроектированной зубчатой передачи приняты следующие качественные показатели: коэффициент удельного давления q , характеризующий влияние геометрических параметров на контактную прочность и выкрашивание зубьев; коэффициент перекрытия ϵ , показывающий характер нагружения зубьев; коэффициент относительного скольжения λ , определяющий влияние геометрических параметров на износ зубьев и заедание; коэффициент формы зуба y , характеризующий изгибную прочность зубьев.

Все эти качественные показатели являются функцией выбираемых коэффициентов смещения. Увеличивая коэффициенты смещения каждого колеса и их суммы, можно повысить контактную прочность передачи, так как при этом уменьшаются коэффициенты удельного давления; повысить износостойкость колёс и уменьшить их склонность к заеданию, так как уменьшаются коэффициенты скольжения; увеличить изгибную прочность зубьев, так как увеличивается коэффициент формы зуба. Но, с другой стороны, с увеличением коэффициентов смещения уменьшается коэффициент перекрытия. Выбирая расчётные коэффициенты смещения, следует учитывать конкретные условия работы проектируемой зубчатой передачи: её быстроходность, изменяемость или цикличность нагрузки, условия смазки и т.д.

Таблица 1

p ,	$p = \pi m$	$p = \pi m$	$p = \pi m$
r ,	$r_1 = 0,5mz_1$	$r_1 = 0,5mz_1$	$r_1 = 0,5mz_1$
	$r_2 = 0,5mz_2$	$r_2 = 0,5mz_2$	$r_2 = 0,5mz_2$
r_b ,	$r_{b1} = r_1 \cos \alpha$	$r_{b1} = r_1 \cos \alpha$	$r_{b1} = r_1 \cos \alpha$
	$r_{b2} = r_2 \cos \alpha$	$r_{b2} = r_2 \cos \alpha$	$r_{b2} = r_2 \cos \alpha$
S ,	$S_1 = 0,5p$	$S_1 = 0,5p + 2x_1m \operatorname{tg} \alpha$	$S_1 = 0,5p + 2x_1m \operatorname{tg} \alpha$
	$S_2 = 0,5p$	$S_2 = 0,5p + 2x_2m \operatorname{tg} \alpha$	$S_2 = 0,5p + 2x_2m \operatorname{tg} \alpha$
r_{f1} ,	$r_{f1} = r_1 - m(h_a^* + c^*)$	$r_{f1} = r_1 - m(h_a^* + c^* - x_1)$	$r_{f1} = r_1 - m(h_a^* + c^* - x_1)$
	$r_{f2} = r_2 - m(h_a^* + c^*)$	$r_{f2} = r_2 - m(h_a^* + c^* - x_2)$	$r_{f2} = r_2 - m(h_a^* + c^* - x_2)$

Продолжение таблицы

α_{ω}	$\alpha_{\omega} = \alpha$	$\alpha_{\omega} = \alpha$	$\text{inv } \alpha_{\omega} = \frac{2x_{\Sigma} \text{tg } \alpha}{z_{\Sigma}} + \text{inv } \alpha$
, α	$a = 0,5mz_{\Sigma}$	$a = 0,5mz_{\Sigma}$	$a = 0,5mz_{\Sigma}$
, α_{ω}	$a_{\omega} = a$	$a_{\omega} = a$	$a_{\omega} = a \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_{\omega}}$
,	$y = 0$	$y = 0$	$y = \frac{a_{\omega} - a}{m}$
,	$\Delta y = 0$	$\Delta y = 0$	$\Delta y = x_{\Sigma} - y$
, r_{ω}	$r_{\omega 1} = r_1$	$r_{\omega 1} = r_1$	$r_{\omega 1} = r_1 \left(1 + \frac{2y}{z_{\Sigma}} \right)$
	$r_{\omega 2} = r_2$	$r_{\omega 2} = r_2$	$r_{\omega 2} = r_2 \left(1 + \frac{2y}{z_{\Sigma}} \right)$
, h	$h_3 = 2mh_a^*$	$h_3 = 2mh_a^*$	$h_3 = (2h_a^* - \Delta y)m$
, h	$h = h_3 + c^* m$	$h = h_3 + c^* m$	$h = h_3 + c^* m$
, r	$r_{a1} = r_{f1} + h$	$r_{a1} = r_{f1} + h$	$r_{a1} = r_{f1} + h$
	$r_{a2} = r_{f2} + h$	$r_{a2} = r_{f2} + h$	$r_{a2} = r_{f2} + h$

Однако расчётные коэффициенты смещения любой зубчатой передачи прежде всего должны обеспечить отсутствие заклинивания, подреза и заострения зубьев, а также гарантировать минимально допустимую величину коэффициента перекрытия.

В общем случае при изготовлении колёс (z_1) и (z_2) со сдвигом режущего инструмента $x_1 \neq 0$; $x_2 \neq 0$; $x_1 + x_2 \neq 0$ монтажный угол зацепления не равен профильному углу исходного контура ($\alpha_{\omega} \neq \alpha$).

Монтажный угол зацепления определяется из зависимости

$$\alpha_{\omega} = \arccos \left[\frac{0,5(z_1 + z_2) \cos \alpha}{y + 0,5(z_1 + z_2)} \right],$$

где y – коэффициент воспринимаемого смещения, $y = \frac{(a_{\omega} - a)}{m}$

Величина суммарного коэффициента коррекции зацепления связана с величиной угла зацепления зависимостью:

$$x_{\Sigma} = \frac{(z_1 + z_2)}{2 \text{tg } \alpha} (\text{inv } \alpha_{\omega} - \text{inv } \alpha),$$

где $\text{inv } \alpha = \text{tg } \alpha - \alpha$ – эвольвентная функция.

Полученная величина x_{Σ} может быть распределена между колёсами в общем случае произвольно. Однако с целью повышения сопротивляемости рабочих поверхностей заеданию и контактному разрушению рекомендуется значения этих коэффициентов выбирать по зависимостям:

$$x_1 = 0,5 \left[x_{\Sigma} - \frac{z_2 - z_1}{z_2 + z_1} y \right];$$

$$x_1 = x_{\Sigma} - x_1.$$

Если габариты зубчатой передачи не ограничиваются величиной a_{ω} , то коэффициенты коррекции назначаются из соображений повышения эксплуатационных показателей зубчатых колёс. Одним из таких показателей является отсутствие подрезания и заострения зубьев.

Для устранения подрезания зубьев при изготовлении колёс режущий инструмент сдвигают на величину $+xm$, где $x \geq x_{\text{н}} = (h_e^* - h_a^*) - 0,5z \sin \alpha$; z – число зубьев исправляемого колеса.

При большом положительном сдвиге режущего инструмента возможно пересечение эвольвент, образующих рабочие профили. Это явление называется заострением зуба (рис. 7). Для стандартного исходного контура предельное значение коэффициента смещения, превышение которого при изготовлении приводит к заострению зубьев, определяется из зависимости: $x_3 = 0,5z$.

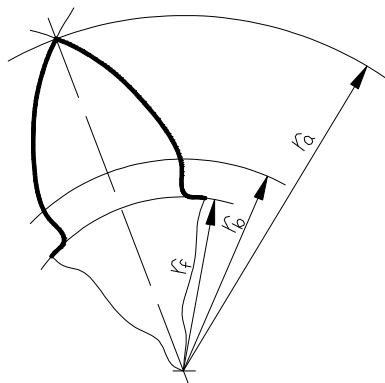


Рис. 7

Для любого исходного контура может быть применена зависимость:

$$x_{II} = \frac{2z(\operatorname{inv}\alpha_a - \operatorname{inv}\alpha) - \pi}{4\operatorname{tg}\alpha},$$

где $\alpha_a = \arccos \frac{r_b}{r_a}$.

Таким образом, назначаемые коэффициенты смещения должны выбираться из диапазона значений $x_{II} < x < x_3$.

Существуют несколько систем коррекции, обеспечивающих определенные свойства зацепления, а именно: отсутствие подрезания зубьев, обеспечение заданного межцентрового расстояния, повышенной контактной прочности зубьев и повышенной износостойкости. При инженерных расчетах можно воспользоваться рекомендациями табл. 2 и 3.

2. Свободный выбор межосевого расстояния

Условия	Коэффициенты смещения	
	x_1	x_2
$z_{1,2} \geq 30$	0	0
$14 \leq z_1 \leq 20 ; U > 3,5$	0,3	-0,3
$10 \leq z_{1,2} < 30$	0,5	0,5
$10 \leq z_1 < 30 ; z_2 \geq 30$	0,5	0

3. Вписывание в заданное межосевое расстояние

Условия	Коэффициенты смещения		
	x_1	x_2	x_Σ
$x_\Sigma \geq x_{\min} ; z_2 \geq z_{\min}$	$x_1 = x_\Sigma$	0	$0 < x_\Sigma < 0,5$
$z_1 > 10 ; x_2 \geq x_{2\min}$	0,5	$x_2 = x_\Sigma - 0,5$	$0,5 < x_\Sigma$

ПОРЯДОК ПОСТРОЕНИЯ ЗУБЧАТОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ

По вычисленным параметрам проектируемая зубчатая передача строится следующим образом:

1. Провести осевую линию и на ней выбрать центры колес O_1 и O_2 , полюс зацепления P (точка касания начальных окружностей), т.е.

$$O_1P + O_2P = a_{\omega} = r_{\omega 1} + r_{\omega 2},$$

где a_{ω} – межосевое расстояние; $r_{\omega 1}$; $r_{\omega 2}$ – соответственно радиус начальной окружности шестерни и колеса (рис. 8).

2. Провести делительные и основные окружности радиусами $r_{1,2}$ и $r_{b1,2}$

3. Построить теоретическую линию зацепления как касательную к основным окружностям, проходящую через полюс зацепления $P-AB$.

4. Построить эвольвенты зубьев 1-го и 2-го колёс.

Построение эвольвенты 1-го колеса:

– на основной окружности от точки A провести дугу $\cup AP'$, равную длине отрезка AP ;

– разделить прямую AP и дугу $\cup AP'$ на четыре равные части. На прямой получаются точки $P, 1, 2, 3, 4$, а на дуге – точки $P', 1', 2', 3'$. При этом $1P = \cup 1'P'$; $2P = \cup 2'P'$ и т.д.;

– такие же отрезки деления откладываются по другую сторону от точки A . На прямой отмечаются точки $5, 6, 7, 8...$, на дуге – точки $5', 6', 7', 8'...$;

– к радиусам O_1-1' , O_1-2' и т.д. в сторону полюса восстановить перпендикуляры, на которых отложить отрезки $1'1'' = 1P$, $2'2'' = 2P$ и т.д.

– точки $P', 1'', 2'', 3'', 4'', 5'', 6'', 7'', 8''$ соединяем лекальной кривой. Построенную эвольвенту ограничиваем по высоте зуба в точке пересечения эвольвенты с окружностью вершин зубьев (r_{a1});

– выделить практическую часть линии зацепления ab (пересечение окружностей вершин с теоретической линией зацепления).

Аналогично строится эвольвента зубьев 2-го колеса.



Рис. 8

5. Построить ножку зуба. Профиль ножки зуба колеса состоит из эвольвентной части и переходной кривой (галтели), которая соединяет эвольвентную часть с окружностью впадин. На практике пользуются упрощённым методом построения, для чего:

- проводим окружности впадин для 1-го и 2-го колёс соответствующими радиусами r_{f1} и r_{f2} ;
- от точек пересечения эвольвенты с основными окружностями в направлении O_1 и O_2 проводим радиальные прямые;
- строим сопряжение этих радиальных прямых с окружностями впадин радиусом $r = 0,2m$.

6. Построить полный зуб, для чего:

- по дуге делительной окружности (от точки пересечения эвольвенты с делительной окружностью) отложить толщину зуба, определяемую по формуле: $S_{1,2} = \frac{\pi m}{2} \pm 2x_{1,2}m \operatorname{tg} \alpha$; и толщину впадины, определяемую по формуле: $e_{1,2} = \frac{\pi m}{2} - S_{1,2}$;
- провести оси симметрии зубьев и построить полные зубья (с левым и правым профилями) первого и второго зубчатых колёс, используя шаблон.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КАЧЕСТВЕННЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ЗУБЧАТОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ

1. Коэффициент перекрытия определяется по формуле:

$$\varepsilon = \frac{ab}{p_b},$$

где ab – активная часть линии зацепления (определяется графически); $p_b = \pi m \cos \alpha$ – шаг по основной окружности; $\alpha = 20^\circ$.

Коэффициент перекрытия определяет количество пар зубьев, находящихся одновременно в зацеплении. Для плавной и безударной работы зубчатой пары должно быть выполнено условие непрерывности смены зубчатых профилей, т.е. вторая пара зубчатых профилей должна войти в зацепление раньше, чем первая пара выйдет из зацепления. При проектировании зацепления коэффициент перекрытия берут равным не менее 1,1. Если, например, $\epsilon = 1,3$, т.е. $1 < \epsilon < 2$, в зацеплении находятся попеременно одна или две пары профилей. При помощи коэффициента перекрытия можно определить тот участок активной части линии зацепления, на котором производится зацепление одной пары зубьев, а также зацепление двух пар профилей. Для этого откладываем от крайних точек a и b активной части линии зацепления отрезки al , bk , равные длине основного шага (p_b). Получаем участки ab , lb и la (рис. 9).

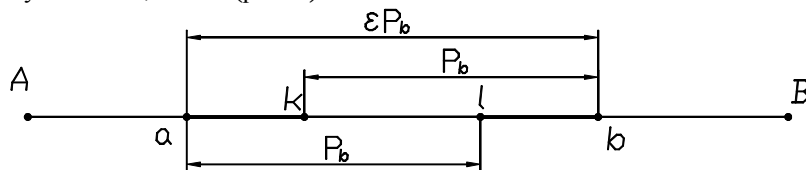


Рис. 9

Так как $ab = \epsilon p_b$, то будем иметь:

$$ak = lb = \epsilon p_b - p_b = (\epsilon - 1)p_b; \quad kl = (2 - \epsilon)p_b.$$

На участках ak и lb происходит одновременное зацепление двух пар профилей.

2. Коэффициент относительного скольжения зубьев.

Профили, находящиеся во взаимном зацеплении, называются сопряжёнными (рис. 8). Пусть эти профили касаются в точке c , лежащей на образующей прямой AB . Выберем на этих профилях точки m_1 , m_2 , лежащие на начальных окружностях. Отрезок cm_1 профиля 1 и отрезок cm_2 профиля 2 не равны между собой. В процессе зацепления профилей наблюдается не только качение, но и скольжение профиля по профилю. В самом деле, при движении точек m_1 и m_2 к полюсу они проходят равные пути m_1P и m_2P . Одновременно с этим дуга cm_2 перемещается по дуге cm_1 . Так как эти дуги не равны, то качение профилей сопровождается скольжением. Скольжение профилей влияет на износ зубьев, уменьшая тем самым и износостойкость зубчатых передач. Для оценки взаимного скольжения профилей зубьев пользуются коэффициентом скольжения, величину которого можно рассчитать по аналитическим зависимостям:

$$\lambda_{12} = \frac{v_1 t - v_2 t}{v_1 t} = 1 - \frac{v_2 t}{v_1 t} = 1 - \frac{\omega_2 \rho_2}{\omega_1 \rho_1} = 1 - U_{21} \frac{\rho_2}{\rho_1};$$

$$U_{21} = \frac{\omega_2}{\omega_1} \quad \text{или} \quad \lambda_{12} = 1 + U_{12} - N_1 N_2;$$

$$\lambda_{21} = \frac{v_2 t - v_1 t}{v_2 t} = 1 - \frac{v_1 t}{v_2 t} = 1 - \frac{\omega_1 \rho_1}{\omega_2 \rho_2} = 1 - U_{12} \frac{\rho_1}{\rho_2},$$

где $\rho_1 + \rho_2 = AB$ – теоретическая линия зацепления; ρ_1 , ρ_2 – радиусы кривизны сопряженных профилей; λ – коэффициент относительного скольжения, изменяется в пределах от +1 (на головке зуба) до $-\infty$ (на ножке зуба), (рис 8); U – передаточные функции.

В полюсе P $\frac{\rho_1}{\rho_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2}$, тогда $\lambda = 1 - \frac{\omega_2 \omega_1}{\omega_1 \omega_2} = 0$.

3. Коэффициент удельного давления.

Взаимодействие двух прямых зубьев, передающих нагрузку, сопровождается смятием поверхностей этих зубьев в зоне касания. Если эвольвентные поверхности зубьев условно принять за поверхности круглых цилиндров, радиусы которых равны радиусам кривизны эвольвентных поверхностей в точке их касания, то для определения возникающего при этом наибольшего, удельного давления (напряжения смятия) можно будет условно использовать известную формулу Герца:

$$\sigma_{см} = 0,418 \sqrt{\frac{P_n E_{np}}{b \rho_{np}}},$$

где P_n – равнодействующая распределенной нагрузки по контактной линии, направленная по линии зацепления, Н;

$E_{np} = \frac{2E_1 E_2}{E_1 + E_2}$ – приведенный модуль упругости, кг/мм²; E_1 , E_2 – модули упругости материалов колёс, кг/мм²; $\frac{1}{\rho_{np}} = \frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2}$ –

приведенная кривизна в 1/мм (знак "минус" для внутреннего зацепления); ρ_1, ρ_2 – радиусы кривизны эвольвентных профилей колёс в точке касания, мм; b – ширина обода колеса, мм.

Чтобы охарактеризовать влияние геометрической формы зуба на удельное давление $\sigma_{\text{см}}$, независимо от величины модуля, установим понятие о коэффициенте удельного давления как об отношении модуля к приведённому радиусу кривизны, обозначив величину его буквой q . Поэтому

$$\sigma_{\text{см}} = 0,418 \sqrt{\frac{P_n E_{\text{пр}}}{bm}} \sqrt{q}.$$

В этой формуле только второй корень множителя зависит от формы зубьев. Коэффициент q характеризует взаимодействие двух зубьев у колёс передачи одновременно. В общем виде будем иметь:

$$q = \frac{m}{\rho_{\text{пр}}},$$

где $\rho_{\text{пр}} = \frac{\rho_1 \rho_2}{\rho_1 + \rho_2};$

Тогда

$$q = \frac{m(\rho_1 + \rho_2)}{\rho_1 \rho_2} = \frac{me}{\rho_1(e - \rho_1)},$$

где ρ_1 и ρ_2 – радиусы кривизны профилей зубьев в точке зацепления.

На рисунке 8 представлена диаграмма изменения коэффициента q в зависимости от радиуса кривизны ρ . Из рисунка видно, что $\rho_1 + \rho_2 = AB = e$. В зоне однопарного зацепления значение коэффициента удельного давления удваивается. В середине теоретической линии зацепления коэффициент q имеет минимальное значение

$$q_{\min} = \frac{8}{z_{\Sigma} \operatorname{tg} \alpha_{\omega} \cos \alpha}.$$

При расчёте зубьев на прочность большое значение имеет коэффициент q_P в полюсе зацепления

$$q_P = \frac{2z_{\Sigma}}{z_1 z_2 \operatorname{tg} \alpha_{\omega} \cos \alpha},$$

где $z_{\Sigma} = z_1 + z_2$.

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ПЛАНЕТАРНЫХ ЗУБЧАТЫХ МЕХАНИЗМОВ С ЦИЛИНДРИЧЕСКИМИ КОЛЁСАМИ

Планетарные механизмы проектируются соосными и многосателлитными, что обеспечивает разгрузку центральных валов механизма от усилий. Такие конструкции компактны, удобны в сборке, бесшумны и надёжны в работе. Основное преимущество планетарных механизмов по сравнению с механизмами, имеющими неподвижные оси колёс, заключается в том, что они позволяют осуществить больше передаточные отношения при меньших габаритах и обладают достаточно высоким коэффициентом полезного действия. Конструкции планетарных механизмов многовариантны, однако их можно привести к четырём основным типам (рис. 10):

- тип I (рис. 10, а) редуктор Джеймса – планетарная однорядная передача с одновенцовым сателлитом, с одним внешним и одним внутренним зацеплением. Передаточное отношение находится в диапазоне $U_{1H} = 3 \div 10$, и оно всегда положительно;
- тип II (рис. 10, б) планетарная двухрядная передача со сдвоенными сателлитами, одним внешним и одним внутренним зацеплением. Передаточное отношение находится в диапазоне $U_{1H} = 7 \div 25$, и оно всегда положительно;

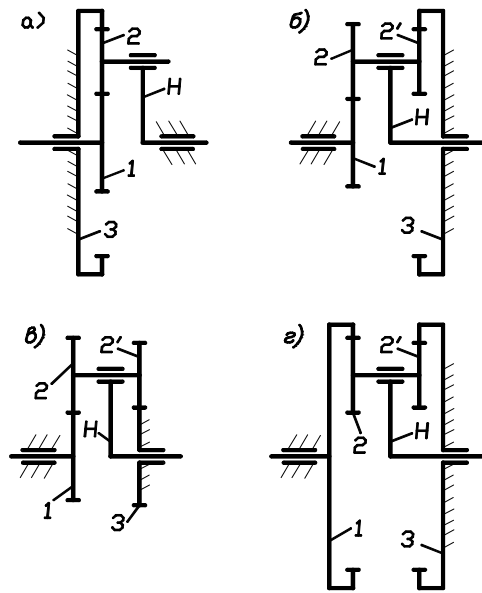


Рис. 10

- тип III (рис. 10, в) редуктор Давида – планетарная передача со сдвоенными сателлитами и двумя внешними зацеплениями;
- тип (рис. 10, г) редуктор Давида – планетарная передача со сдвоенными сателлитами и двумя внутренними зацеплениями.

Знак передаточного отношения редукторов типа III и IV может быть как положительным, так и отрицательным, в зависимости от отношения чисел зубьев колёс. Если $\frac{z_2 z_3}{z_1 z_2'} \rightarrow 1$, то $U_{1H} \rightarrow 0$, а $U_{H1} \rightarrow \infty$. Эти редукторы используются в диапазоне $U_{1H} = 100 \div 5000$ в несиловых передачах, так как КПД их очень низкий (около 10 %).

Передаточное отношение планетарных механизмов определяется аналитическим и графическим методами.

Аналитический метод состоит в том, что механизму мысленно сообщается дополнительное вращение с угловой скоростью, равной по величине угловой скорости водила, но противоположное ей по направлению $\omega = -\omega_H$. При этом водило останавливается и механизм превращается в простую многоступенчатую передачу, называемую обращённым механизмом. Передаточное отношение обращённого механизма определяется обычными методами. Выражение для определения передаточного отношения планетарного механизма называется формулой Виллиса

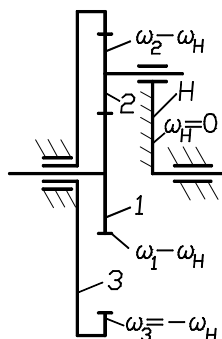
$$U_{1H} = 1 - U_{13}^H,$$

где U_{1H} – передаточное отношение планетарного механизма от солнечного колеса к водилу; U_{13}^H – передаточное отношение обращённого механизма (рис. 11).

$$U_{13}^H = -\frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_3}{z_2'} = -\frac{z_3}{z_1}.$$

Следовательно, для редуктора Джеймса

$$U_{1H} = 1 - \left(-\frac{z_3}{z_1} \right) = 1 + \frac{z_3}{z_1}.$$



. 11

Формула Виллиса справедлива, если ведущим является солнечное колесо. В случае с ведущим водилом передаточное отношение определяется равенством

$$U_{H1} = \frac{1}{U_{1H}}.$$

Графический метод основан на использовании планов линейных и угловых скоростей планетарного механизма. Для их построения пользуются следующими положениями теоретической механики:

- вращающееся тело имеет мгновенный центр скоростей, в котором линейная скорость равна нулю;
- если цилиндр перекачивается без скольжения по неподвижной поверхности, то линейная скорость точки касания равна нулю;
- при отсутствии скольжения точки касания двух тел имеют одинаковые линейные скорости;
- угловые скорости пропорциональны тангенсам углов наклона линий распределения линейных скоростей к линии радиусов.

Построение планов линейных и угловых скоростей покажем на следующем примере (рис. 12).

Вычерчиваем план механизма в масштабе $\mu_l \left[\frac{\text{м}}{\text{мм}} \right]$. Задаемся прямоугольной системой координат xOy у которой ось Ox совпадает с центральной осью механизма. Проецируем на ось Oy характерные точки механизма A, B, C и получаем соответствующие точки a, b, c .

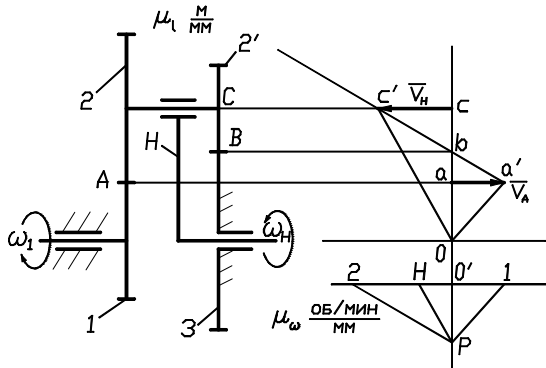


Рис. 12

Далее изображаем известную окружную скорость $\bar{V}_A$ точки A механизма вектором aa' произвольной длины. Соединяя конец этого вектора с точкой на оси вращения первого колеса O , имеющей окружную скорость $\bar{V}_O = 0$, получаем линию распределения линейных скоростей точек колеса 1.

В точке A линейные скорости звеньев 1 и 2 равны между собой. Также известно, что мгновенным центром вращения блока сателлитов является точка B . Следовательно, соединив точки a' и b , получим линию распределения линейных скоростей точек блока сателлитов.

Очевидно, что линейные скорости сателлита и водила в точке C одинаковы, т.е. вектор cc' выражает скорость точки C блока сателлитов и водила. Соединив конец этого вектора с центром вращения – точкой O , получим линию распределения линейных скоростей точек водила.

Тангенсы углов наклона линий Oa' , $a'c'$ и $c'O$ к оси Oy пропорциональны угловым скоростям соответственно колеса 1, сателлитов 2 и водила H . Для построения плана угловых скоростей проводим горизонтальную линию и на некотором расстоянии от нее выбираем полюс P . Из полюса проводим лучи, параллельные линиям Oa' , $a'c'$ и $c'O$ до пересечения с горизонтальной линией. Получим точки 1, 2 и H . Отрезки $O'1$, $O'2$, и $O'H$ пропорциональны угловым скоростям, например

$$\omega_H = O'H\mu_\omega,$$

где $\mu_\omega = \frac{\omega_1}{O'1} \left[\frac{1}{\text{с} \cdot \text{мм}} \right]$ – масштабный коэффициент плана угловых скоростей.

Передаточное отношение от солнечного колеса к водилу определится как

$$U_{1H}^3 = -\frac{O'1}{O'H}.$$

Передаточное отношение имеет знак минус, так как отрезки расположились по разные стороны от O' . Из плана угловых скоростей видно, что сателлиты и водило вращаются в одну сторону, а солнечное колесо в другую.

При проектировании планетарных механизмов считают передаточное отношение заданным. Все колёса имеют одинаковый модуль m . В этом случае проектирование сводится к подбору чисел зубьев колёс и количества сателлитов. При решении этой задачи требуется учитывать следующие условия:

- условие соосности, входного и выходного валов механизма, т.е. межосевое расстояние первой передачи должно быть равно межосевому расстоянию второй передачи $a_{\omega 1} = a_{\omega 2}$;

- условие совместности, или соседства, которое учитывает возможность свободного размещения сателлитов без соприкосновения их друг с другом. Это условие будет выполнено, если расстояние между осями сателлитов будет больше диаметра окружности вершин сателлитов, т.е. $AB > 2r_{a2}$.

- условие сборки с симметрией зон зацепления, т.е. условие размещения сателлитов с равными углами γ между их осями (рис. 13)

$\gamma = \frac{360^\circ}{p}$, где p – число сателлитов.

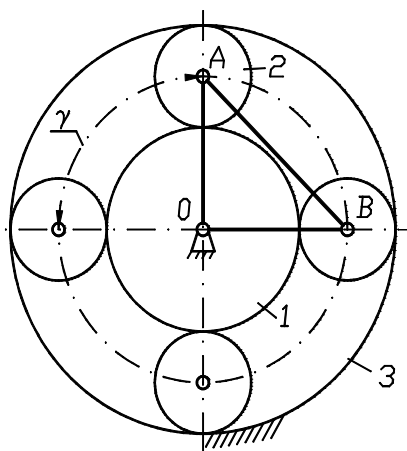


Рис. 13

Указанные условия для основных типов планетарных механизмов приведены в табл. 4.

4. Указанные условия для основных типов планетарных механизмов

Тип редуктора	I	II	III	IV
Условие соосности	$z_1 + 2z_2 = z_3$	$z_1 + z_2 + z_{2'} = z_3$	$z_1 + z_2 = z_{2'} + z_3$	$z_1 - z_2 = z_3 - z_{2'}$
Условие соседства	$(z_1 + z_2) \sin \frac{\pi}{p} > z_2 + 2$	при $U_{1H} > 4$ $(z_1 + z_2) \sin \frac{\pi}{p'} > z_{2'} + 2$; при $U_{1H} < 4$ $(z_3 - z_{2'}) \sin \frac{\pi}{p'} > z_{2'} + 2$;	$(z_1 + z_2) \sin \frac{\pi}{p} > z_2 + 2$ или $(z_3 + z_{2'}) \sin \frac{\pi}{p} > z_2 + 2$ рас- считывается для пары ко- лѐс, у которой меньше радиус центрального колеса	Почти всегда один блок сателлитов
Условие сборки	$z_1 + z_3 = kp$	$U_{1H} \frac{z_1 z_{2'}}{D} = kp'$	$U_{1H} \frac{z_1 z_{2'}}{D} = kp'$	–

Примечание: в формулах p – число сателлитов; p' – число пар сателлитов (число блоков); D – наибольший общий делитель чисел зубьев z_1 и z_2 ; k – целое число.

При подборе чисел зубьев колѐс планетарного редуктора для получения однозначного решения пользуются следующими условиями:

– зубчатые колѐса должны образовывать неисправленное (нормальное) зацепление;

- угол зацепления $\alpha = 20^\circ$, высота головок зубьев $h_f = m$;
- условие отсутствия заклинивания зацепления, которое заключается в том, что число зубьев на меньшем колесе не должно быть меньше, чем для внешнего зацепления

$$z_{1\min} = 2 \frac{\sqrt{U_{12}^2 + (2i_{12} + 1)\sin^2 \alpha} + U_{12}}{(2U_{12} + 1)\sin^2 \alpha},$$

для внутреннего зацепления

$$z_{2\min} = 2 \frac{\sqrt{U_{23}^2 - (2i_{23} - 1)\sin^2 \alpha} + U_{23}}{(2U_{23} - 1)\sin^2 \alpha}.$$

В этих формулах передаточное отношение берётся по модулю и предполагается равным единице или больше единицы. Подбор чисел зубьев колёс и числа сателлитов проводится в следующей последовательности:

- из условия соосности и формулы для передаточного отношения выразить передаточные отношения U_{12}^H и U_{23}^H ;
- определить минимальные числа зубьев колёс из условия отсутствия заклинивания передачи;
- вычислить числа зубьев всех колёс;
- проверить условие соосности;
- на основе рекомендаций табл. 5 выбрать число сателлитов в зависимости от передаточного отношения планетарного редуктора;

Таблица 5

Передаточное отношение	15	7	5	4	3,5	3,3
Максимальное число сателлитов, p	3	4	5	6	7	8

- проверить условие соседства;
- проверить условие сборки.

При невыполнении условия сборки или соседства уменьшают число сателлитов на единицу.

ПРИМЕР ПОДБОРА ЧИСЕЛ ЗУБЬЕВ ПЛАНЕТАРНЫХ ПЕРЕДАЧ

Спроектировать одноступенчатый однорядный редуктор типа Джеймса с передаточным отношением $U_{1H}^3 = 6$.

1. Определяем передаточное отношение U_{13}^H от колеса 1 к колесу 3 при остановленном водиле H , используя формулу Виллиса

$$U_{13}^H = 1 - U_{1H}^3 = 1 - 6 = -5 = |5|.$$

2. Определяем передаточное отношение U_{12}^H от колеса 1 к колесу 2 при остановленном водиле H . Учитывая, что $z_3 = z_1 U_{13}^H$ и условие соосности $z_1 + 2z_2 = z_3$, получим

$$z_1 + 2z_2 = z_1 U_{13}^H,$$

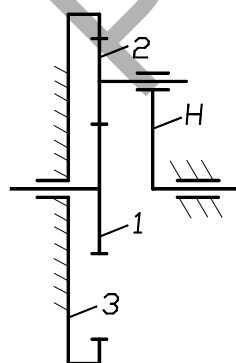
откуда

$$U_{12}^H = \frac{z_2}{z_1} = \frac{U_{13}^H - 1}{2} = \frac{5 - 1}{2} = 2.$$

3. Определяем передаточное отношение U_{23}^H от колеса 2 к колесу 3 при остановленном водиле H . Так как $z_1 = \frac{z_2}{U_{12}^H}$, то из условия соосности получим $\frac{z_2}{U_{12}^H} + 2z_2 = z_3$, откуда

$$U_{23}^H = \frac{z_3}{z_2} = \frac{1 + 2U_{12}^H}{U_{12}^H} = \frac{1 + 2 \cdot 2}{2} = 2,5.$$

4. Находим наименьшие допустимые числа зубьев на:
– колесе 1:



$$z_{1\min} = 2 \frac{\sqrt{U_{12}^2 + (2U_{12} + 1)\sin^2 \alpha} + U_{12}}{(2U_{12} + 1)\sin^2 \alpha} = 2 \frac{\sqrt{2^2 + (2 \cdot 2 + 1)0,117} + 2}{(2 \cdot 2 + 1)0,117} = 14,2,$$

т.е. должно быть $z_1 \geq 15$;
– колесе 2.

$$z_{2\min} = 2 \frac{\sqrt{U_{23}^2 - (2U_{23} - 1)\sin^2 \alpha} + U_{23}}{(2U_{23} - 1)\sin^2 \alpha} = 2 \frac{\sqrt{2,5^2 - (2 \cdot 2,5 - 1)0,117} + 2,5}{(2 \cdot 2,5 - 1)0,117} = 20,9,$$

т.е. должно быть $z_1 \geq 21$;

5. Производим подбор чисел зубьев на колёсах. Так как зацепление колёс должно быть неисправленным, принимаем $z_1 = 17$, тогда

$$z_2 = z_1 U_{12}^H = 17 \cdot 2 = 34, \quad z_3 = z_2 U_{23}^H = 34 \cdot 2,5 = 85.$$

6. Проверяем условие соосности: $z_3 = z_1 + 2z_2 = 17 + 2 \cdot 34 = 85$, т.е. условие выполняется.

7. По табл. 5 ориентировочно задаёмся числом сателлитов $p = 4$. Проверяем условие соседства:

$$\sin \frac{180}{p} > \frac{z_2 + 2}{z_1 + z_2}; \quad \sin \frac{180}{4} > \frac{34 + 2}{17 + 34}; \quad 0,707 > 0,706, \text{ т.е. условие выполняется.}$$

8. Проверяем условие сборки: $z_1 + z_3 = kp$.

$\frac{17 + 85}{4} = 25,5$ так как k должно быть целым числом, то принятое количество сателлитов $p = 4$ не подходит. Принимаем $p = 3$, тогда

$$\frac{17 + 85}{3} = 34, \text{ т.е. условие выполняется.}$$

СПИСОК РЕКОМЕНДУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Артоболевский, И.И. Теория механизмов и машин / И.И. Артоболевский. – М. : Наука, 1975. – С. 640.
2. Курсовое проектирование по теории механизмов и машин / А.С. Коренько и др. – Киев : Вища школа. – 1970. – С. 330.
3. Попов, С.А. Курсовое проектирование по теории механизмов и механике машин / С.А. Попов. – М., 1936. – С. 295.
4. Теория механизмов / под ред. В.А. Гавриленко. – М., 1973. – С. 510.
5. Зубчатые передачи : справочник / под общ. ред. Е.Г. Гинзбурга. – Л., 1980. – С. 415.
6. Справочник по корригированию зубчатых колёс / Т.П. Болотовская и др. – М., 1962. – С. 216.
7. Волков, Д.П. Планетарные, волновые и комбинированные передачи строительных и дорожных машин / Д.П. Волков, А.Ф. Крайнев. – М., 1968. – С. 272.
8. Кудрявцев, В.Н. Планетарные передачи / В.Н. Кудрявцев. – М.-Л., 1960. – С. 308.

ТММ

СИНТЕЗ И КИНЕМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ РЫЧАЖНЫХ МЕХАНИЗМОВ



Тамбов
♦ Издательство ГОУ ВПО ТГТУ ♦
2010

Министерство образования и науки Российской Федерации
Государственное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
«Тамбовский государственный технический университет»

ТММ. СИНТЕЗ И КИНЕМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ РЫЧАЖНЫХ МЕХАНИЗМОВ

Методические указания
для студентов дневного и заочного отделений
специальностей 240801, 260601, 280102, 190601,
110301, 151001, 10304, 150400
к выполнению расчётно-графической работы
по дисциплине «Теория механизмов и машин»



УДК 621.01(076)
ББК К445.51я73-5
Г161

Рекомендовано Редакционно-издательским советом университета

Рецензент

Заведующий кафедрой «Прикладная механика и сопротивление материалов», доктор технических наук, профессор ГОУ ВПО ТГТУ
В.Ф. Першин

Составитель

П.А. Галкин

Г161 ТММ. Синтез и кинематический анализ рычажных механизмов : метод. указания / сост. П.А. Галкин. – Тамбов : Изд-во ГОУ ВПО ТГТУ, 2010. – 32 с. – 100 экз.

Приведены основные теоретические положения синтеза рычажных механизмов по заданным условиям, а также методы их кинематического анализа. Дана последовательность выполнения расчётно-графической работы с необходимыми пояснениями.

Предназначены для студентов дневного и заочного отделений специальностей 240801, 260601, 280102, 190601, 110301, 151001, 110304, 150400.

УДК 621.01(076)
ББК К445.51я73-5

© Государственное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
«Тамбовский государственный технический
университет» (ГОУ ВПО ТГТУ), 2010

Учебное издание

**ТММ. СИНТЕЗ И
КИНЕМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ
РЫЧАЖНЫХ МЕХАНИЗМОВ**

Методические указания

Составитель

ГАЛКИН Павел Александрович

Редактор Л.В. Комбарова

Инженер по компьютерному макетированию И.В. Евсеева

Подписано в печать 27.05.2010

Формат 60×84/16. 1,86 усл. печ. л. Тираж 100 экз. Заказ № 316

Издательско-полиграфический центр ГОУ ВПО ТГТУ
392000, Тамбов, Советская, 106, к. 14

ВВЕДЕНИЕ

Данные методические указания рекомендуются для студентов при выполнении расчётно-графической работы (РГР) по теории механизмов и машин в соответствии с программой стандарта специалистов (240801, 260601, 280102, 190601, 110301, 151001, 110304, 150400). Выполнение РГР предусмотрено в рамках самостоятельной работы студентов по дисциплине и направлено на практическое освоение методов исследования и проектирования схем механизмов, необходимых для создания машин, приборов, автоматических устройств и комплексов, развитие творческой деятельности студентов.

В методических указаниях приведены основные теоретические положения синтеза рычажных механизмов по заданным условиям, а также методы их кинематического анализа с помощью кинематических диаграмм и планов скоростей и ускорений на примере шарнирного четырёхзвенника и дезаксиального кривошипно-ползунного механизма. Также дана последовательность выполнения расчётно-графической работы с необходимыми пояснениями.

Работа оформляется в соответствии с СТП ТГТУ 07–97 на стандартных листах бумаги формата А4 (210×297), пронумерованных и сшитых в тетрадь с плотной обложкой. Графическая часть оформляется на листе бумаги формата А2 (420×594) и включает в себя графические построения для синтеза механизма в соответствии с заданием, кинематические диаграммы движения выходного звена механизма, планы скоростей и ускорений для заданного положения механизма.

1. КИНЕМАТИЧЕСКИЙ СИНТЕЗ РЫЧАЖНЫХ МЕХАНИЗМОВ

1.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

К рычажным относятся механизмы, в состав которых входят только низшие кинематические пары, к достоинствам которых относится небольшой износ соприкасающихся поверхностей, долговечность и надёжность в работе. Эти механизмы могут передавать значительные усилия и мощности, и обладают достаточно высоким КПД. Однако рычажные механизмы, в отличие от кулачковых, воспроизводят только некоторые функции положения и не могут обеспечить любое наперёд заданное движение ведомого звена.

Проектирование механизмов представляет собой сложную комплексную проблему, решение которой разбивается на несколько этапов. Первым этапом является выбор кинематической схемы механизма, которая бы обеспечивала реализацию выбранного закона движения. Ко второму этапу относится разработка конструкторских форм механизма, обеспечивающих его прочность и долговечность. Третьим этапом проектирования является разработка технологических и технико-экономических показателей механизма.

В теории механизмов рассматриваются и решаются задачи первого этапа проектирования, называемого *синтезом механизма*, в рамках которого разрабатывается кинематическая схема механизма по исходным данным. Различают два этапа синтеза механизма:

1. *Структурный синтез*, в ходе которого устанавливается структурная схема механизма по справочным материалам или на основе анализа видов движения, которые должны быть реализованы. При этом из нескольких возможных структурных схем следует выбрать наиболее простую.

2. Определение постоянных параметров выбранной схемы механизма с учётом заданных свойств. Этот этап начинается с *кинематического синтеза*, под которым понимается определение постоянных параметров кинематической схемы механизма по заданным его кинематическим свойствам. Если требуется учесть и динамические свойства механизма, то решается задача *динамического синтеза*, под которым понимается проектирование кинематической схемы механизма с определением параметров, характеризующих распределение масс звеньев.

Под *параметрами синтеза* понимаются независимые между собой параметры, определяющие схему механизма. К ним относятся длины звеньев, положения точек, описывающих заданные траектории или имеющие заданные значения скоростей и ускорений, массы звеньев, моменты инерции и т.п. Часть этих параметров может быть задана (входные параметры), другие определяются в процессе синтеза (выходные параметры).

При синтезе механизма требуется учитывать многие условия, связанные с его назначением, эксплуатацией, технологией изготовления и т.п. Из этих условий выбирают одно *основное* (например, получение заданной траектории или угла размаха). Все остальные условия являются *дополнительными* (например, ограничения длин звеньев или углов давления, минимальные габариты и т.п.). Основное условие выражается в виде функции, называемой *целевой*. Дополнительные условия (ограничения) выражаются в виде неравенств, устанавливающих допустимые области существования параметров синтеза.

В данной работе рассматривается реализация кинематического синтеза на примере таких элементарных механизмов как шарнирный четырёхзвенник и кривошипно-ползунный механизм, которые являются основой многих простейших четырёх- и шестизвенных механизмов.

1.2. СВОЙСТВА ШАРНИРНОГО ЧЕТЫРЁХЗВЕННИКА

В зависимости от видов движений звеньев различают три разновидности этого механизма: двухкривошипный, в котором ведущее и ведомое звенья совершают полный оборот; кривошипно-коромысловый, где одно звено непрерывно вращается, а другое совершает возвратно-вращательное движение, и двухкоромысловый с возвратно-вращательным движением обоих звеньев.

Двухкривошипный механизм (рис. 1, а) применяется для передачи вращения с одного вала А на другой D. При равномерном вращении ведущего звена 1 ведомое 3 будет вращаться неравномерно, т.е. двухкривошипные механизмы имеют переменное передаточное отношение, среднее значение которого всегда равно единице.

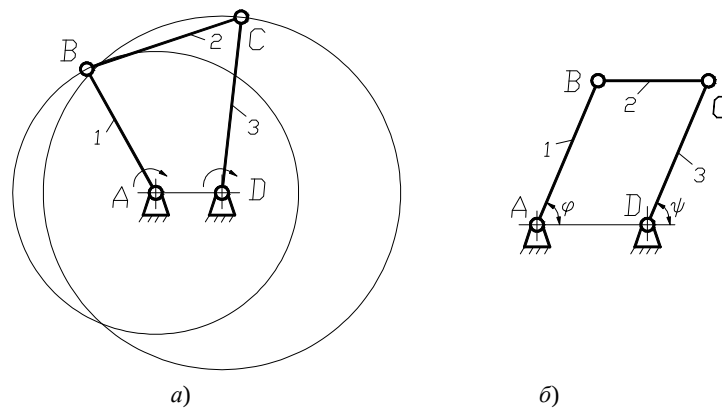


Рис. 1

Частным случаем является механизм шарнирного параллелограмма (рис. 1, б), у которого $AB = CD$ и $BC = AD$, углы поворота ведомого ψ и ведущего φ звеньев будут равны в любом положении, т.е. звенья 1 и 3 вращаются с одинаковой скоростью и передаточное отношение U_{13} постоянно и равно единице.

Шарнирный четырёхзвенник будет двухкривошипным, если межцентровое расстояние AD будет меньше длины любого подвижного звена, а сумма межцентрального расстояния и длины наибольшего из подвижных звеньев будет меньше суммы длин двух других звеньев.

Кривошипно-коромысловый механизм (рис. 2) применяется для преобразования непрерывного вращения ведущего звена – кривошипа 1 в возвратно-вращательное движение ведомого звена – коромысла 3 и наоборот. Крайние положения механизма наступают, когда кривошип AB и шатун BC располагаются на одной прямой.

Перемещение коромысла из одного крайнего положения $C_H D$ в другое $C_K D$ происходит при повороте кривошипа на угол φ_{px} , а обратный ход коромысла – во время поворота кривошипа на угол φ_{xx} . Углы φ_{px} и φ_{xx} называют фазовыми углами соответственно прямого (рабочего) и обратного (холостого) ходов.

Так как $\varphi_{px} > \varphi_{xx}$ на величину 2θ , то при равномерном вращении кривошипа скорость выходного звена на рабочем ходу будет меньше чем на холостом. Направление вращения кривошипа следует выбирать так, чтобы из начального положения он двигался в сторону угла рабочего хода. Отношение фазовых углов называется коэффициентом изменения средней скорости выходного звена:

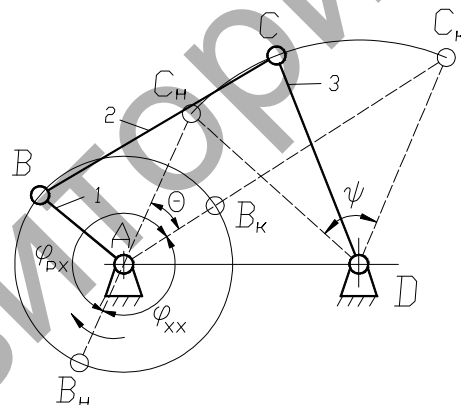


Рис. 2

$$K = \frac{\varphi_{px}}{\varphi_{xx}} = \frac{180^\circ + \theta}{180^\circ - \theta}. \quad (1)$$

Значение K может изменяться от 1 до 2. Из формулы (1) можно определить угол смещения θ :

$$\theta = 180^\circ \frac{K - 1}{K + 1}. \quad (2)$$

Условие существования кривошипа в шарнирном четырёхзвеннике выражает теорема Грасгофа, согласно которой, наименьшее звено является кривошипом, если сумма длин наименьшего и наибольшего звена меньше суммы длин двух других звеньев.

Двухкоромысловый механизм (рис. 3) применяется для передачи вращения с одного звена на другое, но с ограниченным (до 90° , реже до 120°) углом поворота каждого звена.

Передаточное отношение двухкоромысловых механизмов переменное и зависит от размеров звеньев. Оно бывает положительным (звенья вращаются в одну сторону) рис. 3, а, и отрицательным (звенья вращаются в противоположные стороны) рис. 3, б.

Шарнирные четырёхзвенники часто используют для воспроизведения определённых траекторий движения (рис. 4). Форма траектории точки M шатуна (шатунная кривая) зависит от размеров звеньев механизма и координат точки M . Путём

их подбора можно получить шатунную кривую, которая будет отличаться от заданной не более чем на допустимое отклонение Δ . Если заданная кривая является дугой окружности, то механизм называется – круговой направляющий, если прямой, то прямолинейно-направляющий (прямо).

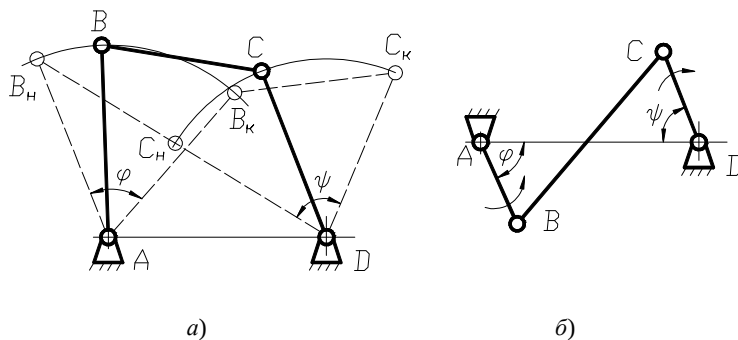


Рис. 3

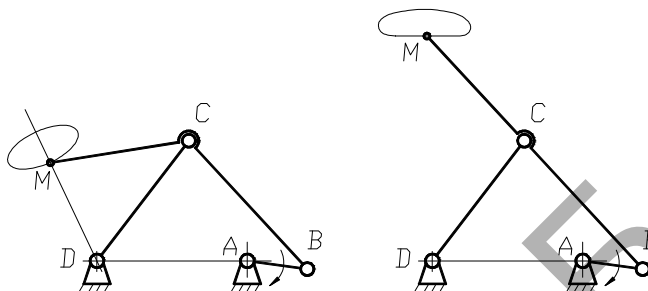


Рис. 4

1.3. СВОЙСТВА КРИВОШИПНО-ПОЛЗУННОГО МЕХАНИЗМА

Кривошипно-ползунный механизм (рис. 5) применяется для преобразования вращательного движения кривошипа в возвратно-поступательное движение ползуна и наоборот. Смещение центра вращения кривошипа A относительно оси ползуна называется эксцентриситетом (e). При этом механизм называется дезаксиальным. Если $e = 0$, то фазовые углы $\varphi_{px} = \varphi_{xx} = 0$ и механизм называется аксиальным. Крайние положения данного механизма определяются аналогично кривошипно-коромысловому механизму.

В дезаксиальном кривошипно-ползунном механизме фазовые углы φ_{px} и φ_{xx} отличаются от 180° , но практически не более чем на 30° , т.е. значение коэффициента K не более 1,5.

В общем случае для кривошипно-ползунного механизма ход ползуна:

$$S = \sqrt{(l+r)^2 - e^2} - \sqrt{(l-r)^2 - e^2}. \quad (3)$$

Условие проворачиваемости кривошипа выражается следующим неравенством:

$$BC > AB + e. \quad (4)$$

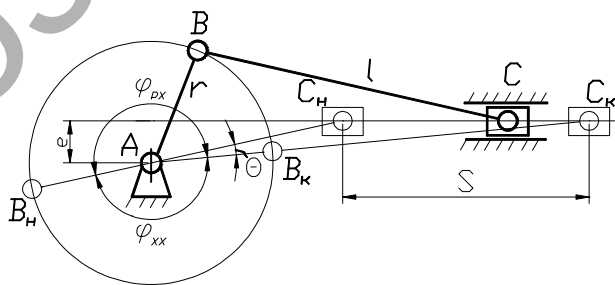


Рис. 5

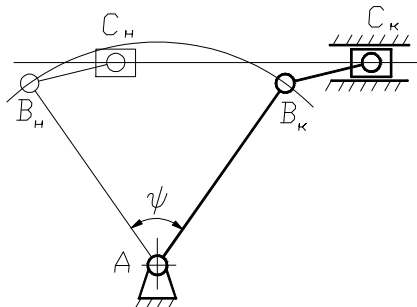


Рис. 6

Если неравенство не выполняется, то механизм будет *коромыслово-ползунным* (рис. 6). Такие механизмы применяются для преобразования вращательного движения в поступательное и, наоборот, при ограниченном движении звеньев.

1.4. УСЛОВИЯ ПЕРЕДАЧИ СИЛ В РЫЧАЖНЫХ МЕХАНИЗМАХ

При проектировании рычажных механизмов необходимо учитывать важный параметр, характеризующий условия передачи сил и работоспособность механизма – угол давления ϑ . Углом давления называют острый угол, между направлением вектора движущей силы, приложенной к ведомому звену, и вектором скорости точки её приложения.

В шарнирном четырёхзвеннике угол давления ϑ образован векторами $\vec{F}_{23}$ и $\vec{V}_C$ (рис. 7). Сила $\vec{F}_{23}$, действующая со стороны шатуна 2 на коромысло 3, направлена вдоль шатуна. Направление скорости $\vec{V}_C$ точки C коромысла перпендикулярно звену 3. Угол μ , дополняющий угол давления до 90° называется углом передачи: $\mu = 90 - \vartheta$.

В шарнирном четырёхзвеннике ϑ достигает экстремальных значений при внешнем и внутреннем положении механизма, т.е. когда кривошип AB совпадает с линией центров (рис. 7).

В кривошипно-ползунном механизме (рис. 8), при ведомом ползуне, сила $\vec{F}_{23}$ передаётся на него с углом давления ϑ_{23} . Очевидно, что максимальные значения угол давления ϑ_{23} получает в положениях, когда кривошип перпендикулярен к направлению движения ползуна (точка B в положениях B_1 и B_2).

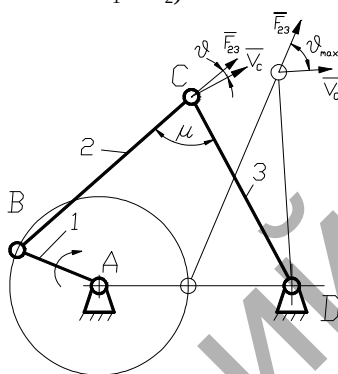


Рис. 7

С увеличением эксцентриситета e уменьшается угол давления ϑ_{23} во время рабочего хода (B в положении B_1 , $\vartheta_{23\max} = \arcsin \frac{r-e}{l}$), но при этом он возрастает на холостом ходу (B в положении B_2 , $\vartheta_{23\max} = \arcsin \frac{r+e}{l}$), что бывает целесообразно, если нагрузки рабочего интервала значительно больше, чем холостого.

Для аксиального механизма ($e = 0$) максимальное значение угла давления $\vartheta_{23\max} = \arcsin \frac{r}{l}$. Следовательно чем меньше значение $\lambda = \frac{l}{r}$, тем меньше размеры механизма (по отношению к длине кривошипа, но больше углы давления).

Если ведомым звеном будет кривошип, то сила со стороны шатуна $\vec{F}_{21}$ составит угол ϑ_{21} с вектором скорости $\vec{V}_B$. При $\vartheta = 90^\circ$ полезная составляющая силы приложенной к ведомому звену равна нулю, т.е. никакая

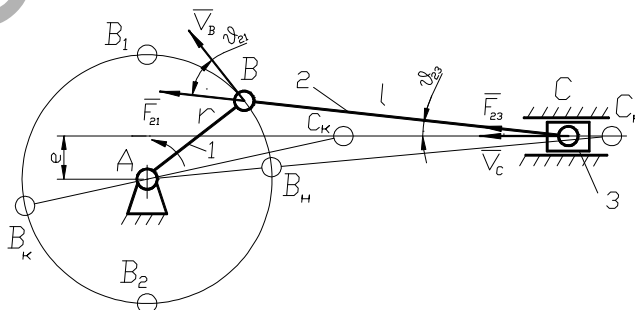


Рис. 8

сила не сможет привести его в движение. Это явление наблюдается в кривошипно-ползунном механизме с ведомым кривошипом, где угол давления ϑ_{21} два раза за цикл получает максимальное значение (точки B_n и B_k). Эти положения кривошип проходит только благодаря инерции жёстко связанных с ним вращающихся деталей.

При работе механизма угол давления не должен превышать допустимого значения $\vartheta_{\max} \leq \vartheta_{\text{доп}}$. Увеличение ϑ вызывает рост потерь на трение, снижение КПД и заклинивание механизма. При синтезе рычажных механизмов рекомендуют задавать для рабочих ходов углы давления $\vartheta \leq 30^\circ$, а для холостых ходов $\vartheta \leq 45^\circ$. Таким образом, при

проектировании механизмов угол давления является дополнительным условием синтеза (ограничением).

1.5. КИНЕМАТИЧЕСКИЙ СИНТЕЗ РЫЧАЖНЫХ МЕХАНИЗМОВ

После того как будет выбрана схема механизма, необходимо по заданным условиям определить размеры его звеньев. Эти условия очень разнообразны. Соответственно велико и число задач, связанных с проектированием механизмов, однако все их можно разделить на два типа:

1. Задача о воспроизведении заданной функции положения состоит в определении таких размеров звеньев механизма, при которых будет обеспечена заданная зависимость перемещения ведомого звена от перемещения ведущего. Задача о воспроизведении отдельных положений, скоростей и ускорений звеньев в этих положениях является частным случаем этой задачи.

2. Задача о воспроизведении заданной траектории состоит в определении параметров кинематической схемы механизма, в котором одна из точек звена, совершающего сложное движение, перемещается по заданной траектории. Например, задача синтеза направляющих механизмов.

Поскольку в любом рычажном механизме число параметров, подлежащих вычислению, ограничено, для их определения достаточно иметь конечное число уравнений, равное числу неизвестных величин. Если согласно заданным условиям число уравнений меньше числа неизвестных, то задача имеет бесчисленное множество решений, из которых желательно выбрать наилучшее (например, вариант схемы механизма с меньшими углами давления).

1.5.1. Синтез кривошипно-коромыслового механизма

Наиболее часто при проектировании таких механизмов в качестве входных параметров задаются: длина коромысла R , угол размаха коромысла ψ и коэффициент изменения средней скорости коромысла K .

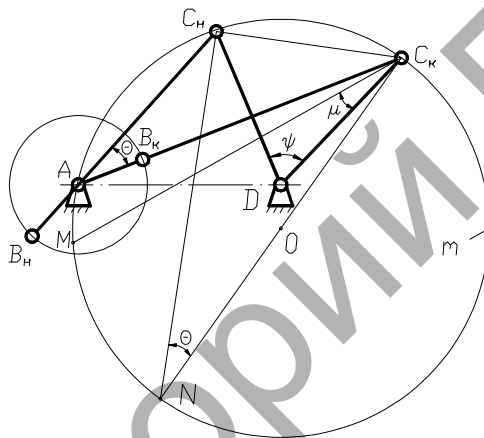


Рис. 9

На рисунке 9 отрезки DC_n и DC_k представляют собой построенные в масштабе $\mu_l, \left[\frac{\text{м}}{\text{мм}} \right]$ начальное и конечное положения коромысла. По формуле (2) определяется угол смещения θ . Проводится окружность m , которая является геометрическим местом вершин угла $\theta = \angle C_n A C_k = \angle C_n N C_k$, опирающегося на хорду $C_n C_k$.

Центр окружности O находится в середине гипотенузы $C_k N$ прямоугольного треугольника $C_k C_n N$. Центр вращения кривошипа (точка A) выбирают на окружности m так, чтобы не получить в положениях C_n и C_k недопустимо больших углов давления. Для этого из точки C_k проводят луч под углом передачи $\mu = 90 - \vartheta_{\text{доп}}$ к отрезку DC_k . Пересечение луча с окружностью m даёт положение точки M . Опору A следует располагать на дуге MC_n .

Радиус кривошипа и длина шатуна определяется по формулам:

$$r = 0,5(AC_k - AC_n); \quad l = 0,5(AC_k + AC_n), \quad (5)$$

где длины AC_k и AC_n определяются из графических построений.

В спроектированном механизме необходимо проверить максимальный угол давления ϑ_{max} (рис. 7).

1.5.2. Синтез кривошипно-ползунного механизма

Рассмотрим случай, когда в качестве входных параметров синтеза задаются: ход ползуна S , и коэффициент изменения средней скорости ползуна K .



После определения положения точки A рассчитываются размеры кривошипа и шатуна по формулам (5). Затем проверяют значения максимальных углов давления на рабочем и холостом ходу механизма (рис. 8).

Число независимых друг от друга движений, которые совершаются механизмом равно числу его степеней свободы W и числу обобщённых координат, которые приписываются входным звеньям. Например, звено 1, вращающееся вокруг неподвижной оси, т.е. образующее со стойкой 0 вращательную кинематическую пару (рис. 11, а), имеет одну степень свободы, и его положение определяется одним параметром – угловой координатой φ .



вторая производная называется – ускорением:

$$\text{линейным} - a = \frac{d^2 S}{dt^2}, [\text{м/с}^2]; \quad \text{угловым} - \varepsilon = \frac{d^2 \psi}{dt^2}, [\text{с}^{-2}]. \quad (9)$$

Связь кинематических характеристик и передаточных функций механизма определяется следующими соотношениями:

$$V = \frac{dS}{d\varphi} \frac{d\varphi}{dt} = V_q \omega_1; \quad (10)$$

$$\omega = \frac{d\psi}{d\varphi} \frac{d\varphi}{dt} = \omega_q \omega_1; \quad (11)$$

$$a = \frac{d(V_q \omega_1)}{dt} = \frac{dV_q}{d\varphi} \frac{d\varphi}{dt} \omega_1 + V_q \varepsilon_1 = a_q \omega_1^2 + V_q \varepsilon_1; \quad (12)$$

$$\varepsilon = \frac{d(\omega_q \omega_1)}{dt} = \frac{d\omega_q}{d\varphi} \frac{d\varphi}{dt} \omega_1 + \omega_q \varepsilon_1 = \varepsilon_q \omega_1^2 + \omega_q \varepsilon_1. \quad (13)$$

Первая передаточная функция равна отношению скоростей выходного и входного звеньев, т.е. является *передаточным отношением* от выходного звена к входному. Согласно уравнению (11):

$$\omega_q = \frac{\omega_n}{\omega_1} = U_{n1}; \quad U_{1n} = \frac{\omega_1}{\omega_n} = \frac{1}{U_{n1}}, \quad (14)$$

где n – номер выходного звена механизма.

На практике скорость вращения входного звена нередко задаётся в виде частоты вращения n , исчисляемой количеством оборотов в минуту [об/мин]. Связь между частотой вращения и угловой скоростью выражается зависимостью:

$$\omega = \frac{\pi n}{30}, [\text{с}^{-1}].$$

2.1. МЕТОД КИНЕМАТИЧЕСКИХ ДИАГРАММ

Наглядное представление о законе движения интересующего нас звена или точки дают кинематические диаграммы, т.е. графические изображения кинематических передаточных функций. Эти диаграммы могут быть построены методом графического дифференцирования функции положения механизма ($S(\varphi)$ или $\psi(\varphi)$). При этом функция положения определяется после построения в масштабе ряда положений механизма, соответствующих одному кинематическому циклу, т.е. одному обороту ведущего звена. Планы механизма строятся в масштабе.

$$\mu_l = \frac{l_{AB}}{AB}, \left[\frac{\text{м}}{\text{мм}} \right], \quad (15)$$

где l_{AB} , м – длина кривошипа; AB , мм – длина отрезка, изображающего кривошип на плане механизма.

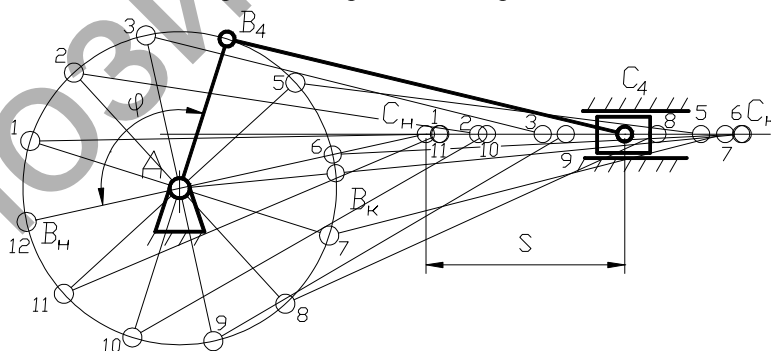


Рис. 12

На рисунке 12 показаны 12 планов положений кривошипно-ползунного механизма, которые соответствуют 12 (равноудалённым на угол 30°) положениям кривошипа AB . При этом угол поворота кривошипа φ отсчитывается от его начального положения AB_H . Из планов механизма можно получить функцию положения $S(\varphi)$ ползуна, отсчитывая координату точки C от начального положения C_H .

Для построения диаграммы $S(\varphi)$ проводим оси координат S и φ (рис. 13, а). На оси φ откладываем 12 равновеликих отрезков, соответствующих положениям кривошипа. Через точки 1, 2, 3, и т. д. проводим ординаты и откладываем на них отрезки $1-1'$, $2-2'$, $3-3'$, т. д., равные координатам точки C , отсчитываемым от крайнего левого положения C_H . Соединяя точки $0, 1', 2', 3', \dots, 12'$ плавной кривой, получим диаграмму $S(\varphi)$.

Масштаб перемещений точки $C - \mu_s, \left[\frac{\text{м}}{\text{мм}} \right]$ равен масштабу планов механизма μ_l , если отрезки, изображающие перемещение ползуна были перенесены на диаграмму без изменения размеров. В противном случае необходимо пересчитать μ_s . Масштаб углов φ по оси абсцисс диаграммы $S(\varphi)$ равен

$$\mu_\varphi = \frac{2\pi}{X}, \left[\frac{1}{\text{мм}} \right], \quad (16)$$

где $X, \text{мм}$ – отрезок по оси φ , изображающий полный оборот кривошипа (2π).

Для построения диаграммы $V_q(\varphi)$ графически продифференцируем диаграмму $S(\varphi)$ по методу хорд. На участках изменения угла φ кривую $S(\varphi)$ можно с достаточной степенью точности заменить рядом хорд $0-1', 1'-2', 2'-3'$ и т.д. (рис. 13, а). Следовательно, движение с непрерывно меняющейся скоростью заменяется движением с различными, но постоянными для каждого участка скоростями. Скорость на каждом участке считается равной средней скорости истинного движения.

Координатные оси графика $V_q(\varphi)$ выбираются так, чтобы ось ординат этого графика находилась на одной прямой с осью ординат графика $S(\varphi)$ (рис. 13, б). Ось абсцисс графика $V_q(\varphi)$ разбивается на участки, равные соответствующим участкам диаграммы $S(\varphi)$. На оси абсцисс выбирается полюс P , отстоящий на полюсном расстоянии H от начала координат. Из полюса P проводятся лучи $P-1'', P-2'', P-3''$ и т.д., параллельные соответствующим хордам $0-1', 1'-2', 2'-3'$ и т.д. Эти лучи отсекают на оси V_q отрезки пропорциональные средним скоростям на соответствующих участках. Откладывая эти отрезки в виде ординат посередине соответствующих промежутков и соединив их плавной кривой, получим график аналога скорости. Построенная таким образом диаграмма с достаточной точностью выражает закон изменения скорости исследуемой точки C .

Таким же приёмом дифференцируя график $V_q(\varphi)$ строится диаграмма аналога ускорения исследуемой точки $a_q(\varphi)$ (рис. 13, в).

Масштабные коэффициенты по оси ординат полученных диаграмм определяются по формулам:

$$\mu_{V_q} = \frac{\mu_s}{\mu_\varphi H}, \left[\frac{\text{м}}{\text{мм}} \right]; \quad \mu_{a_q} = \frac{\mu_{V_q}}{\mu_\varphi H}, \left[\frac{\text{м}}{\text{мм}} \right]. \quad (17)$$

При графическом дифференцировании полюсное расстояние H рекомендуется принимать равным или кратным величине

$$H = \frac{X}{2\pi}, \text{мм.}$$

Если указанное равенство соблюдается при построении интегральных кривых, то $\mu_s = \mu_{V_q} = \mu_{a_q}$.

Для проверки правильности построений диаграмм следует руководствоваться следующими закономерностями:

- точке перегиба графика перемещения должны соответствовать максимальная и минимальная ординаты графика скоростей;
- максимальной и минимальной ординатам графика перемещения должны соответствовать ординаты, равные нулю на графике скоростей;
- точка перегиба графика скоростей соответствует максимуму или минимуму графика ускорений;
- максимальной и минимальной ординатам графика скорости должны соответствовать ординаты, равные нулю на графике ускорений.

Это видно из сопоставления кинематических диаграмм (рис. 13). Указанные положения следует учитывать при графическом дифференцировании.

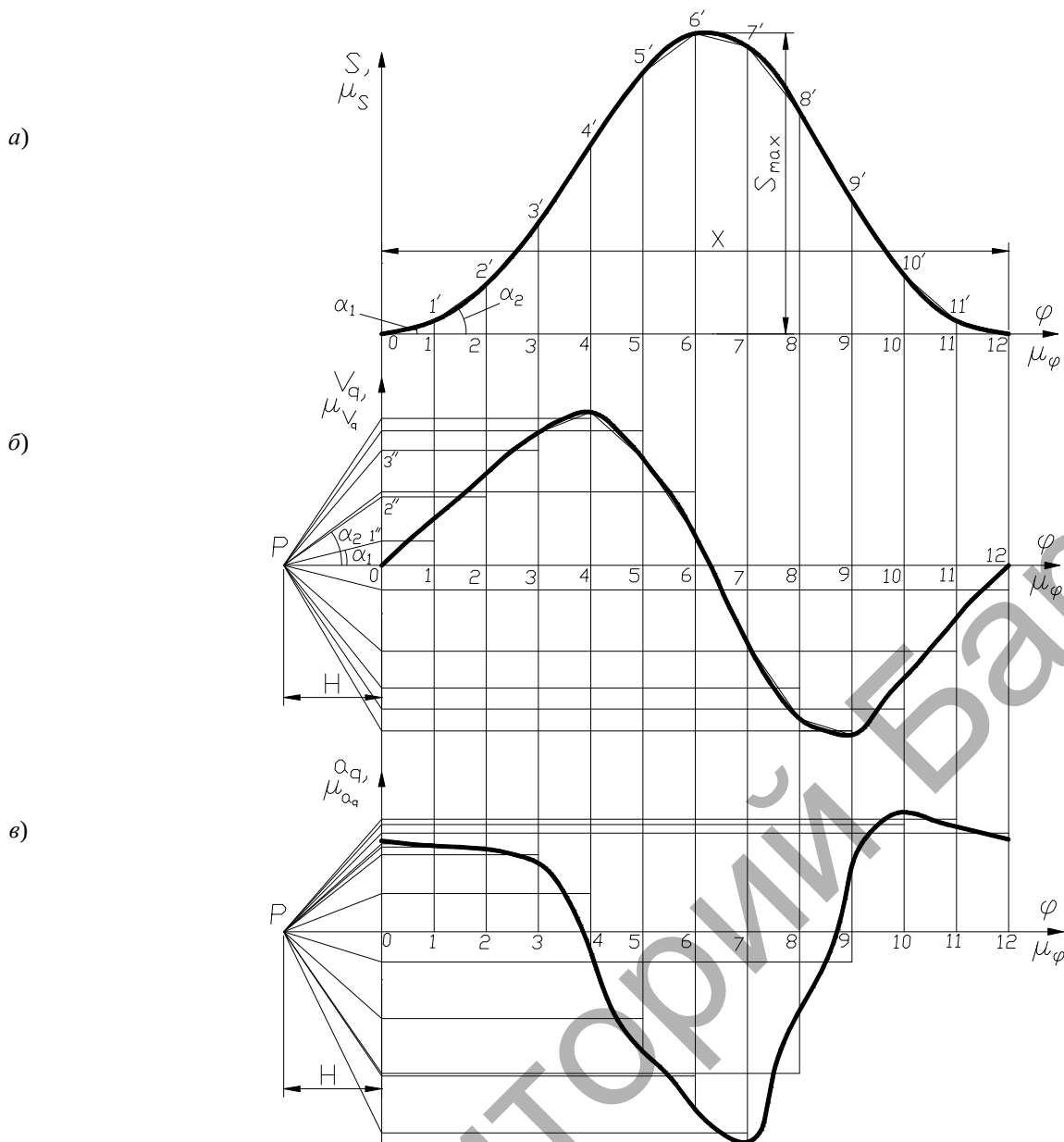


Рис. 13

Если выходное звено механизма совершает вращательное движение, то при кинематическом исследовании проводят построение диаграмм $\psi(\varphi)$; $\omega_q(\varphi)$; $\varepsilon_q(\varphi)$, для которых масштабы определяют по следующим зависимостям:

$$\mu_\psi = \frac{\psi_{\max}}{Y}, \left[\frac{1}{\text{мм}} \right];$$

$$\mu_{\omega_q} = \frac{\mu_\psi}{\mu_\varphi H}, \left[\frac{1}{\text{мм}} \right]; \quad \mu_{\varepsilon_q} = \frac{\mu_{\omega_q}}{\mu_\varphi H}, \left[\frac{1}{\text{мм}} \right], \quad (18)$$

где $\psi_{\max}$ – угол размаха коромысла в радианах; Y , мм – ордината диаграммы $\psi(\varphi)$, соответствующая углу размаха $\psi_{\max}$.

Используя зависимости (10 – 13) по кинематическим диаграммам можно определить скорость и ускорение исследуемой точки в любом положении механизма.

Анализ движения точек механизма методом кинематических диаграмм оправдан в случае, когда нужно быстро получить приблизительную картину изменения скоростей и ускорений, при невысоких требованиях к точности определения их величин. Для расчётов с большей точностью используют графоаналитический метод планов или аналитические методы кинематического анализа.

2.2. МЕТОД ПЛАНОВ СКОРОСТЕЙ И УСКОРЕНИЙ

Метод планов скоростей и ускорений даёт возможность определить линейные скорости, ускорения всех точек механизма и угловые скорости и ускорения всех звеньев механизма в данном его положении. При этом с достаточной точностью определяются не только численные значения векторов, но и их направление.

Планами скоростей и ускорений механизма называют векторные изображения этих кинематических характеристик, соответствующие заданному положению механизма.

Звенья механизма совершают сложные движения, поэтому при кинематическом анализе их кинематические характеристики исследуются одновременно в неподвижной и подвижной системах отсчёта. Движение точки звена относительно неподвижной системы отсчёта называется *абсолютным*. Движение точки звена относительно подвижной системы отсчёта называется *относительным*. Движение подвижной системы отсчёта относительно неподвижной называется *переносным*. Таким образом абсолютное движение точки звена можно представить, как сумму переносного и относительного движений. При этом движение характерных точек механизма рассматривается относительно точек, движение которых известно. Двигаясь последовательно от входного звена механизма к выходному, в соответствии с его структурой, можно определить кинематические характеристики всех звеньев и отдельных точек механизма.

Кинематический анализ методом планов покажем на примере простейших рычажных механизмов.

Кривошипно-ползунный механизм.

Из 12 положений механизма (рис. 12) для кинематического анализа выберем например положение 2, которое показано на рис. 14.

Исходными данными для анализа являются ω_1 , l_{AB} , l_{BC} , e . Составим векторные уравнения для построения плана скоростей.

Точка A неподвижна, поэтому для неё можно записать:

$$\vec{V}_A = 0.$$

Точка B вращается относительно точки A , следовательно:

$$\vec{V}_B = \vec{V}_A + \vec{V}_{B/A}, \quad (19)$$

где $\vec{V}_A$ – вектор переносной скорости; $\vec{V}_{B/A}$ – вектор относительной скорости.

Модуль вектора $\vec{V}_{B/A}$ определяется по формуле

$$V_{B/A} = \omega_1 l_{AB}.$$

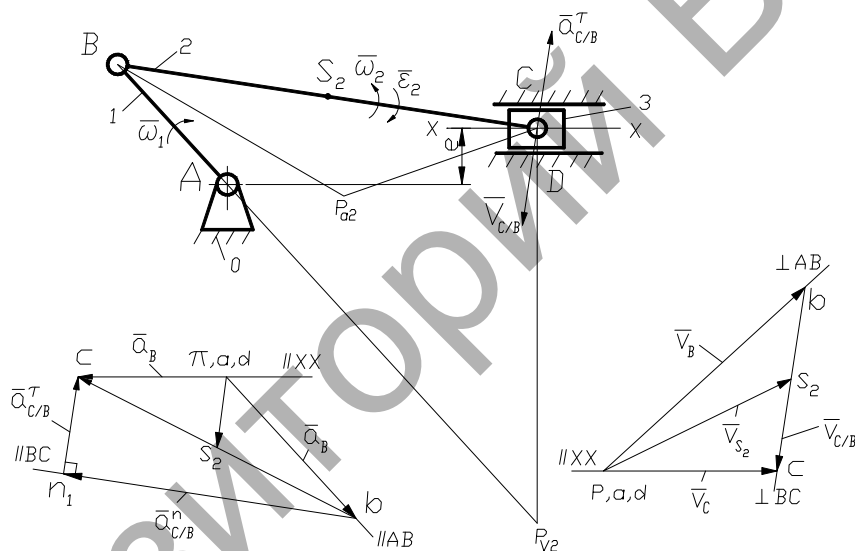


Рис. 14

Вектор $\vec{V}_{B/A}$ перпендикулярен звену AB и направлен в сторону его вращения. Направление векторов указывается при записи векторного уравнения под соответствующим вектором.

Скорость точки C можно определить рассмотрев её движение относительно точки B и относительно точки D , расположенной на направляющей XX , совпадающей с точкой C . Точки B и C принадлежат одному звену и удалены друг от друга на расстояние l_{BC} . При движении звена 2 относительное движение этих точек будет вращательным, причём вектор относительной скорости $\vec{V}_{C/B}$ направлен перпендикулярно линии BC . То есть можно записать:

$$\vec{V}_C = \vec{V}_B + \vec{V}_{C/B}, \quad (20)$$

Точки C и D принадлежат двум звеньям, соединённым поступательной кинематической парой, и в данный момент совпадают. Таким образом движение точки C относительно D поступательное, причём вектор относительной скорости $\vec{V}_{C/D}$ направлен параллельно направляющей:

$$\vec{V}_C = \vec{V}_D + \vec{V}_{C/D}, \quad (21)$$

Используя векторные уравнения, построим план скоростей. Выберем точку на плоскости и обозначим её за полюс P . В полюс будем помещать все точки, скорости которых равны нулю (точки A и D). Точки на плане скоростей будем обозначать строчными буквами. В соответствии с уравнением (19) отложим из точки P вектор $\vec{Pb}$ перпендикулярный отрезку AB на плане механизма и направленный в сторону вращения кривошипа. Определим масштабный коэффициент плана скоростей:

$$\mu_V = \frac{V_{B/A}}{Pb} = \frac{\omega_1}{Pb} l_{AB}, \left[\frac{\text{м/с}}{\text{мм}} \right].$$

Длину отрезка Pb выбирают произвольно (обычно около 40 мм). Если отрезок Pb выбран равным отрезку AB схемы механизма, то коэффициент μ_V называют масштабом кривошипа. Желательно, чтобы численное значение μ_V было удобным для расчётов (например 0,1; 0,01, и др.).

Определим положение точки c на плане скоростей. На основании уравнения (20) через точку b проведём линию, перпендикулярную отрезку BC плана механизма. На основании уравнения (21) через полюс P (в котором находится точка d) проведём линию параллельную XX . Так как вектора $\vec{V}_{C/B}$ и $\vec{V}_{C/D}$ должны лежать на этих линиях и приходить в одну точку c , то точка пересечения этих прямых будет являться точкой c плана скоростей. Направления векторов (стрелки) наносятся в соответствии с векторными уравнениями. Вектор $\vec{Pc}$ отображает абсолютную скорость точки C , а вектор $\vec{bc}$ – относительную скорость $\vec{V}_{C/B}$. Величины этих скоростей определяются по формулам:

$$V_C = \mu_V P c, \text{ м/с}; \quad V_{C/B} = \mu_V b c, \text{ м/с}.$$

Мгновенную угловую скорость шатуна 2 определим как

$$\omega_2 = \frac{V_{C/B}}{l_{BC}}, \text{ с}^{-1}.$$

Мысленно перенесём вектор $\vec{V}_{C/B}$ в точку C плана механизма и определим направление ω_2 согласно движению точки C относительно точки B , т.е. по часовой стрелке.

Часто требуется определить кинематические характеристики какой либо точки звена (например точка S_2 – центр масс шатуна). Для этого пользуются теоремой подобия: «Отрезки прямых линий, соединяющие точки на схеме механизма, и отрезки прямых линий, соединяющие концы векторов относительных скоростей этих точек на плане скоростей образуют подобные и сходственно расположенные фигуры». То есть, если точка S_2 делит звено BC пополам, то она будет находиться на середине вектора $\vec{bc}$ плана скоростей. Аналогичный подход применим и при построении плана ускорений. Соединив точку S_2 и точку P , получим вектор абсолютной скорости точки S_2 . Величина этой скорости:

$$V_{S_2} = \mu_V P S_2, \text{ м/с}.$$

Запишем векторные уравнения для построения плана ускорений.

Точка A неподвижна, поэтому для неё можно записать:

$$\vec{a}_A = 0.$$

Рассматривая движение точки B относительно точки A получим:

$$\vec{a}_B = \vec{a}_A + \vec{a}_{B/A}^n + \vec{a}_{B/A}^t, \quad (22)$$

где $\vec{a}_{B/A}^n$ и $\vec{a}_{B/A}^t$ – нормальная и тангенциальная составляющие ускорения вращательного движения точки B относительно A .

Вектор $\vec{a}_{B/A}^n$ направлен от точки B к центру вращения – точке A (т.е. параллельно звену AB). Вектор $\vec{a}_{B/A}^t$ направлен перпендикулярно звену AB , в сторону его углового ускорения ϵ_1 . Модули векторов равны:

$$a_{B/A}^n = \omega_1^2 l_{AB}, \frac{\text{м}}{\text{с}^2}; \quad a_{B/A}^t = \epsilon_1 l_{AB}, \frac{\text{м}}{\text{с}^2}.$$

При равномерном вращении кривошипа $\omega_1 = \text{const}$, т.е. $\epsilon_1 = 0$, следовательно $\vec{a}_{B/A}^t = 0$.

Для вращательного движения точки C относительно точки B можно записать:

$$\vec{a}_C = \vec{a}_B + \vec{a}_{C/B}^n + \vec{a}_{C/B}^t. \quad (23)$$

Вектор $\vec{a}_{C/B}^n$ направлен от точки C к центру вращения – точке B (т.е. параллельно звену BC) и равен по модулю:

$$a_{C/B}^n = \omega_2^2 l_{BC}, \frac{\text{м}}{\text{с}^2}.$$

Вектор $\vec{a}_{C/B}^t$ направлен перпендикулярно звену BC . Модуль его неизвестен, так как неизвестно угловое ускорение шатуна ϵ_2 .

При рассмотрении поступательного движения точки C относительно неподвижной точки D , принадлежащей направляющей ползуна, можно записать:

$$\vec{a}_C = \vec{a}_D + \vec{a}_{C/D}, \text{ причём } \vec{a}_D = 0. \quad (24)$$

Для построения плана ускорений выберем точку на плоскости за полюс и обозначим её буквой π . Отложим из полюса отрезок произвольной длины (обычно около 40 мм) параллельно звену AB в направлении от B к A , изображающий вектор $\vec{a}_{B/A}^n$. Так как $\vec{a}_{B/A}^t = 0$, то на конце этого отрезка будет находиться точка b плана ускорений. Определим масштабный

коэффициент:

$$\mu_a = \frac{a_{B/A}^n}{\pi b} = \frac{\omega_1^2}{\pi b} l_{AB}, \left[\frac{\text{м/с}^2}{\text{мм}} \right].$$

Если отрезок πb выбран равным отрезку AB схемы механизма, то коэффициент μ_a называют масштабом кривошипа.

Для построения вектора $\bar{a}_{C/B}^n$ определим его длину:

$$bn_1 = \frac{a_{C/B}^n}{\mu_a}, [\text{мм}].$$

Построим вектор $\bar{bn}_1$ из точки b плана ускорений в направлении от точки C к точке B схемы механизма. Из конца вектора $\bar{bn}_1$ проведём прямую, перпендикулярную BC – направление вектора $\bar{a}_{C/B}^{\tau}$.

Ускорение точки D равно нулю, поэтому точку d помещаем в полюс. Из полюса проводим прямую, параллельно XX . Пересечение прямых, перпендикулярной BC и параллельной XX происходит в точке c плана ускорений. Соединив точку b и точку c получим вектор относительного ускорения точки C относительно точки B . Для построения точки S_2 воспользуемся теоремой подобия. Находим середину вектора $\bar{bc}$, обозначаем эту точку S_2 и соединяем её с точкой π . Вектор πS_2 является вектором абсолютного ускорения точки S_2 .

Используя план ускорений, определяем:

$$\bar{a}_C = \mu_a \pi c, \text{ м/с}^2; \quad \bar{a}_{S_2} = \mu_a \pi S_2, \text{ м/с}^2.$$

Отрезок n_1c на плане ускорений соответствует вектору $\bar{a}_{C/B}^{\tau}$, тогда

$$\bar{a}_{C/B}^{\tau} = \mu_a n_1c, \text{ м/с}^2; \quad \varepsilon_2 = \frac{\bar{a}_{C/B}^{\tau}}{l_{BC}}, \text{ с}^{-2}.$$

Для определения направления углового ускорения шатуна ε_2 , мысленно переместим вектор $\bar{a}_{C/B}^{\tau}$ в точку C схемы механизма. Ускорение ε_2 направлено в сторону $\bar{a}_{C/B}^{\tau}$.

Плоскопараллельное движение звена механизма в каждый момент времени может быть представлено как вращение вокруг некоторой точки, которую называют мгновенным центром вращения или *мгновенным центром скоростей* (МЦС). Как известно из теоретической механики МЦС располагается на пересечении перпендикуляров к направлениям скоростей точек звена. Для определения МЦС шатуна 2 в его абсолютном движении, на плане механизма построим $\Delta BP_{V_2}C$ подобный ΔbPc плана скоростей. Таким образом, если мы представим, что точка P_{V_2} принадлежит шатуну (рис. 14), то её скорость будет равна нулю.

Аналогично может быть найдена условная точка, принадлежащая звену, абсолютное ускорение которой в данный момент времени равно нулю. Эта точка называется *мгновенным центром ускорений* (МЦУ) звена. Для этого построим на плане механизма $\Delta BP_{a_2}C$ подобный $\Delta b\pi c$ плана ускорений.

Шарнирный четырёхзвенник.

На рисунке 15 показан план механизма. Исходными данными для анализа являются $\omega_1, l_{AB}, l_{BC}, l_{CD}$. Составим векторные уравнения для построения плана скоростей:

$$\begin{aligned} \bar{V}_A &= 0; \\ \bar{V}_B &= \bar{V}_A + \bar{V}_{B/A}; \quad V_{B/A} = \omega_1 l_{AB}. \end{aligned}$$

Скорость точки C можно определить рассмотрев её вращательное движение относительно точек B и D :

$$\begin{aligned} \bar{V}_C &= \bar{V}_B + \bar{V}_{C/B}; \\ \bar{V}_C &= \bar{V}_D + \bar{V}_{C/D}. \end{aligned}$$

В соответствии с векторными уравнениями строим план скоростей механизма в масштабе μ_v (рис. 15). Отложим из точки P вектор $\bar{Pb}$, перпендикулярный отрезку AB на плане механизма и направленный в сторону вращения кривошипа. Через точку b проведём линию, перпендикулярную отрезку BC плана механизма. Через полюс P проведем линию, перпендикулярную отрезку CD плана механизма. Так как вектора $\bar{V}_{C/B}$ и $\bar{V}_{C/D}$ должны лежать на этих линиях и приходить в одну точку c , то точка пересечения этих прямых будет являться точкой c плана скоростей. Вектор $\bar{Pc}$ отображает абсолютную скорость точки C , а вектор $\bar{bc}$ – относительную скорость $\bar{V}_{C/B}$. Величины этих скоростей определяются по формулам:

$$V_C = V_{C/D} = \mu_v Pc, \text{ м/с}; \quad V_{C/B} = \mu_v bc, \text{ м/с}.$$

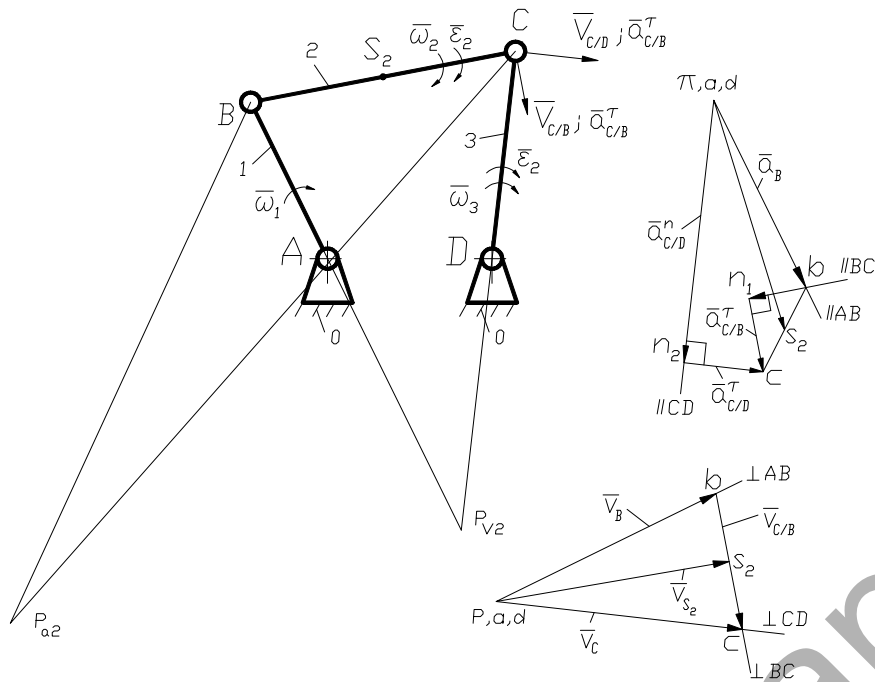


Рис. 15

Определим мгновенные угловые скорости шатуна 2 и коромысла 3:

$$\omega_2 = \frac{V_{C/B}}{l_{BC}}, \text{ с}^{-1}; \quad \omega_3 = \frac{V_{C/D}}{l_{CD}}, \text{ с}^{-1}.$$

Направления ω_2 и ω_3 соответствуют направлениям векторов $\bar{V}_{C/B}$ и $\bar{V}_{C/D}$.

Соединив середину отрезка bc плана скоростей с полюсом получим вектор абсолютной скорости центра масс шатуна $\bar{PS}_2$. Величина этой скорости:

$$\bar{V}_{S_2} = \mu_V \bar{PS}_2, \text{ м/с}.$$

Составим векторные уравнения для построения плана ускорений:

$$\bar{a}_A = 0;$$

$$\bar{a}_B = \bar{a}_A + \bar{a}_{B/A}^n + \bar{a}_{B/A}^\tau,$$

где $a_{B/A}^n = \omega_1^2 l_{AB}, \frac{\text{м}}{\text{с}^2}; \quad a_{B/A}^\tau = 0.$

Для вращательного движения точки C относительно точки B можно записать:

$$\bar{a}_C = \bar{a}_B + \bar{a}_{C/B}^n + \bar{a}_{C/B}^\tau,$$

где $a_{C/B}^n = \omega_2^2 l_{BC}, \frac{\text{м}}{\text{с}^2}.$

При рассмотрении вращательного движения точки C относительно точки D , можно записать:

$$\bar{a}_C = \bar{a}_D + \bar{a}_{C/D}^n + \bar{a}_{C/D}^\tau,$$

где $a_{C/D}^n = \omega_3^2 l_{CD}, \frac{\text{м}}{\text{с}^2}.$

Для построения плана из полюса отложим отрезок πb параллельно звену AB в направлении от B к A , изображающий вектор $\bar{a}_{B/A}^n$. Определим масштабный коэффициент:

$$\mu_a = \frac{a_{B/A}^n}{\pi b} = \frac{\omega_1^2}{\pi b} l_{AB}, \left[\frac{\text{м/с}^2}{\text{мм}} \right].$$

Для построения вектора $\bar{a}_{C/B}^n$ определим его длину:

$$bn_1 = \frac{a_{C/B}^n}{\mu_a}, [\text{мм}].$$

Построим вектор $\overline{bn_1}$ из точки b плана ускорений в направлении от точки C к точке B схемы механизма. Из конца вектора $\overline{bn_1}$ проведём прямую, перпендикулярную BC – направление вектора $\overline{a_{C/B}^\tau}$.

Определим длину отрезка πn_2 , изображающего вектор $\overline{a_{C/D}^n}$:

$$\pi n_2 = \frac{\overline{a_{C/D}^n}}{\mu_a}, [\text{мм}].$$

Строим вектор $\overline{\pi n_2}$ в направлении от точки C к точке D схемы механизма. Из конца вектора $\overline{\pi n_2}$ проведём прямую, перпендикулярную CD – направление вектора $\overline{a_{C/D}^\tau}$. Пересечение прямых, соответствующих направлениям векторов $\overline{a_{C/B}^\tau}$ и $\overline{a_{C/D}^\tau}$ укажет положение точки c на плане ускорений.

Соединив точку b и точку c получим вектор относительного ускорения точки C относительно точки B . Для построения точки S_2 воспользуемся теоремой подобия. Находим середину вектора $\overline{bc}$, обозначаем эту точку S_2 и соединяем её с точкой π . Вектор $\overline{\pi S_2}$ является вектором абсолютного ускорения точки S_2 .

Используя план ускорений, определяем:

$$a_C = \mu_a \pi c, \text{ м/с}^2; \quad a_{S_2} = \mu_a \pi S_2, \text{ м/с}^2;$$

$$a_{C/B}^\tau = \mu_a n_1 c, \text{ м/с}^2; \quad \varepsilon_2 = \frac{a_{C/B}^\tau}{l_{BC}}, \text{ с}^{-2};$$

$$a_{C/D}^\tau = \mu_a n_2 c, \text{ м/с}^2; \quad \varepsilon_3 = \frac{a_{C/D}^\tau}{l_{CD}}, \text{ с}^{-2}.$$

Направления ε_2 и ε_3 соответствуют направлениям векторов $\overline{a_{C/B}^\tau}$ и $\overline{a_{C/D}^\tau}$.

Для определения положений МЦС и МЦУ шатуна 2 на плане механизма строим $\Delta BP_{V_2}C \sim \Delta bPc$ и $\Delta BP_{a_2}C \sim \Delta b\pi c$.

3. ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

1. Получить у преподавателя задание на проектирование, включающее тип механизма и входные параметры для его синтеза.

2. Провести синтез механизма путём графических построений в масштабе $\mu_l = 0,001, \left[\frac{\text{м}}{\text{мм}} \right]$ (рис. 9 или 10).

3. Построить положения полученного механизма, соответствующие максимальным углам давления (рис. 7 или 8). Определить максимальные углы давления, и сравнить их с допускаемыми.

4. Построить крайние положения механизма, определить фазовые углы рабочего и холостого ходов ($\varphi_{рх}$ и $\varphi_{хх}$), после чего задаться направлением вращения кривошипа (направлением ω_1) (рис. 2 или 5).

5. На лабораторной модели механизма выставить по соответствующим шкалам полученные при синтезе размеры звеньев, проверить работоспособность механизма, а именно проворачиваемость звеньев, соответствие хода ползуна $S_{\max}$ или угла размаха коромысла $\psi_{\max}$ заданным значениям.

6. С помощью лабораторной модели механизма снять функцию положения механизма: для кривошипно-ползунного механизма – зависимость перемещения ползуна от угла поворота кривошипа $S(\varphi)$; для кривошипно-коромыслового механизма – зависимость угла поворота коромысла от угла поворота кривошипа $\psi(\varphi)$. Для этого механизм устанавливают в начальное положение (крайнее левое положение выходного звена), которое принимают за нулевое. После чего, поворачивая кривошип в направлении ω_1 с шагом 30° по шкале вала кривошипа, снимают соответствующие показания по шкале перемещений ползуна S или по шкале угла поворота вала коромысла ψ . Таким образом, провернув кривошип на полный оборот (360°), получим 12 точек соответствующей функции положения.

7. По полученным данным построить диаграмму $S(\varphi)$ (для кривошипно-ползунного механизма) или $\psi(\varphi)$ (для кривошипно-коромыслового механизма). Рассчитать масштабные коэффициенты по координатным осям (формулы (16) и (18)).

8. Графически продифференцировав диаграмму функции положения построить диаграмму аналога линейной $V_q(\varphi)$ или угловой $\omega_q(\varphi)$ скорости выходного звена механизма. Рассчитать масштабные коэффициенты по координатным осям, используя формулы (17) или (18).

9. Графически продифференцировав диаграмму аналога скорости построить диаграмму линейных $a_q(\varphi)$ или угловых $\varepsilon_q(\varphi)$ ускорений. Рассчитать масштабные коэффициенты по координатным осям диаграммы (формулы (17) и (18)).

10. С помощью построенных диаграмм, рассчитать для заданного преподавателем положения механизма соответствующие кинематические характеристики выходного звена по формулам (10 – 13) при данной частоте вращения входного звена ω_1 , приняв закон движения входного звена $\omega_1 = \text{const}$.

11. Для заданного положения механизма провести кинематический анализ методом планов и определить кинематические характеристики выходного звена. Для этого построить соответствующее положение механизма, план скоростей и ускорений (рис. 14, 15) при заданной скорости вращения кривошипа ω_1 , рассчитать необходимые кинематические параметры. На плане механизма определить положения МЦС и МЦУ шатуна.

12. Сравнить кинематические характеристики выходного звена, полученные методом кинематических диаграмм и методом планов. Сформулировать выводы по работе.

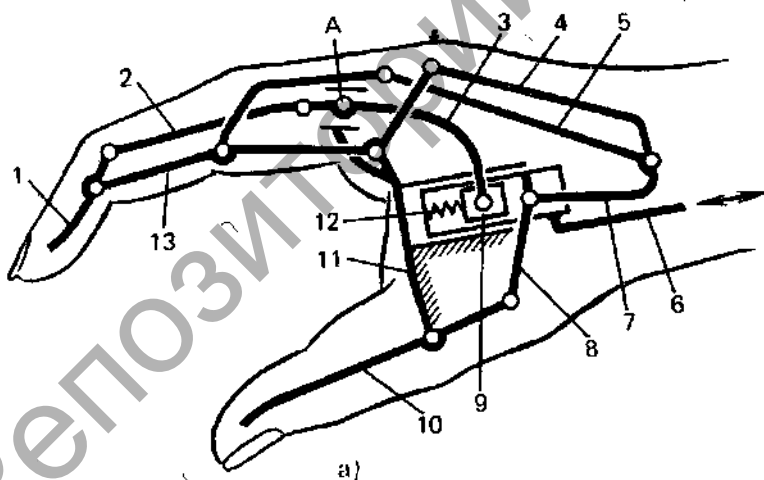
4. КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Назовите основные этапы синтеза механизмов.
2. Что понимается под параметрами синтеза механизмов?
3. Какие разновидности имеет шарнирный четырёхзвенный механизм в зависимости от видов движений звеньев?
4. Сформулируйте условие, при котором шарнирный четырёхзвенник будет двухкривошипным.
5. Сформулируйте условие существования кривошипа в шарнирном четырехзвеннике (теорема Грасгофа).
6. Какой угол называется углом размаха коромысла?
7. Как определяются фазовые углы в механизме?
8. Траекторию движения какой точки называют шатунной кривой?
9. Какое преобразование движения осуществляет кривошипно-ползунный механизм?
10. В каком случае кривошипно-ползунный механизм называют дезаксиальным?
11. Какой параметр называют ходом ползуна?
12. Что характеризует коэффициент изменения средней скорости выходного звена K ?
13. Сформулируйте условие проворачиваемости кривошипа в дезаксиальном кривошипно-ползунном механизме.
14. Дайте определение угла давления ϑ .
15. Какие последствия для работы механизма влечёт увеличение угла давления?
16. Какую зависимость называют функцией положения механизма?
17. Дайте определение кинематических передаточных функций.
18. Какие параметры называют кинематическими характеристиками?
19. Какие задачи решают с помощью методов кинематического анализа механизмов?
20. В чём заключается сущность анализа механизмов методом кинематических диаграмм?
21. В чём заключается сущность кинематического анализа механизмов методом планов скоростей и ускорений?

РЕКОМЕНДУЕМАЯ ЛИТЕРАТУРА

1. Теория механизмов и машин: Проектирование / под ред. О.И. Кульбачного – М. : Высш. шк., 1970. – 288 с.
2. Попов, С.А. Курсовое проектирование по теории механизмов и машин / С.А. Попов. – Минск : Высш. шк., 1986. – 295 с.
3. Смелягин, А.И. Теория механизмов и машин. Курсовое проектирование : учебное пособие / А.И. Смелягин. – М. : ИНФРА – М ; Новосибирск : Изд-во НГТУ, 2008. – 263 с. – (Высшее образование).
4. Тимофеев, Г.А. Теория механизмов и машин : курс лекций / Г.А. Тимофеев. – М. : Высшее образование, 2009. – 352 с. – (Основы наук).
5. Воробьёв, Ю.В. Теория механизмов и машин химических и других производств : лекции к курсу / Ю.В. Воробьёв, Л.Х. Никитина, М.А. Промтов. – Тамбов : Изд-во Тамб. гос. техн. ун-та, 2003. – 164 с.
6. Теория механизмов и машин : учеб. для втузов / К.В. Фролов, С.А. Попов, А.К. Мусатов и др.; под ред. К.В. Фролова. – 5-е изд., стереотип. – М. : Высш. шк., 2005. – 496 с.
7. Курсовое проектирование по теории механизмов и машин / под ред. А.С. Коренько. – Киев : Высш. школа, 1970. – 332 с.
8. Левитская, О.Н. Курс теории механизмов и машин / О.Н. Левитская, Н.И. Левитский. – М. : Высш. шк., 1978. – 269 с.
9. Юдин, В.А. Теория механизмов и машин / В.А. Юдин, Л.В. Петрокас. – М. : Высш. шк., 1977. – 527 с.

КРАТКИЙ СЛОВАРЬ ОСНОВНЫХ ТЕРМИНОВ И ПОНЯТИЙ ПО ТЕОРИИ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН



НОВОСИБИРСК 2011

УДК 621.01

Составитель – канд. техн. наук, доц. *Ю.И. Евдокимов*

Рецензент – канд. техн. наук, проф. *В.В. Коноводов*

Кафедра теоретической и прикладной механики

Краткий словарь основных терминов и понятий по теории механизмов и машин / Новосиб. гос. аграр. ун-т, сост. Ю.И. Евдокимов. – Новосибирск, 2011. – 17 с.

Настоящий словарь предназначен для студентов Инженерного института при изучении курса «Теория механизмов и машин», а также других инженерных дисциплин.

При составлении словаря использованы установленные стандартные определения основных терминов и понятий курса «Теория механизмов и машин».

Утвержден и рекомендован к изданию методическим советом Инженерного института (протокол № 12 от 30 ноября 2010 г.).

© Новосибирский государственный аграрный университет, 2011

© Инженерный институт, 2011

Виды кинематических цепей

Замкнутые – в которых каждое звено входит в не менее, чем в две кинематические пары с другими звеньями.

Незамкнутые – у которых имеются звенья, входящие только в одну кинематическую пару с другим звеном.

Плоские – у которых траектории движения точек всех звеньев находятся в параллельных плоскостях.

Пространственные – у которых есть звенья, траектории движения точек которых, не лежат в параллельных плоскостях.

Механизм – кинематическая цепь с неподвижным звеном, в которой при заданном движении одного или нескольких звеньев все другие звенья совершают вполне определённые движения.

Звенья механизмов

Стойка – неподвижное звено механизма.

Входное звено – звено, которому сообщается движение, преобразуемое механизмом в определённые движения других звеньев;

Выходное звено – звено, совершающее движение, для выполнения которого предназначен механизм.

Кривошип – звено, образующее вращательную пару со стойкой и способное совершать вокруг неё полный оборот.

Шатун – звено, не входящее в кинематические пары со стойкой.

Коромысло – звено, образующее вращательную пару со стойкой, но не способное совершать вокруг неё полный оборот.

Ползун – звено, совершающее поступательное движение относительно стойки.

Кулиса – звено, вращающееся вокруг неподвижной оси и образующее с другим подвижным звеном поступательную пару.

При изображении механизмов на чертежах применяют:

- **Структурную** (принципиальную) схему с применением условных обозначений без соблюдения размеров звеньев.
- **Кинематическую** схему с соблюдением размеров звеньев, необходимых для кинематического расчёта.

Виды механизмов в зависимости от конструктивного исполнения звеньев:

- **Рычажные** – содержащие только низшие кинематические пары.
- **Зубчатые** – содержащие зубчатые колёса.
- **Кулачковые** – содержащие высшую кинематическую пару.
- **Механизмы с гибкими звеньями** – содержащие звенья, не являющиеся твёрдыми телами.

- **Фрикционные** – в которых передача движения происходит за счёт сил трения.

Виды механизмов в зависимости от функционального назначения:

- **Шарнирный механизм** – механизм, звенья которого образуют между собой только вращательные пары.
- **Кривошипно-коромысловый механизм** – шарнирный четырёхзвенник, в состав которого входит кривошип и коромысло.
- **Двухкривошипный механизм** – шарнирный четырёхзвенник, в состав которого входят два кривошипа.
- **Двухкоромысловый механизм** – шарнирный четырёхзвенник, в состав которого входят два коромысла;
- **Кривошипно-ползунный механизм** – рычажный четырёхзвенный механизм, в состав которого входят кривошип и ползун.
- **Кулисный механизм** – рычажный механизм, в состав которого входит кулиса.
- **Направляющий механизм** – механизм для воспроизведения заданной траектории точки звена.

Обобщённые координаты механизма – независимые между собой параметры (линейные или угловые), определяющие положения всех звеньев механизма относительно стойки.

Начальное звено – звено, которому приписывается одна или несколько обобщённых координат.

Структурная группа (группа Ассура) – элементарная кинематическая цепь, число степеней свободы которой относительно её внешних пар равно нулю.

Принцип Ассура – образование сложных плоских рычажных механизмов осуществляется присоединением одной или нескольких структурных групп (групп Ассура) к начальному звену и стойке.

3. КИНЕМАТИКА МЕХАНИЗМОВ

Кинематический анализ механизма – изучение движения звеньев механизма без учёта, действующих на них сил.

Основные задачи кинематического анализа:

- **Определение положений** звеньев механизма и построение траекторий движения отдельных точек.

- **Определение скоростей** точек звеньев и угловых скоростей звеньев механизма.
- **Определение ускорений** точек звеньев и угловых ускорений звеньев механизма.

Методы кинематического анализа механизмов:

- **Геометрический метод** – основанный на анализе векторных контуров кинематических цепей механизмов, представленных в аналитическом или графическом виде.
- **Метод преобразования координат** точек механизма, решаемый в матричной или тензорной форме.
- **Метод кинематических диаграмм** – метод графического или численного дифференцирования или интегрирования.
- **Метод планов положений, скоростей и ускорений**, основанный на решении векторных уравнений, связывающих кинематические параметры, в графическом виде или аналитической форме;
- **Экспериментальный метод.**

Функция положения механизма – зависимость углового или линейного перемещения точки или звена механизма от обобщённой координаты.

Кинематические характеристики механизма – производные от функции положения по времени.

Скорость – первая производная от функции положения по времени.

Ускорение – вторая производная от функции положения по времени.

Кинематические передаточные функции механизма – производные от функции положения по обобщённой координате.

Аналог скорости – первая производная передаточной функции по обобщённой координате.

Аналог ускорения – вторая производная передаточной функции по обобщённой координате.

План положений механизма – графическое изображение с учётом масштаба кинематической схемы механизма, соответствующее заданному положению начального звена.

План скоростей звена – фигура, образованная векторами скоростей точек звена.

План скоростей механизма – совокупность планов скоростей звеньев механизма с одним общим полюсом.

План ускорений звена – фигура, образованная векторами ускорений точек звена.

План ускорений механизма – совокупность планов ускорений звеньев механизма с одним общим полюсом.

Масштабный коэффициент – отношение численного значения физической величины в её единицах к длине отрезка в миллиметрах, изображающего эту величину на чертеже.

Шатунная кривая – траектория точки шатуна механизма.

Крайнее положение звена – положение звена, из которого оно может двигаться только в одном направлении.

Крайнее положение механизма – положение механизма, при котором хотя бы одно звено механизма занимает своё крайнее положение.

Коэффициент изменения средней скорости выходного звена – отношение средней скорости выходного звена за время его движения в прямом и обратном направлении.

Выстой – длительная остановка выходного звена при непрерывном движении входного звена.

4. СИЛОВОЙ РАСЧЁТ МЕХАНИЗМОВ

Основные задачи силового расчёта механизмов

- **Определение реакций** в кинематических парах механизма.
- **Определение уравновешивающего момента**, действующего на входное звено механизма.

Сила – векторная величина, являющаяся мерой механического действия одного материального тела на другое.

Силы, действующие в механизмах

- **Движущие силы** – силы, работа которых на данном промежутке времени положительна (силы сжатого газа, пара, электромагнитного поля и др.).
- **Силы сопротивления** – силы, работа которых на данном промежутке времени отрицательна.
- **Силы полезного сопротивления** – силы, на преодоление которых предназначен механизм.
- **Силы вредного сопротивления** – силы трения, сопротивления среды.
- **Силы тяжести звеньев** – результат взаимодействия каждой частицы звена с Землёй.
- **Силы инерции** – условные силы, которые вводятся в расчёт при движении звеньев с ускорением.
- **Силы реакций** – возникают при взаимодействии звеньев в местах их соприкосновения (кинематических парах).

Элементарная сила инерции материальной точки – векторная величина, равная произведению массы этой точки на её ускорение и направленная в сторону, противоположную ускорению данной точки.

Главный вектор сил инерции звена – векторная величина, равная геометрической сумме элементарных сил инерции всех точек звена. Главный вектор сил инерции звена проходит через центр масс звена и направлен в сторону, противоположную ускорению центра масс данного звена.

Главный момент сил инерции звена – величина, равна сумме моментов всех элементарных сил инерции звена относительно данного центра. Главный момент сил инерции звена равен произведению углового ускорения звена на центральный момент инерции звена и направлен в сторону, противоположную угловому ускорению звена.

Статический расчёт механизма – силовой расчёт без учёта сил инерции звеньев.

Кинестатический расчёт механизма – силовой расчёт с учётом сил инерции звеньев.

Принцип Д'Аламбера – если к внешним силам, действующим на звено механизма добавить силы инерции, то данную систему сил можно рассматривать как находящуюся в равновесии.

Условие кинестатической определимости кинематической цепи – число неизвестных параметров сил, действующих на цепь (величина, направление, точка приложения), равно числу уравнений равновесия цепи.

Рычаг – твёрдое тело с неподвижной осью вращения.

Рычаг Н.Е. Жуковского для данного механизма – жёсткая система, имеющая вид повернутого на 90° плана скоростей, закреплённого в полюсе.

Теорема Н.Е. Жуковского о рычаге – если силы, действующие на звенья механизма, перенести в соответствующие точки рычага Жуковского, то при равновесии механизма рычаг Жуковского тоже будет находиться в равновесии.

Угол давления – угол между вектором силы, приложенной к звену, и вектором скорости точки приложения этой силы.

5. ДИНАМИКА МЕХАНИЗМОВ И МАШИН

Основные задачи динамического анализа механизмов и машин

- **Определение закона движения** механизма под действием заданных сил.
- **Определение реакций** в кинематических парах механизма.
- **Определение потерь энергии** на преодоление трения в кинематических парах. Определение механического коэффициента полезного действия.

- **Уравновешивание** механизмов и отдельных их звеньев.
- **Способы регулирования движения машины.**

Теорема об изменении кинетической энергии механической системы

Изменение кинетической энергии механической системы на некотором перемещении равно алгебраической сумме работ всех сил, действующих на данную систему.

Условие для установившегося движения машины – необходимо, чтобы работа движущих сил, действующих на машину, за время цикла равнялась работе сил сопротивления за то же время.

Приведённый момент сил для данной системы сил – такой момент сил, приложенный к звену приведения, мгновенная мощность которого равна алгебраической сумме мгновенных мощностей приводимых сил.

Приведённый момент инерции механизма – такой момент инерции, присвоенный звену приведения, при котором кинетическая энергия звена приведения равна сумме кинетических энергий приводимых звеньев механизма.

Трение – сопротивление при относительном движении двух соприкасающихся тел.

Виды трения

- **Трение скольжения** (сухое и со смазкой).
- **Трение качения.**
- **Трение при качении со скольжением.**

Угол трения – угол наибольшего отклонения реакции от нормали к поверхностям соприкасающихся тел.

Коэффициент трения скольжения – величина, равная тангенсу угла трения.

Коэффициент трения качения – величина (мм), равная отклонению нормальной составляющей реакции от оси катящегося тела.

Конус трения – конус, у которого образующие отклонены на угол трения от его оси.

Коэффициент полезного действия механизма – отношение работы (или средней мощности) сил полезного сопротивления к работе (или средней мощности) движущих сил за время цикла.

Общий коэффициент полезного действия агрегата, состоящего из нескольких последовательно соединённых между собой механизмов, равен произведению коэффициентов полезного действия отдельных механизмов, входящих в состав агрегата.

Коэффициент неравномерности движения механизма – отношение разности максимального и минимального значений обобщённой скорости механизма к его средней скорости за время цикла установившегося движения.

Маховик – вращающееся тело с большим моментом инерции. Играет роль механического аккумулятора энергии. Служит для уменьшения величины коэффициента неравномерности движения механизма при его работе.

Центробежный регулятор скорости – устройство для регулирования движения машины при внезапном изменении внешней нагрузки или движущих сил.

Дисбаланс – векторная величина, равная произведению неуравновешенной массы на её расстояние до оси вращения ротора.

Статическая балансировка ротора – распределение масс ротора, при котором центр его масс лежит на оси вращения. Главный вектор сил инерции ротора при его вращении равен нулю.

Динамическая (полная) балансировка ротора – распределение массы ротора, устраняющее давления от сил инерции в неподвижных опорах при вращении ротора. При динамической балансировке ротора главный вектор и главный момент сил инерции при его вращении равны нулю.

6. ЗУБЧАТЫЕ МЕХАНИЗМЫ

Шестерня – зубчатое колесо передачи с меньшим числом зубьев.

Колесо – зубчатое колесо передачи с большим числом зубьев.

Передаточное отношение зубчатой передачи – отношение угловой скорости входного вала к угловой скорости выходного.

Передаточное число зубчатой передачи – отношение числа зубьев колеса к числу зубьев шестерни.

Виды зубчатых передач:

- с параллельными осями,
- с пересекающимися осями,
- со скрещивающимися осями.

Основная теорема плоского зацепления

Общая нормаль к профилям звеньев высшей пары в точке их контакта делит линию центров на части, обратно пропорциональные угловым скоростям звеньев.

Делительная поверхность – соосная поверхность зубчатого колеса, которая является базовой для определения основных элементов зубьев и их размеров. Делительная поверхность делит зуб на головку и ножку.

Делительная окружность – окружность, принадлежащая делительной поверхности зубчатого колеса.

Начальные поверхности зубчатых колёс передачи с параллельными и пересекающимися осями – полностью совпадающие с аксоидными поверхностями колёс.

Начальная окружность – концентрическая окружность, принадлежащая начальной поверхности зубчатого колеса.

Окружной шаг зубьев – расстояние между одноимёнными профилями соседних зубьев по дуге концентрической окружности зубчатого колеса.

Угловой шаг зубьев – угол между осями симметрии двух соседних зубьев зубчатого колеса.

Нормальный шаг зубьев – расстояние между одноимёнными профилями соседних зубьев по дуге делительной окружности зубчатого колеса.

Нормальный модуль зубьев – линейная величина в π раз меньше окружного шага. Стандартному модулю соответствует делительная окружность.

Окружная толщина зуба – расстояние между разноимёнными профилями зуба по дуге концентрической окружности зубчатого колеса.

Окружная ширина впадины зубчатого колеса – расстояние между ближайшими разноимёнными профилями соседних зубьев по дуге концентрической окружности зубчатого колеса.

Полос зацепления зубчатой передачи – точка касания начальных поверхностей зубчатых колёс передачи.

Поверхность впадин зубьев – поверхность, разделяющая зубья от тела зубчатого колеса.

Поверхность вершин зубьев – поверхность, ограничивающая зубья со стороны, противоположной телу зубчатого колеса.

Боковая поверхность зуба – поверхность, ограничивающая зуб со стороны впадины.

Эвольвента окружности – кривая описываемая точкой прямой линии при перекатывании её по окружности без скольжения. При этом прямая линия называется **производящей прямой**, а окружность – **основной окружностью**.

Угол зацепления – угол между линией зацепления и прямой, перпендикулярной межосевой линии.

Линия зацепления зубчатой передачи – траектория общей точки контакта при её движении относительно неподвижной плоскости.

Активная линия зацепления зубчатой передачи – часть линии зацепления зубчатой передачи, по которой происходит взаимодействие одного зуба с другим.

Межосевая линия передачи – прямая линия, пересекающая оси колёс передачи под прямым углом.

Делительное межосевое расстояние – межосевое расстояние цилиндрической зубчатой передачи, равное полусумме делительных диаметров зубчатых колёс при внешнем зацеплении или полуразности при внутреннем зацеплении.

Межосевое расстояние передачи – кратчайшее расстояние между осями вращения колёс.

Блокирующий контур – совокупность линий, ограничивающих область допустимых значений коэффициентов смещения для передачи с заданными числами зубьев.

Исходный контур – контур зубьев зуборезной рейки в сечении плоскостью, перпендикулярной её делительной плоскости.

Смещение исходного контура – расстояние по нормали между делительной поверхностью зубчатого колеса и делительной плоскостью зуборезной рейки.

Коэффициент смещения – отношение смещения исходного контура к расчётному модулю нарезаемого зубчатого колеса.

Методы нарезание зубчатых колёс

Метод копирования – нарезание зубчатого колеса, при котором режущие кромки зуборезного инструмента (дисковая или пальцевая фреза) копируют форму впадины между двумя соседними зубьями колеса.

Метод огибания – нарезание зубчатого колеса, при котором боковые поверхности зубьев образуются как огибающие последовательных положений режущей кромки зуборезного инструмента (червячной фрезы, долбяка, зуборезной рейки).

Угол перекрытия – угол поворота зубчатого колеса от положения входа зуба в зацепление до выхода из него.

Коэффициент перекрытия – отношение угла перекрытия к угловому шагу.

7. ПЛАНЕТАРНЫЕ МЕХАНИЗМЫ

Планетарный механизм – зубчато-рычажный механизм с двумя и более степенями свободы.

Звенья планетарного механизма

- **Центральные колеса** – зубчатые колёса с неподвижными осями.

- **Сателлиты** – зубчатые колёса с подвижными осями.
- **Водило** – рычаг, несущий подшипники сателлитов.

Обращённый механизм – механизм, полученный из планетарного путём остановки водила.

Синтез планетарной передачи – подбор чисел зубьев колёс передачи для воспроизведения заданного передаточного отношения.

Условия синтеза планетарной передачи:

- условие обеспечения заданного передаточного отношения;
- условие соосности входного и выходного валов;
- условие соседства сателлитов;
- условие сборки;
- условие отсутствия интерференции в зацеплениях.

8. КУЛАЧКОВЫЕ МЕХАНИЗМЫ

Кулачковым называется механизм, содержащий высшую кинематическую пару.

Кулачок – звено, вступающее в высшую кинематическую пару и имеющее рабочую поверхность переменной кривизны.

Толкатель – выходное звено кулачкового механизма.

Фазы движения толкателя:

- подъём (удаление);
- верхний выстой (дальнего стояния);
- опускания (сближение);
- нижний выстой (ближнее стояние).

Основная задача синтеза кулачкового механизма – построение профиля кулачка по заданному закону движения толкателя.

Метод обращения движения – рассматривается движение толкателя вместе со стойкой относительно кулачка, который условно принимается неподвижным.

Центровой профиль кулачка – траектория центра ролика в обратном движении толкателя относительно кулачка.

Конструктивный профиль кулачка – рабочий профиль кулачка, по которому происходит контакт кулачка и толкателя.

9. СИНТЕЗ МЕХАНИЗМОВ

Структурный синтез механизма – проектирование структурной схемы механизма.

Кинематический синтез механизма – проектирование кинематической схемы механизма.

Динамический синтез механизма – проектирование кинематической схемы механизма с учётом его динамических свойств.

Точный синтез механизма – синтез механизма с точным выполнением заданных условий.

Приближённый синтез механизма – синтез механизма с приближённым выполнением заданных условий.

Интерполяционный синтез механизма – синтез механизма по методу интерполирования.

Квадратичный синтез механизма – синтез механизма по методу квадратичного приближения функции.

Синтез механизма по Чебышеву – синтез механизма по методу наилучшего равномерного приближения.

Оптимизационный синтез механизма – синтез механизма по методу оптимизации.

Входные параметры синтеза механизма – независимые между собой **постоянные параметры механизма, установленные заданием на его синтез.**

Выходные параметры синтеза механизма – независимые между собой постоянные параметры механизма, которые определяются в процессе его синтеза.

Функция положения механизма – зависимость координаты выходного звена от обобщённой координаты механизма.

Отклонение от заданной функции – разность между функцией, воспроизводимой механизмом, и заданной функцией.

Взвешенная разность – вспомогательная функция, минимизация которой приводит к минимизации отклонения от заданной функции.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

Крайнев А.Ф. Механика машин. Фундаментальный словарь. – М.: Машиностроение, 2000. – 904 с.

Теория механизмов и машин: учеб. пособие / Г.А. Тимофеев. – М.: Юрайт, 2010. – 351 с.

Теория механизмов и машин: учеб. пособие/ А.Н. Евграфов, М.З. Коловский, Г.Н. Петров. – СПб.: Изд-во Политех. ун-та, 2009. – 248 с.

Теория механизмов и машин. Терминология. Буквенные обозначения величин.– М.: Наука, 1984.– Вып.99. – 40 с.

Составитель: Евдокимов Юрий Иванович

**Краткий словарь основных терминов и
понятий
по теории механизмов и машин**

Редактор Н.К. Крупина
Компьютерная вёрстка Ю. И. Евдокимова

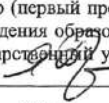
Подписано в печать 11.01 2011
Формат 60×84 1/16. Объём 1 уч. – изд. л.
Тираж 250 экз. Изд. № 40. Заказ № ИИ – 33 сх

Издательский центр Инженерного института НГАУ
630039, Новосибирск, ул. Добролюбова, 160

**УЧРЕЖДЕНИЕ ОБРАЗОВАНИЯ
«БАРАНОВИЧСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»**

УТВЕРЖДАЮ

Ректор (первый проректор)
учреждения образования «Барановичский
государственный университет»

 /Т. Р. Якубович/

25 июня 2014 года

Регистрационный № УД-199/14-баз.

**ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ, МАШИН
И МАНИПУЛЯТОРОВ**

**Учебная программа
учреждения высшего образования
по учебной дисциплине для специальности
1-36 01 03 Технологическое оборудование
машиностроительного производства**

Барановичи
РИО БарГУ
2014



СОСТАВИТЕЛИ:

И. М. Толочинец, преподаватель кафедры общенаучных дисциплин инженерного факультета учреждения образования «Барановичский государственный университет»;

В. Г. Заяц, преподаватель кафедры общенаучных дисциплин инженерного факультета учреждения образования «Барановичский государственный университет»

РЕЦЕНЗЕНТЫ:

М. В. Нерода, кандидат технических наук, заведующий кафедрой технологии машиностроения инженерного факультета учреждения образования «Барановичский государственный университет»;

Л. В. Лихач, главный инженер ОАО «Барановичский завод автоматических линий»

РЕКОМЕНДОВАНА К УТВЕРЖДЕНИЮ:

кафедрой общенаучных дисциплин (протокол № 26 от 21 мая 2014 года);
научно-методическим советом учреждения образования «Барановичский государственный университет» (протокол № 6 от 25 июня 2014 года)

Экспертиза учебно-методического отдела _____ /Н. М. Карпик/

Ответственный за редакцию *В. А. Дремук*

Ответственный за выпуск *Е. Г. Хохол*

ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА

1 Актуальность изучения дисциплины

Теория механизмов, машин и манипуляторов (ТММиМ) является одной из основных общенаучных и общепрофессиональных дисциплин, необходимых для обучения инженеров широкого профиля, сочетающих глубокие фундаментальные знания с объективной практической подготовкой, ориентированной на конкретную отрасль. ТММиМ — комплексная наука, в которой проблемы структуры, кинематики и динамики механизмов и машин, их анализа и синтеза тесно переплетаются с проблемами оптимального проектирования и управления.

Программа разработана на основе компетентностного подхода, требований к формированию компетенций, сформулированных в ОСВО 1-36 01 03–2013 специальности «Технологическое оборудование машиностроительного производства».

ТММиМ базируется на механико-математической подготовке студентов, обеспечиваемой курсами «Математика», «Физика», «Теоретическая механика», «Информатика». В основе дисциплины ТММиМ лежат фундаментальные положения математики и механики. Знания и умения, полученные студентами при изучении дисциплины ТММиМ, необходимы при освоении последующих специальных дисциплин и дисциплин специализаций, связанных с проектированием и расчетом машин, механизмов, их деталей и узлов.

2 Цели и задачи учебной дисциплины

Основная *цель* дисциплины — дать будущим инженерам знание общих методов исследования и проектирования схем механизмов, необходимых для создания машин, приборов, автоматических устройств и комплексов, отвечающих современным требованиям эффективности, надёжности и экономичности;

Основными *задачами* дисциплины являются:

- научить студентов понимать общие принципы преобразования движения с помощью механизмов и взаимодействия механизмов в составе машин;
- дать знания о кинематических и динамических свойствах и характеристиках механизмов, о методах определения оптимальных параметров механизмов по заданным условиям работы, об управлении движением механизмов и машин;
- привить навыки разработки и реализации алгоритмов и программ расчёта с использованием современных информационных технологий;
- обеспечить преемственность знаний при переходе от общетехнических к профилирующим учебным дисциплинам.

Дисциплина базируется на механико-математической подготовке студентов, обеспечиваемой курсами «Высшая математика», «Физика», «Теоретическая механика», «Информатика». Знания и умения, полученные студентами при изучении ТММ, необходимы при освоении последующих специальных дисциплин и дисциплин специализации, связанных с проектированием и расчетом машин, механизмов, их деталей и узлов.

3 Требования к уровню освоения содержания учебной дисциплины

В результате изучения дисциплины студент должен закрепить и развить следующие академические (АК) и социально-личностные (СЛК) компетенции, предусмотренные в ОСВО 1-36 01 03–2013 специальности «Технологическое оборудование машиностроительного производства»:

АК-1. Уметь применять базовые научно-теоретические знания для решения теоретических и практических задач.

АК-2. Владеть системным и сравнительным анализом.

АК-3. Владеть исследовательскими навыками.

АК-4. Уметь работать самостоятельно.

АК-5. Быть способным порождать новые идеи (обладать креативностью).

АК-6. Владеть междисциплинарным подходом при решении проблем.

АК-7. Иметь навыки, связанные с использованием технических устройств, управлением информацией и работой с компьютером.

АК-8. Обладать навыками устной и письменной коммуникацией.

АК-9. Уметь учиться повышать свою коммуникацию в течении всей жизни.

В результате изучения дисциплины студент должен обладать следующими профессиональными компетенциями (ПК), предусмотренными ОСВО 1-36 01 03–2013 специальности «Технологическое оборудование машиностроительного производства»:

ПК-4. В составе группы специалистов разрабатывать оптимальные технологии изготовления объектов технологического оборудования, инструментальной техники, технологической оснастки, средств автоматизации машиностроительного производства.

ПК-5. Выбирать и эффективно использовать технологическое оборудование, инструменты, технологическую оснастку и материалы для реализации производственных процессов.

ПК-6. Организовывать и осуществлять производственный контроль технологических процессов и качества готовой продукции.

ПК-7. Организовывать и осуществлять стандартизацию и сертификацию объектов технологического оборудования, технологического процесса и оснастки.

ПК-8. Выполнять подготовку производства технологического оборудования. Режущих инструментов, технологической оснастки и управлять процессом их изготовления.

ПК-9. Выполнять оценку результатов, в том числе технико-экономический анализ изделий, технологических процессов и производственной деятельности.

ПК-17. Осваивать новое технологическое оборудование, производить его монтаж, наладку, испытания.

ПК-18. Организовывать эксплуатацию и ремонт технологического оборудования, оснастки, режущих инструментов, электромеханических и гидравлических приводов.

ПК-19. Выполнять диагностику состояния технологического оборудования. Оснастки, инструментальных систем, технологических процессов.

ПК-20. Проводить патентные исследования и прогнозировать развитие технических объектов с целью оптимизации показателей технического уровня проектируемых изделий.

ПК-21. Создавать математические и физические модели процессов и оборудования.

ПК-22. Планировать и проводить эксперименты, используя методы математической обработки результатов

ПК-23. Организовывать и проводить опытно-конструкторские работы.

ПК-24. Выполнять исследования процессов обработки деталей на металлорежущем оборудовании.

ПК-25. Осуществлять поиск, систематизацию и анализ информации по перспективному направлению развития технологического оборудования, инновационным технологиям.

ПК-26. Определять цели инноваций и способы их достижения

ПК-27. Разрабатывать бизнес-планы создания нового технологического оборудования.

Для приобретения профессиональных компетенций в результате изучения дисциплины выпускник должен:

знать:

- основные теоретические положения строения, кинематики, динамики и управления отдельными машинами и механизмами с учетом преобразования и передачи энергии;

- особенности экспериментального определения кинематических и динамических параметров механизмов и машин;

- принципы проектирования механизмов основных видов;

уметь:

- составлять расчетные схемы (модели) машин и механизмов, пригодные для решения технических задач, возникающих на различных этапах конструирования машин, выполнения кинематических и динамических расчетов;

- применять результаты расчетов для получения оптимальных характеристик механизмов и машин с точки зрения их энергоемкости и энергопотребления;

- разрабатывать алгоритмы программ расчета параметров на ЭВМ, выполнять конкретные расчеты;

владеть:

- навыками структурного, кинематического и динамического анализа механизмов и машин с позиции их рациональности, правильности примененных при этом методов;

- способностью применять полученные при изучении теории механизмов и машин общие закономерности синтеза и анализа механизмов и машин непосредственно при изучении и проектировании специальных машин и механизмов;

- готовностью к развитию известных алгоритмов синтеза и анализа технических устройств.

4 Структура содержания учебной дисциплины

Изучение дисциплины рассчитано на 225 часов (6 зач. ед.), в том числе 102 аудиторных часов, из них: 50 часов лекционных, 18 часов лабораторных и 34 часа практических занятий. Форма текущей аттестации — экзамен, курсовое проектирование — 60 часов (1,5 зач. ед.).

Содержание дисциплины представлено в виде тем, которые характеризуются относительно самостоятельными укрупненными дидактическими единицами содержания обучения.

5 Методы (технологии) обучения

Основными методами (технологиями) обучения, отвечающими целям изучения дисциплины, являются:

- элементы проблемного обучения (проблемное изложение, вариативное изложение, обучающе-исследовательский метод), реализуемые на лекционных занятиях;

- элементы учебно-исследовательской деятельности, реализация творческого подхода, реализуемые на практических занятиях и в самостоятельной работе;

- проектные технологии, используемые при проектировании конкретного объекта, реализуемые при выполнении расчетно-графических работ;

- метод учебных ситуаций, реализуемый на практических занятиях;

- курсовое проектирование;

- самостоятельная работа студентов;
- учебно-исследовательская и научно-исследовательская работа студентов;

6 Организация самостоятельной работы студентов

При изучении дисциплины рекомендуется использовать следующие формы самостоятельной работы:

- проработка лекционного материала;
- подготовка к лабораторным работам;
- работа с обучающими и контролирующими компьютерными программами;
- решение индивидуальных задач в аудитории во время практических занятий под контролем преподавателя;
- выполнение курсового проекта с консультациями преподавателя;
- подготовка рефератов по индивидуальным темам

7 Диагностика компетенций студентов

Оценка учебных достижений студента на экзамене, промежуточных учебных достижений производится по 10-балльной шкале. Для оценки учебных достижений студента используются критерии, утвержденные Министерством образования Республики Беларусь.

Для оценки учебных достижений студентов используется следующий диагностический инструментарий: (в скобках какие компетенции проверяются):

- защита выполненных самостоятельно заданий в рамках УСР (АК-1,6);
- защита выполненных на практических занятиях индивидуальных заданий (АК-2, АК-3);
- защита расчетно-графических работ (АК-7–АК-9);
- сдача экзамена по дисциплине (АК-1–АК-9; ПК-4–ПК-9);
- защита курсового проекта (АК-3, АК-6–АК-9).

ПРИМЕРНЫЙ ТЕМАТИЧЕСКИЙ ПЛАН

Название раздела, темы	Количество аудиторных часов			
	всего	лекционные занятия	практические занятия	лабораторные занятия
Введение	1	1	—	—
Р а з д е л 1 Общие сведения по теории технологических машин и машин-автоматов	2	2	—	—
Т е м а 1.1 Рабочие процессы и машины	1	1	—	—
Т е м а 1.2 Системы управления машин-автоматов	1	1	—	—
Р а з д е л 2 Общие методы определения кинематических и динамических характеристик механизмов и машин. Математическое моделирование движения звеньев машин	75	33	28	14
Т е м а 2.1 Основы строения механизмов	12	4	4	4
Т е м а 2.2 Моделирование геометрических и кинематических связей в механизмах	12	4	6	2
Т е м а 2.3 Математическое моделирование и исследование движения машин и механизмов с жесткими звеньями	16	6	6	4
Т е м а 2.4 Силовой анализ, трение и изнашивание в механизмах	10	4	4	2
Т е м а 2.5 Оценка энергопотребления и динамической нагруженности машин и механизмов	8	4	4	—
Т е м а 2.6 Исследование движения машин и механизмов с упругими звеньями	2	2	—	—
Т е м а 2.7 Использование вибраций. Защита от вибраций. Уравновешивание масс механизмов	8	4	2	2
Т е м а 2.8 Моделирование геометрических и кинематических связей и динамики манипуляторов	7	5	2	—
Р а з д е л 3 Проектирование схем основных видов механизмов	24	14	6	4
Т е м а 3.1 Синтез рычажных механизмов	4	2	2	—
Т е м а 3.2 Синтез зубчатых механизмов	12	6	2	4

Название раздела, темы	Количество аудиторных часов			
	всего	лекционные занятия	практические занятия	лабораторные занятия
Т е м а 3.3 Синтез механизмов прерывистого движения	2	2	—	—
Т е м а 3.4 Синтез кулачковых механизмов	6	4	2	—
ИТОГО	102	50	34	18
ВСЕГО	204			
Примечание. Всего академических часов — 225 (6 зач. ед.)				

СОДЕРЖАНИЕ УЧЕБНОГО МАТЕРИАЛА

Введение

ТММиМ — научная основа создания новых механизмов и машин, автоматизации и механизации производственных процессов. Содержание дисциплины и ее значение для инженерного образования. История развития науки о механизмах и машинах. Связь теории механизмов, машин и манипуляторов с другими областями знаний.

Основные этапы проектирования машин. Учет многих критериев и факторов при создании новых машин (производительность, быстродействие, энергопотребление, материалоемкость, точность, надежность и т. п.). Многовариантность решения и применение ЭВМ при оптимизационном проектировании машин и механизмов. Ключевая роль ЭВМ в создании и управлении машин-автоматов. Перспективы развития теории механизмов и машин.

Р а з д е л 1

Общие сведения по теории технологических машин и машин-автоматов

Т е м а 1.1 Рабочие процессы и машины

Технологические, транспортные, энергетические, информационные рабочие процессы. Машины как системы, осуществляющие механические движения для выполнения механической работы, связанной с реализацией рабочего процесса. Структура машин и машин-автоматов.

Т е м а 1.2 Системы управления машин-автоматов

Цикловая, технологическая и фактическая производительность машин. Системы управления автоматическим циклом. Согласование движения исполнительных органов машин и механизмов, объединенных в автоматическую систему. Циклограммы и тактограммы. Моделирование согласованности движений механизмов машины с использованием операций алгебры логики. Техническая реализация операций алгебры логики. Синтез логических систем управления машин-автоматов по пути.

Р а з д е л 2

Общие методы определения кинематических и динамических характеристик механизмов и машин. математическое моделирование движения звеньев машин

Т е м а 2.1 Основы строения механизмов

Основные понятия: механизм, звено, кинематическая пара. Основные виды механизмов, используемых в машиностроении. Классификация кинематических пар. Кинематические цепи. Обобщенные координаты и число степеней свободы механизма. Структурные и параметрические степени свободы. Структурный синтез и анализ механизмов. Избыточные связи и местные подвижности в механизмах.

Т е м а 2.2 Моделирование геометрических и кинематических связей в механизмах

Кинематические передаточные функции и их производные (аналоги скоростей и ускорений). Определение кинематических характеристик плоских рычажных механизмов аналитическим методом (метод замкнутых векторных контуров). Кинематический анализ плоских рычажных механизмов графическим методом (построение планов положений, скоростей и ускорений). Особенности кинематики рычажных механизмов с заданным относительным движением звеньев. Определение передаточных отношений фрикционных и зубчатых механизмов с неподвижными осями вращения. Кинематический анализ зубчатых механизмов с подвижными осями вращения (дифференциальных, планетарных, замкнутых дифференциальных). Кинематика волновой зубчатой передачи. Кинематика мальтийского механизма. Кинематические характеристики винтового механизма. Использование численных методов и применение ЭВМ для расчетов кинематических характеристик механизмов.

Т е м а 2.3 Математическое моделирование и исследование движения машин и механизмов с жесткими звеньями

Силы, действующие в машинах, приборах и других устройствах, и их характеристики. Динамическая и математическая модели машины с одной степенью свободы. Приведение сил и масс. Уравнение движения модели в энергетической и дифференциальной формах.

Определение динамических характеристик модели. Режимы движения машин. Определение закона движения звена приведения при установившемся и неустойчивом режимах для различных случаев задания внешних сил. Быстродействие механизмов машин и приборов при неустойчивом режиме работы. Использование численных методов и ЭВМ для решения уравнения движения. Учет статической и динамической характеристик электродвигателя при определении закона движения. Задача ограничения периодических колебаний скорости звена приведения при установившемся движении. Определение постоянной составляющей приведенного момента инерции машин по заданному коэффициенту неравномерности движения. Особенности решения задачи об ограничении периодических колебаний скорости для машин с электроприводом.

Т е м а 2.4 Силовой анализ, трение и изнашивание в механизмах

Действие сил в кинематических парах. Метод кинестатики. Силы инерции звеньев. Условие статической определимости кинематических цепей. Силовой анализ плоских рычажных механизмов аналитическим и графическим методами. Силовой анализ зубчатых и планетарных передач. Силовой анализ кулачковых механизмов. Трение скольжения в поступательной и вращательной кинематических парах. Трение качения в высших кинематических парах. Трение в подшипниках и роликовых направляющих качения. Приведенные коэффициенты трения. Силовой анализ рычажных и кулачковых механизмов с учетом трения.

Влияние износа элементов кинематических пар на работоспособность и надежность машин и механизмов. Виды и стадии изнашивания, основные закономерности изнашивания. Количественная оценка износа контактных поверхностей кинематических пар. Использование ЭВМ для моделирования трения и износа.

Т е м а 2.5 Оценка энергопотребления и динамической нагруженности машин и механизмов

Критерии качественной оценки работоспособности машин, механизмов, кинематических пар. Коэффициенты энергопотребления, материалоемкости, динамичности. Угол давления и коэффициент возрастания усилий. Цикловой механический коэффициент полезного действия (КПД) и коэффициент потерь. КПД при последовательном и параллельном соединении механизмов. Определение КПД рычажных,

кулачковых и клиновых механизмов, передачи винт-гайка и червячной передачи. Самоторможение в механизмах.

Исследование энергопотребления и динамической нагруженности машин.

Т е м а 2.6 Исследование движения машин и механизмов с упругими звеньями

Приведение жесткостей упругих звеньев. Учет диссипативных сил. Приведенный коэффициент сопротивления. Двухмассовая динамическая модель с двумя степенями свободы. Составление системы дифференциальных уравнений движения динамической модели и их решение с применением ЭВМ. Исследование влияния упругости звеньев на закон движения входного вала рабочей машины и на нагруженность передаточного механизма.

Т е м а 2.7 Использование вибраций. Защита от вибраций. Уравновешивание масс механизмов

Основные положения теории вибрационных машин. Дебалансные вибровозбудители. Динамическая модель вибрационной машины. Дифференциальное уравнение колебаний и его решение. Коэффициент динамичности по перемещениям. Амплитудно-частотная и фазочастотная характеристики вибрационной машины. Особенности виброударных машин. Использование машин вибрационного и виброударного действия. Основные методы защиты от вибраций. Источники колебаний и объекты виброзащиты. Виброизоляция при силовом и кинематическом возбуждении. Дифференциальные уравнения движения динамической модели. Коэффициент динамичности по силам и по ускорениям. Виброгашение. Определение характеристик динамического виброгасителя. Статическое и динамическое уравновешивание вращающихся звеньев. Различные виды неуравновешенности роторов и ее устранение. Статическая и динамическая балансировки. Определение главного вектора и главного момента сил инерции механизма. Статическое уравновешивание масс плоских рычажных механизмов.

Т е м а 2.8 Моделирование геометрических и кинематических связей и динамики манипуляторов

Области применения манипуляторов. Структура манипуляторов. Метод преобразования координат точек и векторов в матричной

форме. Составление матриц перехода. Определение положений, скоростей и ускорений звеньев манипуляторов и их центров масс по известным обобщенным координатам и их производным. Определение обобщенных координат, скоростей и ускорений манипулятора для отработки заданной траектории схвата и закона его движения вдоль траектории. Характеристика законов движения схвата. Главный вектор и главный момента сил инерции звеньев манипулятора. Определение реактивных и движущих сил и моментов в кинематических парах манипуляторов кинетостатическим методом.

Р а з д е л 3

Проектирование схем основных видов механизмов

Т е м а 3.1 Синтез рычажных механизмов

Входные и выходные параметры и этапы синтеза механизмов. Целевые функции, ограничения и дополнительные условия синтеза. Применение методов оптимизации и ЭВМ при синтезе механизмов. Многовариантность решения. Условие существования кривошипа. Синтез по заданным положениям входного и выходного звеньев. Синтез по коэффициенту изменения средней скорости выходного звена. Синтез по заданной непрерывной функции положения и по требуемой траектории заданной точки механизма.

Т е м а 3.2 Синтез зубчатых механизмов

Виды зубчатых механизмов и области их применения. Относительное движение звеньев, находящихся в зацеплении, и аксоидные поверхности при передаче вращательного движения. Основная теорема зацепления. Геометрические параметры зубчатых колес. Основные свойства и характеристики эвольвентного зацепления. Интерференция зубьев. Качественные показатели зацепления: коэффициент перекрытия, удельные скольжения зубьев, приведенный радиус кривизны профилей в полюсе зацепления. Исходный производящий контур цилиндрических эвольвентных колес. Колеса без смещения и со смещением исходного контура. Станочное зацепление нарезаемого колеса с реечным инструментом. Подрезание зубьев и условия его отсутствия. Определение основных геометрических параметров цилиндрической эвольвентной передачи.

Особенности внутреннего зацепления цилиндрических эвольвентных колес. Особенности косозубых цилиндрических эвольвентных колес. Неэвольвентные зацепления цилиндрических колес. Конические передачи. Передачи со скрещающимися осями вращения колес: винтовая зубчатая, червячная и гипоидная передачи. Геометрический синтез планетарных передач по условиям соосности, соседства и сборки сателлитов.

Т е м а 3.3 Синтез механизмов прерывистого движения

Механизмы прерывистого движения. Проектирование мальтийских, храповых и других механизмов с остановами заданной продолжительности. Зубчато-рычажные механизмы.

Т е м а 3.4 Синтез кулачковых механизмов

Виды и назначение кулачковых механизмов. Этапы синтеза механизмов. Основные параметры кулачковых механизмов. Законы движения выходного звена. Угол давления и его влияние на передачу сил, на размеры и надежность механизмов. Определение основных размеров плоских кулачковых механизмов из условия ограничения угла давления или из условия выпуклости профиля кулачка. Определение координат профиля кулачка по заданному закону движения толкателя. Выбор радиуса ролика. Качественные критерии кулачковых механизмов.

ИНФОРМАЦИОННО-МЕТОДИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ

1 Список литературы

1.1 Основная литература

1. *Артоболевский, И. И.* Сборник задач по теории механизмов и машин / И. И. Артоболевский, Б. В. Эдельштейн. — 2-е изд. — М. : Наука, 1975. — 256 с.
2. *Артоболевский, И. И.* Теория механизмов и машин / И. И. Артоболевский. — 4-е изд. — М. : Наука, 1988. — 640 с.
3. *Левитская, О. Н.* Курс теории механизмов и машин / О. Н. Левитская. — 2-е изд. — М. : Высш. шк., 1985. — 279 с.
4. *Попов, С. А.* Курсовое проектирование по теории механизмов и машин / С. А. Попов, Г. А. Тимофеев — 4-е изд. — М. : Высш. шк., 2002. — 411 с.
5. Теория механизмов и механика машин : учеб. для втузов / К. В. Фролов [и др.] ; под ред. К. В. Фролова. — 4-е изд., испр. — М. : Высш. шк., 2003. — 496 с.
6. Теория механизмов и механика машин : учеб. для вузов / К. В. Фролов [и др.] ; под ред. Г. А. Тимофеева. — 6-е изд., испр. и доп. — М. : Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2009. — 688 с.
7. *Филонов, И. П.* Теория механизмов, машин и манипуляторов / И. П. Филонов, П. П. Анципорович, В. К. Акулич. — Минск : Дизайн ПРО, 1998. — 656 с.
8. *Юдин, В. А.* Теория механизмов и машин / В. А. Юдин, Л. В. Петрокас. — 2-е изд. — М. : Высш. шк., 1977. — 527 с.

1.2 Дополнительная литература

1. *Анципорович, П. П.* Балансировка вращающихся масс : учеб.-метод. пособие к лаб. работам по дисциплине «Теория механизмов, машин и манипуляторов» / П. П. Анципорович, В. В. Кудин, Е. М. Дубовская. — Минск : БНТУ, 2009. — 27 с.
2. *Анципорович, П. П.* Методическое пособие по курсовому проектированию по дисциплине «Теория механизмов и машин» для студентов инженерно-технических специальностей / П. П. Анципорович, В. К. Акулич, А. Б. Дворянчикова. — Минск : БГПА, 1994. — 86 с.

3. *Анципорович, П. П.* Нарезание цилиндрических эвольвентных зубчатых колес и построение схемы зубчатого зацепления : учеб.-метод. пособие к лаб. работам по дисциплине «Теория механизмов, машин и манипуляторов» / П. П. Анципорович, В. К. Акулич, Е. М. Дубовская. — 3-е изд. — Минск : БНТУ, 2010. — 46 с.

4. *Анципорович, П. П.* Синтез кривошипно-ползунных механизмов / П. П. Анципорович, В. К. Акулич, Е. М. Дубовская. — Минск : БНТУ, 2006. — 22 с.

5. *Борисенко, Л. А.* Механика промышленных роботов и манипуляторов с электроприводом / Л. А. Борисенко, А. В. Самойленко. — Мн. : Выш. шк., 1992. — 233 с.

6. Динамика машин и механизмов в установившемся режиме движения : учеб.-метод. пособие по курсовому проектированию по дисциплине «Теория механизмов, машин и манипуляторов» / П. П. Анципорович [и др.]. — 6-е изд. — Минск : БНТУ, 2010. — 42 с.

7. Кинематика зубчатых механизмов : учеб.-метод. пособие к лаб. работам по дисциплине «Теория механизмов машин и манипуляторов». / П. П. Анципорович [и др.]. — Минск : БНТУ, 2009. — 26 с.

8. Курсовое проектирование по теории механизмов и машин / В. К. Акулич [и др.] ; под общ. ред. Г. Н. Девойно. — Минск : Выш. шк., 1986. — 286 с.

9. Лабораторные работы по теории механизмов и машин / Е. А. Камцев [и др.] ; под общ. ред. Е. А. Камцева. — Минск : Выш. шк., 1976. — 174 с.

10. *Левитский, Н. И.* Колебания в механизмах / Н. И. Левитский. — М. : Наука, 1988. — 336 с.

11. *Левитский, Н. И.* Теория механизмов и машин / Н. И. Левитский. — 2-е изд. — М. : Наука, 1990. — 592 с.

12. Определение кинематических характеристик звеньев манипулятора с использованием ЭВМ: Методические указания к курсовому проектированию по курсу «Теория механизмов и машин» / сост. И. П. Филонов, П. П. Анципорович, В. К. Акулич. — Минск : БПИ, 1990. — 40 с.

13. Синтез кулачковых механизмов : учеб.-метод. пособие по курсовому проектированию по дисциплине «Теория механизмов, машин и манипуляторов» / П. П. Анципорович [и др.]. — Минск : БНТУ, 2010. — 80 с.

14. Справочник по геометрическому расчету эвольвентных зубчатых и червячных передач / И. А. Болотовский [и др.] ; под. ред. И. А. Болотовского. — 2-е изд. — М. Машиностроение, 1986. — 448 с.

15. Структура механизмов : учеб.-метод. пособие к лаб. работам по дисциплине «Теория механизмов, машин и манипуляторов» / П. П. Анципорович [и др.]. — 3-е изд. — Минск : БНТУ, 2010. — 33 с.

16. Теория механизмов, машин и манипуляторов: курсовое проектирование : учеб.-метод. пособие для студентов-заочников машиностр. специальностей / П. П. Анципорович [и др.]. — Минск : БНТУ, 2004. — 67 с.

17. Юдин, В. А. Сборник задач по теории механизмов и машин / В. А. Юдин, Г. А. Барсов, Ю. Н. Чупин. — 2-е изд. — М. : Высш. шк., 1982. — 215 с.

2 Примерный перечень практических занятий

1. Структурный анализ механизмов.
2. Кинематический анализ плоских рычажных механизмов.
3. Кинематический анализ зубчатых механизмов.
4. Приведение сил и масс в механизмах.
5. Определение закона движения звена приведения машины.
6. Определение сил инерции звеньев.
7. Силовой расчет механизмов.
8. Трение в кинематических парах и определение КПД механизмов.
9. Уравновешивание масс.
10. Синтез рычажных механизмов.
11. Синтез кулачковых механизмов.
12. Синтез зубчатых механизмов.
13. Кинематический анализ манипуляторов.

3 Примерный перечень лабораторных работ

1. Виды механизмов. Условные обозначения. Структурно-конструктивная классификация механизмов.
2. Составление схем и структурный анализ механизмов с низшими и высшими парами.
3. Кинематический анализ плоских рычажных механизмов.
4. Кинематический анализ зубчатых механизмов с неподвижными и подвижными осями вращения колес

5. Экспериментальное определение кинематических и динамических характеристик механизмов с помощью ПЭВМ
6. Динамическая балансировка вращающихся масс
7. Кинематический анализ и синтез кулачковых механизмов
8. Построение профилей зубьев цилиндрических эвольвентных колес методом обкатки с помощью учебных приборов. Построение картины зубчатого зацепления.

4 Примерное содержание курсового проекта

Курсовой проект включает 4 листа чертежей формата А1(А2) и пояснительную записку с необходимыми пояснениями, алгоритмами, расчетами и выводами.

Задание на курсовой проект является комплексным, предусматривающим проектирование и исследование основных видов механизмов, объединенных в систему машины или устройства с учетом специальности, по которой обучается студент. Задания на проект устанавливаются кафедрой.

В проекте предусматривается разработка следующих вопросов:

- 1) проектирование кинематических схем механизмов (рычажных, зубчатых, кулачковых) по заданным кинематическим и динамическими условиям;
- 2) динамический синтез машины и определение закона движения звена привода;
- 3) ограничение периодических колебаний скорости при установившемся режиме движения;
- 4) кинематический и силовой анализ спроектированных механизмов;
- 5) согласование во времени движений основного и вспомогательного механизмов;

Расчеты при выполнении проекта могут частично проводиться с использованием ЭВМ.

Курсовой проект по дисциплине рассчитан на 60 часов(1,5 зач. ед.).

5 Критерии оценивания результатов учебной деятельности студентов

Оценка	Критерии оценки качества результатов учебной деятельности студентов
10 (десять) баллов, зачтено	– Систематизированные, глубокие и полные знания по всем разделам учебной программы учреждения высшего образования по учебной дисциплине, а также по основным вопросам, выходящим за ее пределы; – точное использование научной терминологии (в том числе на иностранном языке), грамотное, логически правильное изложение ответа на вопросы; – безупречное владение инструментарием учебной дисциплины, умение его эффективно использовать в постановке и решении научных и профессиональных задач; – выраженная способность самостоятельно и творчески решать сложные проблемы в нестандартной ситуации; – полное и глубокое усвоение основной и дополнительной литературы, по изучаемой учебной дисциплине; – умение свободно ориентироваться в теориях, концепциях и направлениях по изучаемой учебной дисциплине и давать им аналитическую оценку, использовать научные достижения других дисциплин; – творческая самостоятельная работа на практических, лабораторных занятиях, активное творческое участие в групповых обсуждениях, высокий уровень культуры исполнения заданий
9 (девять) баллов, зачтено	– Систематизированные, глубокие и полные знания по всем разделам учебной программы учреждения высшего образования по учебной дисциплине; – точное использование научной терминологии (в том числе на иностранном языке), грамотное, логически правильное изложение ответа на вопросы; – владение инструментарием учебной дисциплины, умение его эффективно использовать в постановке и решении научных и профессиональных задач; – способность самостоятельно и творчески решать сложные проблемы в нестандартной ситуации в рамках учебной программы учреждения высшего образования по учебной дисциплине; – полное усвоение основной и дополнительной литературы, рекомендованной учебной программой учреждения высшего образования по учебной дисциплине; – умение ориентироваться в теориях, концепциях и направлениях по изучаемой учебной дисциплине и давать им аналитическую оценку;

Оценка	Критерии оценки качества результатов учебной деятельности студентов
	– систематическая, активная самостоятельная работа на практических, лабораторных занятиях, творческое участие в групповых обсуждениях, высокий уровень культуры исполнения заданий
8 (восемь) баллов, зачтено	– Систематизированные, глубокие и полные знания по всем разделам учебной программы учреждения высшего образования по учебной дисциплине в объеме учебной программы учреждения высшего образования по учебной дисциплине; – использование научной терминологии (в том числе на иностранном языке), грамотное, логически правильное изложение ответа на вопросы, умение делать обоснованные выводы и обобщения; – владение инструментарием учебной дисциплины (методами комплексного анализа, техникой информационных технологий), умение его использовать в постановке и решении научных и профессиональных задач; – способность самостоятельно решать сложные проблемы в рамках учебной программы учреждения высшего образования по учебной дисциплине; – усвоение основной и дополнительной литературы, рекомендованной учебной программой учреждения высшего образования по учебной дисциплине; – умение ориентироваться в теориях, концепциях и направлениях по изучаемой учебной дисциплине и давать им аналитическую оценку; – активная самостоятельная работа на практических, лабораторных занятиях, систематическое участие в групповых обсуждениях, высокий уровень культуры исполнения заданий
7 (семь) баллов, зачтено:	– Систематизированные, глубокие и полные знания по всем разделам учебной программы учреждения высшего образования по учебной дисциплине; – использование научной терминологии (в том числе на иностранном языке), грамотное, логически правильное изложение ответа на вопросы, умение делать обоснованные выводы и обобщения; – владение инструментарием учебной дисциплины, умение его использовать в постановке и решении научных и профессиональных задач; – свободное владение типовыми решениями в рамках учебной программы учреждения высшего образования по учебной дисциплине; – усвоение основной и дополнительной литературы, рекомендованной учебной программой учреждения высшего образования по учебной дисциплине;

Оценка	Критерии оценки качества результатов учебной деятельности студентов
	– умение ориентироваться в основных теориях, концепциях и направлениях по изучаемой учебной дисциплине и давать им аналитическую оценку; – самостоятельная работа на практических, лабораторных занятиях, участие в групповых обсуждениях, высокий уровень культуры исполнения заданий
6 (шесть) баллов, зачтено	– Достаточно полные и систематизированные знания в объеме учебной программы учреждения высшего образования по учебной дисциплине; – использование необходимой научной терминологии, грамотное, логически правильное изложение ответа на вопросы, умение делать обобщения и обоснованные выводы; – владение инструментарием учебной дисциплины, умение его использовать в решении учебных и профессиональных задач; – способность самостоятельно применять типовые решения в рамках учебной программы учреждения высшего образования по учебной дисциплине; – усвоение основной литературы, рекомендованной учебной программой учреждения высшего образования по учебной дисциплине; – умение ориентироваться в базовых теориях, концепциях и направлениях по изучаемой учебной дисциплине и давать им сравнительную оценку; – активная самостоятельная работа на практических, лабораторных занятиях, периодическое участие в групповых обсуждениях, высокий уровень культуры исполнения заданий
5 (пять) баллов, зачтено	– Достаточно знания в объеме учебной программы учреждения высшего образования по учебной дисциплине; – использование научной терминологии, грамотное, логически правильное изложение ответа на вопросы, умение делать выводы; – владение инструментарием учебной дисциплины, умение его использовать в решении учебных и профессиональных задач; – способность самостоятельно применять типовые решения в рамках учебной программы учреждения высшего образования по учебной дисциплине; – усвоение основной литературы, рекомендованной учебной программой учреждения высшего образования по учебной дисциплине; – умение ориентироваться в базовых теориях, концепциях и направлениях по изучаемой учебной дисциплине и давать им сравнительную оценку; – самостоятельная работа на практических, лабораторных занятиях, фрагментарное участие в групповых обсуждениях, достаточный уровень культуры исполнения заданий

Оценка	Критерии оценки качества результатов учебной деятельности студентов
4 (четыре) балла, зачтено	– Достаточный объем знаний в рамках образовательного стандарта высшего образования; – усвоение основной литературы, рекомендованной учебной программой учреждения высшего образования по учебной дисциплине; – использование научной терминологии, логическое изложение ответа на вопросы, умение делать выводы без существенных ошибок; – владение инструментарием учебной дисциплины, умение его использовать в решении стандартных (типовых) задач; – умение под руководством преподавателя решать стандартные (типовые) задачи; – умение ориентироваться в основных теориях, концепциях и направлениях по изучаемой учебной дисциплине и давать им оценку; – работа под руководством преподавателя на практических, лабораторных занятиях, допустимый уровень культуры исполнения заданий
3 (три) балла, не зачтено	– Недостаточно полный объем знаний в рамках образовательного стандарта высшего образования; – знание части основной литературы, рекомендованной учебной программой учреждения высшего образования по учебной дисциплине; – использование научной терминологии, изложение ответа на вопросы с существенными, логическими ошибками; – слабое владение инструментарием учебной дисциплины, некомпетентность в решении стандартных (типовых) задач; – неумение ориентироваться в основных теориях, концепциях и направлениях изучаемой учебной дисциплины; – пассивность на практических, лабораторных занятиях, низкий уровень культуры исполнения заданий
2 (два) балла, не зачтено	– Фрагментарные знания в рамках образовательного стандарта высшего образования; – знания отдельных литературных источников, рекомендованных учебной программой учреждения высшего образования по учебной дисциплине; – неумение использовать научную терминологию учебной дисциплины, наличие в ответе грубых, логических ошибок; – пассивность на практических, лабораторных занятиях, низкий уровень культуры исполнения заданий
1 (один) балл, не зачтено	Отсутствие знаний и (компетенций) в рамках образовательного стандарта высшего образования, отказ от ответа, неявка на аттестацию без уважительной причины.

Учебно-программная документация

**ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ, МАШИН
И МАНИПУЛЯТОРОВ**

**Учебная программа
учреждения высшего образования
по учебной дисциплине для специальности
1-36 01 03 Технологическое оборудование
машиностроительного производства**

Составители: *И. М. Толочинец, В. Г. Заяц*

Заведующий РИО *Е. Г. Хохол*
Компьютерная вёрстка *В. В. Кукреши*

Подписано в печать 09.10.2014.
Формат 60 × 84 1/16. Бумага офсетная.
Гарнитура Таймс. Отпечатано на копировальном аппарате.
Усл. печ. л. 1,34. Уч.-изд. л. 0,97.
Заказ 323. Тираж 10 экз.

Свидетельство о государственной регистрации издателя,
изготовителя, распространителя печатных изданий
от 2 сентября 2014 г.

Издатель и полиграфическое исполнение:
учреждение образования
«Барановичский государственный университет»
225404, г. Барановичи, ул. Войкова, 21.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

СПИСОК РЕКОМЕНДУЕМЫХ ИСТОЧНИКОВ

Основная литература

1. *Артоболевский, И. И.* Сборник задач по теории механизмов и машин / И. И. Артоболевский, В. Н. Эдельштейн. — М. : Наука, 1975. — 256 с.
2. *Артоболевский, И. И.* Теория механизмов и машин : учеб. пособие / И. И. Артоболевский. — 4-е изд. — М. : Наука, 1988. — 639с.
3. *Борисенко, Л. А.* Теория механизмов, машин и манипуляторов : учеб. пособие / Л. А. Борисенко. — Минск : Новое знание ; М. : ИНФРА-М, 2011. — 285 с. : ил.
4. *Волокитин, Г. Г.* Теория механизмов и механика машин : учеб. пособие / Г. Г. Волокитин, О. Г. Волокитин, А. В. Луценко. — Томск : Изд-во Томского архитектурно-строит. ун-та, 2013. — 295 с.
5. *Воячек, А. И.* Основы проектирования и конструирования машин : учеб. пособие / А. И. Воячек, В. В. Сенькин. — Пенза : Изд-во Пенз. гос. ун-та, 2008. — 228 с..
6. *Гузенков, П. Г.* Детали машин : учеб. для вузов / П. Г. Гузенков. — 4-е изд., испр. — М. : Высш. шк., 1986. — 359 с.
7. Единая система конструкторской документации. Обозначения условные графические в схемах. Обозначения общего применения : ГОСТ 2.721-74 — Введ. 01.07.1975. — М. : Стандартинформ, 2000.
8. Единая система конструкторской документации. Правила выполнения кинематических схем : ГОСТ 2.703-68. — Введ. 01.01.1971 — М. : Стандартинформ, 2000.
9. *Заяц, В. Г.* Синтез передаточного зубчатого механизма : метод. рекомендации по курсовому проектированию по дисциплине «Теория механизмов, машин и манипуляторов» для студентов инженер. специальностей / В. Г. Заяц. — Барановичи : БарГУ, 2009. — 25 с.
10. *Зиновьев, В. А.* Основы динамики машинных агрегатов / В. А. Зиновьев, А. П. Бессонов. — М., 1964.
11. *Иванов, М. Н.* Детали машин : учеб. для машиностр. спец. вузов / М. Н. Иванов. — 4-е изд., испр. — М. : Высш. шк., 1984. — 336 с.
12. Курсовое проектирование по теории механизмов и машин / под общ. ред. Г. Н. Девойно. — Минск, 1986.
13. *Левитская, О. Н.* Курс теории механизмов и машин / О. Н. Левитская, Н. И. Левитский. — М. : Наука, 1985.
14. *Левитский, Н. И.* Теория механизмов и машин / Н. И. Левитский. — М. : Наука, 1979. — 575 с.
15. *Матвеев, Ю. А.* Теория механизмов и машин : учеб. пособие для студентов вузов / Ю. А. Матвеев, Л. В. Матвеева. — М. : Альфа-М ; ИНФРА-М, 2009. — 316 с.
16. *Минут, С. Б.* Об определении производной приведенного момента инерции массы звеньев механизма / С. Б. Минут. — М. : Изд-во МВТУ им. Н. Э. Баумана, 1970.

17. Обозначения условные графические в схемах. Элементы кинематики : ГОСТ 2.770-68. — Взамен ГОСТ 3462-61 ; введ. 01.01.1971. — М. : Стандар-тинформ, 2000.
18. *Озол, О. Г.* Теория механизмов и машин / О. Г. Озол. — М. : Наука, 1984. — 432 с.
19. Основные нормы взаимозаменяемости. Колеса зубчатые. Модули : ГОСТ 9563-60. — Введ. 01.07.1962. — М. : Изд-во стандартов, 1994.
20. Проектирование автоматизированное. Термины и определения : ГОСТ 22487-77. — Введ. 01.07.1978 — М. : Изд-во стандартов, 1978.
21. Теория механизмов и машин : учеб. для вузов / под ред. К. В. Фролова [и др.]. — М. : Высш. шк., 1987. — 496 с.
22. *Тимофеев, Г. А.* Теория механизмов и машин : учеб. пособие / Г. А. Тимофеев. — 2-е изд., перераб. и доп. — М. : Юрайт, 2010. — 351 с. : ил.
23. *Филонов, И. П.* Теория механизмов, машин и манипуляторов / И. П. Филонов, П. П. Анципорович, В. К. Кулич. — Минск : Дизайн ПРО, 1998. — 655с.
24. *Хилл П.* Наука и искусство проектирования. Методы проектирования, научное обоснование решений / пер. с англ. В. Ф. Венды. — М. : Мир, 1973.
25. *Юденич, В. В.* Лабораторные работы по теории механизмов и машин / В. В. Юденич. — М. : Высш. шк., 1962. — 288 с.
26. *Юдин, В. А.* Теория механизмов и машин / В. А. Юдин, Л. В. Петрокас. — 2-е изд. — М. : Высш. шк., 1999. — 527с.

Дополнительная литература

1. *Горов, Э. А.* Типовой лабораторный практикум по теории механизмов и машин / Э. А. Горов [и др.]. — М., 1990.
2. *Заяц, В. Г.* Синтез кулачкового механизма : метод. рекомендации по курсовому проектированию по дисциплине «Теория механизмов, машин и манипуляторов» для студентов инженер. специальностей / В. Г. Заяц. — Барановичи : БарГУ, 2009. —17 с.
3. *Заяц, В. Г.* Теория механизмов, машин и манипуляторов : метод. указания по курсовому проектированию для студентов инженер. специальностей / В. Г. Заяц. — Барановичи : БарГУ, 2010. —55 с. : ил.
4. *Камцев, Е. А.* Лабораторные работы по теории механизмов и машин / Е. А. Камцев. — Минск , 1976.
5. *Ковалев Н. А.* Теория механизмов и детали машин (краткий курс). — М. : Высш. шк., 1974.
6. *Кожевников С. Н.* Теория механизмов и машин / С. Н. Кожевников. М. : Наука, 1973.
7. *Левитский Н. И.* Теория механизмов и машин / Н. И. Левитский. М. : Высш. шк., 1979.
8. *Попов, С. А.* Курсовое проектирование по теории механизмов и механике машин / С. А. Попов, Г. А. Тимофеев. — М., 1998.
9. *Попов С. А.* Курсовое проектирование по теории механизмов и машин / С. А. Попов. М. : Высш. шк., 1986.

10. Теория механизмов и механика машин : учеб. для студентов вузов : в 8 т. / К. В. Фролов [и др.] ; под ред. Г. А. Тимофеева ; отв. ред. К. С. Колесников. — 6-е изд., испр. и доп. — М. : Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2009. — Т. 5. 687 с. : ил.

11. *Фролов, К. В.* Теория механизмов и машин / К. В. Фролов [и др.] ; под ред. К. В. Фролова. М., 1986.

12. *Юдин, В. А.* Сборник задач по теории механизмов и машин / В. А. Юдин [и др.]. — М., 1982.

13. *Юдин, В. А.* Теория механизмов и машин / В. А. Юдин, Л. В. Петрокас. М. : Наука, 1977.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Хилл П. Наука и искусство проектирования. Методы проектирования, научное обоснование решений / пер. с англ. В. Ф. Венды. М. : Мир, 1973.
2. Теория механизмов и машин : учеб. для вузов / под ред. К. В. Фролова [и др.]. М. : Высш. шк., 1987. 496 с.
3. Воячек А. И., Сенькин В. В. Основы проектирования и конструирования машин : учеб. пособие. Пенза : Изд-во Пенз. гос. ун-та, 2008. 228 с.
4. Иванов М. Н. Детали машин : учеб. для машиностр. спец. вузов. 4-е изд., испр. М. : Высш. шк., 1984. 336 с.
5. Гузенков П. Г. Детали машин : учеб. для вузов. 4-е изд., испр. М. : Высш. шк., 1986. 359 с.
6. Там же. С. 121.
7. Тимофеев Г. А. Теория механизмов и машин : учеб. пособие. 2-е изд., перераб. и доп. М. : Юрайт, 2010. 351 с. : ил.
8. Там же. С. 289.
9. Единая система конструкторской документации. Обозначения условные графические в схемах. Обозначения общего применения : ГОСТ 2.721-74 — Введ. 01.07.1975. М. : Стандартиформ, 2000. ; Единая система конструкторской документации. Правила выполнения кинематических схем : ГОСТ 2.703-68. Введ. 01.01.1971. М. : Стандартиформ, 2000. ; Обозначения условные графические в схемах. Элементы кинематики : ГОСТ 2.770-68. Взамен ГОСТ 3462-61 ; введ. 01.01.1971. М. : Стандартиформ, 2000.
10. Озол О. Г. Теория механизмов и машин. М. : Наука, 1984. 432 с.
11. Тимофеев Г. А. Теория механизмов и машин. 2-е изд., перераб. и доп. 2010. С. 26.
12. Гузенков П. Г. Детали машин. 4-е изд., испр. 1986. С. 62.
13. Волокитин Г. Г., Волокитин О. Г., Луценко А. В. Теория механизмов и механика машин : учеб. пособие. Томск : Изд-во Томского архитектурно-строит. ун-та, 2013. 295 с.
14. Зиновьев В. А., Бессонов А. П. Основы динамики машинных агрегатов. М., 1964. ; Минут С. Б. Об определении производной приведенного момента инерции массы звеньев механизма. М. : Изд-во МВТУ им. Н. Э. Баумана, 1970.
15. Волокитин Г. Г., Волокитин О. Г., Луценко А. В. Теория механизмов и механика машин. 2013.
16. Курсовое проектирование по теории механизмов и машин / под общ. ред. Г. Н. Девоино. Минск, 1986.
17. Волокитин Г. Г., Волокитин О. Г., Луценко А. В. Теория механизмов и механика машин. 2013.
18. Там же.
19. Борисенко Л. А. Теория механизмов, машин и манипуляторов : учеб. пособие. Минск : Новое знание ; М. : ИНФРА-М, 2011. 285 с. : ил.
20. Волокитин Г. Г., Волокитин О. Г., Луценко А. В. Теория механизмов и механика машин. 2013.

21. Артоболевский И. И. Теория механизмов и машин : учеб. пособие. 4-е изд. М. : Наука, 1988. 639с.
22. Волокитин Г. Г., Волокитин О. Г., Луценко А. В. Теория механизмов и механика машин. 2013.
23. Тимофеев Г. А. Теория механизмов и машин. 2-е изд., перераб. и доп. 2010.
24. Теория механизмов и машин / под ред. К. В. Фролова [и др.]. 1987.
25. Тимофеев Г. А. Теория механизмов и машин. 2-е изд., перераб. и доп. 2010.
26. Там же.
27. Там же.
28. Юдин В. А., Петрокас Л. В. Теория механизмов и машин. 2-е изд. М. : Высш. шк., 1999. 527с.
29. Теория механизмов и машин / под ред. К. В. Фролова [и др.]. 1987.
30. Там же.
31. Там же.
32. Проектирование автоматизированное. Термины и определения : ГОСТ 22487-77. Введ. 01.07.1978. М. : Изд-во стандартов, 1978.
33. Основные нормы взаимозаменяемости. Колёса зубчатые. Модули : ГОСТ 9563-60. Введ. 01.07.1962. М. : Изд-во стандартов, 1994.
34. Там же.
35. Теория механизмов и машин / под ред. К. В. Фролова [и др.]. 1987.
36. Основные нормы взаимозаменяемости. Колёса зубчатые. Модули : ГОСТ 9563-60. Введ. 01.07.1962. 1994.
37. Теория механизмов и машин / под ред. К. В. Фролова [и др.]. 1987.