

Федеральное агентство по образованию
АМУРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
ГОУВПО «АмГУ»

УТВЕРЖДАЮ

Зав.кафедрой АППиЭ

_____А.Н. Рыбалев

«_____»_____2009г.

ТЕХНИЧЕСКАЯ (ПРИКЛАДНАЯ) МЕХАНИКА

УЧЕБНО-МЕТОДИЧЕСКИЙ КОМПЛЕКС ПО ДИСЦИПЛИНЕ

для специальностей 140204 - "Электрические станции"

140205 - "Электроэнергетические системы и сети"

140211 - "Электроснабжение"

140203 - "Релейная защита и автоматизация
электроэнергетических систем"

220301 - "Автоматизация технологических процессов и
производств (по отраслям)"

Составитель: С.П. Волков

Благовещенск 2009 г.

Федеральное агентство по образованию РФ
Амурский государственный университет

УТВЕРЖДАЮ
Проректор по УНР
_____ Е.С. Астапова

«__» _____ 200__ г.

РАБОЧАЯ ПРОГРАММА

по механике (технической/прикладной механике)

для специальностей 140204 - "Электрические станции"

140205 - "Электроэнергетические системы и сети"

140211 - "Электроснабжение"

140203 - "Релейная защита и автоматизация
электроэнергетических систем"

220301 - "Автоматизация технологических процессов и
производств (по отраслям)"

курс 2, семестр 3,4

Лекции 36 час. Экзамен 3 семестр

Практические занятия 18 час. - 4 семестр

Курсовой проект 4 семестр (40 час.)

Лабораторные занятия - 18 час.

Самостоятельная работа - 27 час. + 40 час. (КП)

Всего часов: 99 + 40 (КП) – 139 час.

Составитель С.П. Волков, профессор

Факультет энергетический

Кафедра АППиЭ

2006 г.

Рабочая программа составлена на основании Государственного образовательного стандарта ВПО (регистрационный номер 214 тех/дс)

Рабочая программа обсуждена на заседании кафедры АППиЭ
12 сентября 2006 г., протокол № 1.

Заведующий кафедрой А.Н. Рыбалёв

Рабочая программа одобрена на заседании УМС по направлению
"Электроэнергетика" "___" _____ 200__ г., протокол № ____.

Председатель Н.В. Савина

СОГЛАСОВАНО
Начальник УМУ
_____ Г.Н. Горопчина
"___" _____ 200__ г.

СОГЛАСОВАНО
Председатель УМС ЭФ
_____ Ю.В. Мясоедов
"___" _____ 200__ г.

СОГЛАСОВАНО
Заведующий выпускающей кафедрой
_____ Н.В. Савина
"___" _____ 200__ г.

1. ЦЕЛИ И ЗАДАЧИ ДИСЦИПЛИНЫ, ЕЕ МЕСТО В УЧЕБНОМ ПРОЦЕССЕ

1.1. Цель преподавания учебной дисциплины

Изучить основные разделы технической механики.

Освоить математические методы исследования механических систем и создать у студентов научную базу для последующего изучения общеинженерных и специальных дисциплин.

1.2. Задачи изучения дисциплины

Подготовка инженеров электроэнергетических специальностей, способных решать задачи, связанные с вопросами исследования, анализа и расчета механических систем.

1.3. Перечень дисциплин, усвоение которых студентами необходимо для изучения данной дисциплины.

Высшая математика, численные методы расчетов, информатика, физика, инженерная графика, теоретическая механика.

2. СОДЕРЖАНИЕ ДИСЦИПЛИНЫ

2.1. Федеральный компонент

ОПД.Ф.03.02 Техническая механика

Машины и механизмы, структурный, кинематический, динамический и силовой анализ. Синтез механизмов. Особенности проектирования изделий: виды изделий, требования к ним, стадии разработки. Принципы инженерных расчетов: расчетные модели геометрической формы, материала и предельного состояния, типовые элементы изделий. Напряжённое состояние детали и элементарного объёма материала. Механические свойства конструкционных материалов. Расчёт несущей способности типовых элементов. Сопряжения деталей. Технические измерения, допуски и посадки, размерные цепи. Механические передачи трением и зацеплением. Валы и оси, соединения вал - втулка. Опоры скольжения и качения. Уплотнительные устройства. Упругие элементы. Муфты. Соединения деталей: резьбовые, заклепочные, сварные, паяные, клеевые. Корпусные детали.

2.2. Наименование тем, их содержание, объем в лекционных часах

2.2.1. Задачи курса технической механики. Основные понятия и определения. Классификация машин.

Объем - 1 час.

2.2.2. Структура механизмов.

Объем - 1 час.

2.2.3. Синтез рычажных механизмов. Методы синтеза: метрический, кинематический, динамический. Оптимизационный синтез.

Объем - 1 час.

2.2.4. Рычажные механизмы. Кинематический анализ. Методы кинематического анализа: графический, графочисленный, аналитический.

Объем - 2 часа.

2.2.5. Силовой расчет рычажных механизмов. Цель и задачи силового расчета. Кинестатика кривошипно-ползунного механизма.

Объем - 2 часа.

2.2.6. Механизмы с высшими кинематическими парами. Кулачковые механизмы: классификация, назначение, область применения. Основные этапы проектирования.

Объем - 1 час.

2.2.7. Классификация законов движения толкателя. Синтез кулачковых механизмов по заданному углу давления и закону движения толкателя.

Объем - 2 часа.

2.2.8. Зубчатые механизмы: классификация, назначение, область применения. Кинематика зубчатых передач.

Объем - 2 часа.

2.2.9. Конструкторская документация. Виды, назначение, содержание. Особенности проектирования изделий: виды изделий, требования к ним.

Объем - 1 час.

2.2.10. Работоспособность деталей машин, критерии работоспособности. Машиностроительные материалы, механические характеристики конструкционных материалов.

Объем - 2 часа.

2.2.11. Технические измерения, системы допусков и посадок. Виды размерных цепей.

Объем - 2 часа.

2.2.12. Гипотезы прочности механики материалов и элементов конструкций. Внешние и внутренние силы. Метод сечений. Напряжения. Деформации. Допускаемые напряжения.

Объем - 1 час.

2.2.13. Теория напряженных и деформированных состояний. Понятие и виды напряженного состояния материала деталей. Главные напряжения. Главные площадки.

Объем - 2 часа.

2.2.14. Геометрические характеристики сечения. Площадь сечения. Статический момент сечения. Моменты инерции простых сечений. Главные оси и главные моменты. Радиус инерции.

Объем - 2 часа.

2.2.15. Деформации при растяжении - сжатии. Нормальная сила. Нормальное напряжение. Закон Гука. Уравнение прочности.

Объем - 1 час.

2.2.16. Кручение. Напряжения, деформации в стержнях круглого поперечного сечения. Эпюры крутящих моментов. Условие прочности и жёсткости при кручении сплошных и полых валов. Рациональные формы сечений.

Объем - 2 часа.

2.2.17. Изгиб. Общие понятия о деформациях изгиба. Опорные реакции. Внутренние усилия. Поперечная сила, изгибающий момент. Эпюры поперечных сил и изгибающих моментов. Касательные напряжения при чистом изгибе. Условие прочности.

Объем - 2 часа.

2.2.18. Механические передачи: классификация, назначение, область применения. Фрикционные передачи. Передачи зацеплением.

Объем - 1 час.

2.2.19. Валы и оси. Прямые и гибкие. Постоянные муфты (глухие и подвижные). Сцепные муфты (кулачковые, фрикционные, электромагнитные). Самоуправляющиеся муфты. Муфты свободного хода.

Объем - 2 часа.

2.2.20. Соединения. Неразъемные соединения (заклепочные, с натягом, сварные, паяные, клеевые). Разъемные соединения (резьбовые, клеммовые, шпоночные, зубчатые, шлицевые, клиновые, штифтовые). Назначение и область применения.

Объем - 2 часа.

2.2.21. Опоры. Подшипники скольжения. Подшипники качения. Типы, назначение, область применения.

Объем - 1 час.

2.2.22. Упругие элементы, виды, назначение, область применения. Материалы пружин.

Объем - 1 час.

2.2.23. Особенности конструирования корпусных деталей. Материалы, технология производства. Смазка редукторов. Смазочные устройства.

Объем - 1 час.

2.2.24. Приводы. Требования и назначение. Выбор электродвигателя, режимы работы. Расчет мощности электродвигателя.

Объем - 1 час.

2.3. Практические занятия, их содержание и объем в часах

2.3.1. Классификация механизмов. Определение класса и порядка механизмов. Построение заменяющих механизмов.

Объем - 2 часа.

2.3.2. Построение планов скоростей и ускорений. Определение угловых скоростей и угловых ускорений звеньев. Частные положения механизмов.

Объем - 2 часа.

2.3.3. Расчет приведенных сил и приведенных моментов сил. Расчет маховика.

Объем - 2 часа.

2.3.4. Определение основных размеров кулачковых механизмов. Угол давления и угол передачи. Циклограмма.

Объем - 2 часа.

2.3.5. Исследование кинематики сложных зубчатых и планетарных передач графическим и аналитическим методами. Формула Виллиса, метод обращения движения.

Объем - 2 часа.

2.3.6. Определение нормальных сил, деформаций и нормальных напряжений при растяжении - сжатии круглого ступенчатого стержня. Построение эпюр.

Объем - 2 часа.

2.3.7. Определение крутящих моментов, касательных напряжений и угловых деформаций при кручении круглого ступенчатого вала.

Объем - 2 часа.

2.3.8. Определение поперечных сил, изгибающих моментов и напряжений при чистом изгибе. Подбор профиля балки. Построение эпюр.

Объем - 2 часа.

2.3.9. Расчет подшипников качения редуктора.

Объем - 2 часа.

2.4. Лабораторные занятия, их наименование и объем в часах

2.4.1. Составление структурных схем механизмов по моделям.

Объем - 2 часа.

2.4.2. Структурный анализ рычажных механизмов и механизмов с высшими парами.

Объем - 2 часа.

2.4.3. Построение профиля кулачка по заданному закону движения толкателя.

Объем - 2 часа.

2.4.4. Построение профиля зуба эвольвентного зубчатого зацепления.

Объем - 2 часа.

2.4.5. Кинематическое исследование планетарно-дифференциальных зубчатых передач.

Объем - 2 часа.

2.4.6. Определение геометрических параметров зубчатой передачи измерением колес.

Объем - 2 часа.

2.4.7. Испытание конструкционных материалов при осевом растяжении.

Объем - 2 часа.

2.4.8. Изучение конструкции редукторов.

Объем - 2 часа.

2.4.9. Изучение подшипников качения и их узлов.

Объем - 2 часа.

2.5. Курсовой проект, его характеристика

Курсовой проект по технической механике посвящен исследованию исполнительных механизмов двухпоршневого насоса двойного действия типа ЭНП-4-С, а также проектированию двухступенчатого редуктора, входящего в состав машинного агрегата.

Курсовой проект состоит из двух частей:

1. Графическая часть включает в себя 3-4 листа чертежей формата А1.
2. Расчетная часть выполняется в виде пояснительной записки к проекту в объеме 40 ... 50 листов формата А4 и оформляется в соответствии с требованиями СТП АмГУ-05-04 "Проекты (работы) дипломные и курсовые. Правила оформления".

2.6. Самостоятельная работа студентов

Расчетно-графические задания:

2.6.1. Структурный анализ механизмов.

2.6.2. Расчет ступенчатого стержня круглого сечения при растяжении - сжатии.

2.6.3. Расчет ступенчатого вала круглого сечения при кручении.

2.6.4. Расчет балки при прямом поперечном изгибе.

2.7. Перечень и темы промежуточных форм контроля знаний

2.7.1. Контрольная работа N 1 "Структурный анализ механизмов".

2.7.2. Контрольная работа N 2 "Кинематический анализ рычажных механизмов".

2.7.3. Контрольная работа N 3 "Кинематическое исследование зубчато-рычажных механизмов".

2.8. Вопросы к экзамену

1. Введение в техническую механику. Составные части и основные задачи курса технической механики.
2. Структура механизмов. Кинематическая пара, элемент пары. Низшая и высшая пары. Звено, деталь.
3. Структура механизмов. Структурная и кинематическая схемы механизмов. Плоская и пространственные пары.
4. Структура механизмов. Классификация кинематических пар по числу условий связи. Примеры кинематических пар 1-5 классов.
5. Структура механизмов. Звенья: неподвижные и подвижные (кривошип, кулиса, коромысло, шатун, ползун).
6. Структура механизмов. Кулачок, зубчатое зацепление (плоские и пространственные).
7. Кинематические цепи (плоские и пространственные, открытые и замкнутые). Расчет степени подвижности кинематических цепей (примеры).
8. Классификация механизмов. Цель и признаки классификации механизмов (примеры).
9. Структурная классификация механизмов по Ассур-Артоболовскому. Простейшие механизмы. Понятие и принципы построения структурных групп Ассура.
10. Определение класса и порядка структурных групп Ассура. Примеры групп Ассура различной сложности.
11. Структурный анализ механизмов (цель и задачи). Порядок проведения структурного анализа механизмов (пример).
12. Структурный анализ механизмов с высшими кинематическими парами. Заменяющий и заменяемый механизмы. Условие эквивалентной замены высшей пары (на примере кулачкового и зубчатого механизмов).
13. Кинематический анализ рычажных механизмов. Цель, задачи и последовательность кинематического анализа.
14. Кинематический анализ механизмов. План положения механизма, обобщенная координата. Масштабный коэффициент.

15. Графочисленный метод кинематического анализа механизмов, достоинства и недостатки, порядок его выполнения (на примере кривошипно-ползунного механизма).
16. Свойства планов скоростей и ускорений. Теорема подобия. Определение угловых скоростей и угловых ускорений звеньев механизма.
17. Основные параметры зубчатого зацепления (модуль; шаг; начальная, основная, делительная окружности; высота зуба; толщина зуба).
18. Кинематическое исследование зубчатых механизмов. Цель и методы исследования. Передаточное отношение и передаточное число. Знак передаточного отношения.
19. Зубчатые механизмы. Классификация. Редукторы и мультипликаторы.
20. Кинематика одноступенчатой плоской зубчатой передачи. Аналитический метод.
21. Кинематика многоступенчатых зубчатых передач (последовательность и кратные передачи). Область применения.
22. Пространственные зубчатые передачи (червячная, коническая). Область применения, кинематика.
23. Зубчато-рычажные передачи. Степень подвижности планетарных и дифференциальных передач. Область применения, достоинства и недостатки.
24. Аналитический метод кинематического исследования планетарных передач. Метод обращения движения. Формула Виллиса.
25. Детали машин. Классификация деталей машин.
26. Основы теории расчетов на прочность. Основные понятия и определения. Критерии работоспособности элементов конструкций (прочность, жесткость, устойчивость, надежность, износостойкость).
27. Классификация усилий в элементах конструкций. Внешние и внутренние, распределенные и сосредоточенные, объемные и поверхностные нагрузки.
28. Основная задача расчетов на прочность. Определение внутренних сил упругости методом сечений. Главный вектор силы, главный момент сил. Нормальная сила, поперечная сила, крутящий момент.
29. Основная задача расчетов на прочность. Понятие механического напряжения. Напряжения: нормальное, касательное, полное.
30. Закон Гука при растяжении-сжатии. Виды деформаций (абсолютная и относительная).
31. Центральное растяжение-сжатие. Уравнение прочности при растяжении-сжатии. Коэффициент запаса прочности.
32. Кручение. Деформации при кручении. Расчет напряжений при кручении. Уравнение прочности.
33. Чистый изгиб. Напряжения при чистом изгибе. Уравнение прочности при чистом изгибе.
34. Определение механизма, машины. Блок-схема машинного агрегата. Классификация машин.

35. Классификация деталей машин. Деталь, сборочная единица, узел, комплекс.
36. Соединения деталей машин. Разъемные и неразъемные соединения. Достоинства и недостатки.
37. Фрикционные передачи. Основные виды. Принцип работы, область применения. Достоинства и недостатки.
38. Плоскоременные передачи. Основные виды. Принцип работы, область применения. Достоинства и недостатки.
39. Клиноременные передачи. Основные виды. Принцип работы, область применения. Достоинства и недостатки.
40. Цепные передачи. Основные виды. Принцип работы, область применения. Достоинства и недостатки.
41. Передачи "винт-гайка". Основные виды. Принцип работы, область применения. Достоинства и недостатки.
42. Резьбовые соединения. Виды резьб (левая и правая, цилиндрическая и коническая). Методы изготовления резьб, геометрические параметры резьбы (на примере метрической).
43. Основные типы крепежных деталей. Способы стопорения резьбовых соединений.
44. Расчет резьбы на прочность (по напряжениям среза и смятия). Высота гайки, глубина завинчивания.
45. Заклепочные соединения. Конструкции, виды и область применения.
46. Сварные соединения. Виды сварных соединений. Достоинства и недостатки.
47. Паяные и клееные соединения. Достоинства и недостатки.
48. Шпоночные соединения. Виды. Назначение и область применения. Прочностной расчет шпоночного соединения с призматической шпонкой на прочность.
49. Шлицевые (зубчатые) соединения. Назначение, виды, область применения.
50. Подшипники качения. Назначение, область применения, классификация.
51. Муфты. Назначение, место установки в машинном агрегате. Глухие муфты, достоинства и недостатки.
52. Цилиндрические зубчатые передачи. Виды, общие сведения, характеристика. Особенности конструкций. Передаточное отношение.
53. Муфты, компенсирующие радиальное смещение валов. Виды конструкций.
54. Муфты, компенсирующие угловые смещения валов. Виды конструкций.

3. УЧЕБНО-МЕТОДИЧЕСКИЕ МАТЕРИАЛЫ.

3.1. Основная литература

3.1.1. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин. М., Наука, 1988. - 638 с.

3.1.2. Завистовский В.Э. Техническая механика: Учеб.пособие/ В.Э. Завистовский, Н.М. Захаров. - Мн.: Амалфея, 2001. - 600 с.

3.1.3. Механика машин /Под ред. Г.А.Смирнова. М., Высшая школа, 2001. - 510 с.

3.1.4. Теория механизмов и механика машин /Под ред. К.В. Фролова, М., Высшая школа, 2000. -378 с.

3.1.5. Юдин В.А., Петрокас Л.В. Теория механизмов и машин. М., Высшая школа, 1977. - 521 с.

3.1.6. Ицкович Г.М. Сопротивление материалов: Учебник /Г.М. Ицкович. - 9-е изд., испр. - М.: Высшая школа, 2001. - 368 с.

3.1.7. Иванов М.Н. Детали машин. -М.: Высшая школа, 2000. - 384 с.

3.1.8. Решетов Д.Н. Детали машин. М., Высшая школа, 1975. - 518 с.

3.1.9. Никифоров А.Д. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения: Учеб. пособие /А.Д. Никифоров. -М.: Высшая школа, 2000. - 510 с.

3.2. Дополнительная литература

3.2.1. Аркуша А.И. Техническая механика: теоретическая механика и сопротивление материалов. М., Высшая школа. 2001. - 352 с.

3.2.2. Юдин В.А., Барков Г.А., Чупин Ю.Н. Сборник задач по теории механизмов и машин. М., Высшая школа, 1982. - 215 с.

3.2.3. Горов Э.А. и др. Типовой лабораторный практикум по теории механизмов и машин. М., Машиностроение, 1990. - 160 с.

3.2.4. Попов С.А., Тимофеев Г.А. Курсовое проектирование по теории механизмов и механике машин /Под ред. К.В. Фролова. М., Высшая школа, 2001. - 352 с.

3.2.5. Гурьева Л.А. Сборник задач по сопротивлению материалов: Учеб. для специал. учеб. заведений /Л.А. Гурьева, В.А. Дронченко, И.Г. Гурьев. - Мн.: Амалфея, 2001. - 400 с.

3.2.6. Ицкович Г.М. Руководство к решению задач по сопротивлению материалов. М., Высшая школа, 2001. - 592 с.

3.2.7. Подскребко М.Д. Сопротивление материалов: Лабораторный практикум: Учеб.пособие для студентов технических вузов /М.Д. Подскребко, О.И. Мисуно, С.А. Легенький. - Мн.: Амалфея, 2001. - 300 с.

3.2.8. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и детали машин. М., Высшая школа, 2001. - 447 с.

3.2.9. Курсовое проектирование деталей машин. /Под ред. С.А.Чернавского. М., Машиностроение, 1988. - 416 с.

3.2.10. Крайнев А.Ф. Словарь-справочник по механизмам. М.: Машиностроение, 1981. - 438 с.

3.3. Перечень наглядных пособий, методических указаний и методических материалов

3.3.1. Учебные видеофильмы "Механизмы в современной технике".

3.3.2. Модели механизмов.

3.3.3. Плакаты по разделам "Теория механизмов и машин", "Сопротивление материалов" и "Детали машин".

3.3.4. Приборы, лабораторные стенды и мерительный инструмент.

3.3.5. Тесты.

3.3.6. Программы расчета кинематических параметров механизмов на ПЭВМ.

3.3.7. Образцы чертежей к выполнению курсового проекта.

3.3.8. Методические указания к выполнению расчетно-графических заданий, лабораторных работ и курсового проекта.

КОНСПЕКТ ЛЕКЦИЙ
по курсу «Техническая (прикладная) механика»
 Лекция 1. Структура механизмов и машин.

Структура машины и ее функциональные части.

В машине можно выделить несколько основных функциональных частей (рис. 1.1). Основную часть машины составляет исполнительный механизм, который совершает тот рабочий процесс, ради которого создавалась машина. Вместе со вспомогательными механизмами (например, редуктором, мультипликатором, коробкой скоростей и т.п.) он составляет *механическую систему* машины (МС). Входу (входному звену) сообщается движение, определяемое некоторой обобщенной координатой q . Механическая система преобразует это движение в требуемое движение выходного (рабочего) звена, определяемое выходной координатой x . К входному звену приложена обобщенная движущая сила Q , которая преобразуется в МС в силу P на выходном звене. Различные расчетные модели именно этой части машины мы будем исследовать при рассмотрении вопросов, связанных со структурой, геометрией, кинематикой механизмов. При решении первой задачи динамики оказывается, что необходимо включить в рассматриваемую модель и рабочий процесс (РП), который также можно считать частью машины. МС совершает рабочий процесс с помощью силы P , действующей на выходном звене.

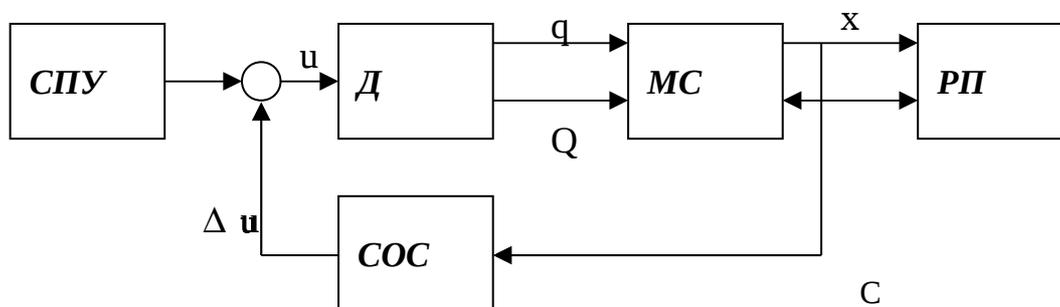


Рис. 1.1. Структурная схема машины,

Неотъемлемой частью машины является *двигатель* (Д), который сообщает механической системе МС движение и в котором создается обобщенная движущая сила Q . Модель двигателя включается в рассмотрение при решении второй задачи динамики – определении закона движения при заданных силах.

Современные машины снабжаются *системами программного управления* (СПУ), которые формируют управляющие сигналы u , поступающие на вход двигателя. Для корректировки движения используется *система обратной связи* (СОС). Она получает информацию о движении выходного звена МС и

С
О
1
S
S
O
1
3
l
2
l

формирует корректирующий сигнал Δu , уменьшающий возникающую ошибку.

Основные модели теории механизмов и машин

1. Простейшая модель, которой будем пользоваться в дальнейшем – звено. В зависимости от решаемых задач эта модель может обладать разными свойствами (жесткое звено, упругое звено). На первых этапах мы будем считать звено недеформируемым и рассматривать его как абсолютно твердое тело (жесткое звено). Эта модель используется для расчета поведения одной или нескольких жестко связанных между собой деталей. В зависимости от вида движения звенья имеют традиционное название. Неподвижное звено называется *стойкой*; на схемах его подчеркивают косой штриховкой. Звено, совершающее вращение вокруг неподвижной оси, называется *кривошипом*. Если звено совершает качательное движение (неполный оборот), то его называют *коромыслом*. Звено, совершающее возвратно-поступательное движение, – *ползун*. Звено, совершающее плоское движение – *шатун*.
2. Модель подвижного соединения двух звеньев называется *кинематической парой* (КП). Эта модель обладает следующими свойствами: элементы кинематических пар считаются недеформируемыми, а связи, накладываемые кинематической парой, являются голономными, стационарными и удерживающими. Важной характеристикой КП является число степеней свободы s , которое оставляет КП в относительном

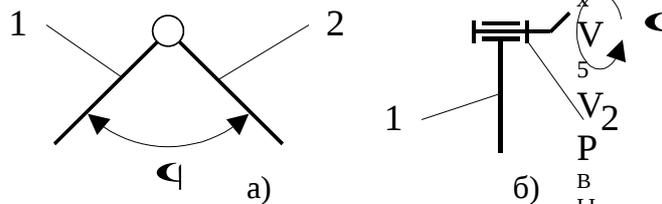


Рис.1.2. Вращательная одноподвижная пара

движении соединяемых ею звеньев. Например, если КП оставляет одну степень свободы в относительном движении ($s=1$), то такую пару называют

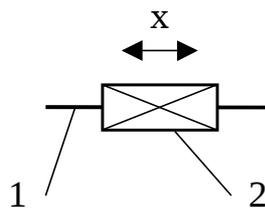
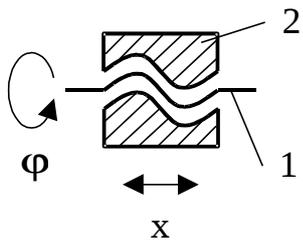


Рис.1.3. Поступательная одноподвижная пара

одноподвижной. На рис. 1.2 представлена *вращательная одноподвижная* КП (координата φ , определяющая относительное перемещение звеньев, является угловой), а на рис. 1.3. – *поступательная одноподвижная* КП (координата x , определяющая относительное перемещение звеньев, является линейной). Пример модели вращательной КП – соединение ротора двигателя со статором; поступательной КП – соединение салазок с направляющими. Одноподвижной парой является также и так называемая *винтовая пара*, моделирующая соединение типа «винт-гайка», несмотря на то, что в такой паре имеется два вида относительного движения – поступательное и вращательное, т.к. два этих движения не являются независимыми (рис. 1.4). *Двухподвижная* пара оставляет две степени свободы в относительном движении ($s=2$). Это может быть, например, цилиндрическая пара (рис. 1.5), которая допускает относительное вращательное и поступательное движение, как в дверной петле. Если в соединении, моделируемом одноподвижной КП, одну из деталей рассверлить, то число степеней свободы в относительном движении увеличится. Тогда надо воспользоваться моделью двухподвижной (рис. 1.6, а) или *трехподвижной* (рис. 1.6, б) КП. Трехподвижной парой можно также моделировать и сферический шарнир (рис. 1.7, б). Иногда число степеней



1.4. Винтовая пара

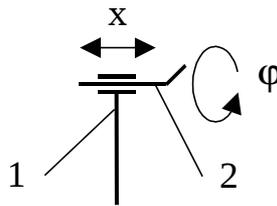


Рис.1.5. Цилиндрическая пара

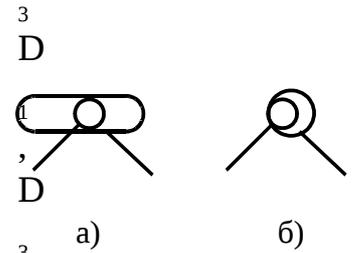


Рис.1.6. Пара с зазором

свободы в сферическом шарнире ограничивают, устанавливая на внутреннюю сферу палец и высверливая в наружной сфере паз; полученное соединение моделируется двухподвижной КП (рис. 1.7, а). Самое большое число степеней свободы в относительном движении, которое может оставить одна КП, равно пяти.

Иногда в КП указывается еще одно свойство. Если у двух звеньев,

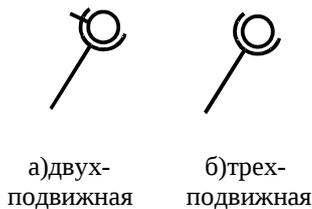


Рис.1.7. Сферическая пара

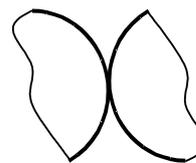


Рис.1.8. Высшая кинематическая пара (КП)

входящих в пару, можно построить общие поверхности, то такие пары

называют *низшими* (например, во вращательной паре можно построить общий цилиндр, а в поступательной – общую плоскость). В противном случае пару называют *высшей*: при каждом положении звеньев имеются только общие линии или точки, расположение которых меняется в процессе движения (рис. 1.8). Высшей кинематической парой моделируется, например, соединение двух зубчатых колес между собой.

Иногда на схеме в одном месте изображают сразу две кинематические пары. Например, на рис. 1.9, а звенья 1 и 2 образуют одну вращательную пару, а звено 3 со звеном 1 или 2 – вторую. На рис. 1.9, б также изображены две КП: звено 1 со звеном 2 образует вращательную КП, а звено 2 со звеном 3 – поступательную.

3. Соединив некоторое число звеньев между собой с помощью КП, получим модель, обладающую новыми свойствами – кинематическую цепь. *Кинематическая цепь* – совокупность звеньев, связанных между собой кинематическими парами (рис. 1.10). Она характеризуется числом степеней

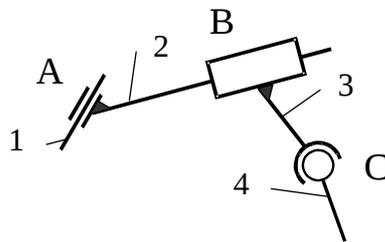
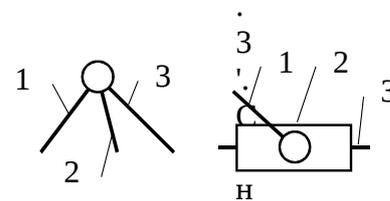


Рис.1.10. Кинематическая цепь



а) вращательные б) вращательная и поступательная

Рис.1.9. Две кинематические пары

подвижности или, иначе говоря, числом двигателей, которые надо подсоединить к цепи для того, чтобы полностью определить положение всех звеньев цепи.

Найдем число степеней подвижности кинематической цепи, содержащей N звеньев. Общее число степеней подвижности N звеньев, не связанных между собой, равно $6N$, однако каждая s -подвижная КП отнимает $6-s$ степеней подвижности: 1-подвижная КП – пять, 2-подвижная – четыре и т.д. Таким образом, у кинематической цепи остается число степеней подвижности $W_{ц}$:

$$W_{ц} = 6N - 5p_1 - 4p_2 - 3p_3 - 2p_4 - p_5 = 6N - \sum_{s=1}^{s=5} (6-s)p_s \quad (1.1)$$

где p_s – число s -подвижных кинематических пар в цепи.

Для примера, показанного на рис. 1.10, имеем:

$N=4$;

$p_1=1$ (поступательная пара В);

$p_2=1$ (цилиндрическая пара А);

$p_3=1$ (сферический шарнир С);

$W_{ц}=6 \cdot 4 - 5 \cdot 1 - 4 \cdot 1 - 3 \cdot 1 = 12$.

4. Кинематическая цепь, в которой одно из звеньев принято за неподвижное, называется *механизмом*. Поскольку неподвижное звено не обладает подвижностью, для определения числа степеней подвижности механизма W это звено нужно вычесть из числа N :

$$W = 6(N - 1) - \sum_{s=1}^{s=5} (6 - s)p_s \quad (1.2)$$

Формула (1.2) называется *формулой Малышева*. Пользуясь формулой (1.2), определим число степеней подвижности исполнительного механизма промышленного робота, показанного на рис. 1.11. Отметим, что все КП в этом механизме – одноподвижные (одна поступательная и две вращательных), тогда:

$$W = 6(4 - 1) - 5 \cdot 3 = 3.$$

Следовательно, для того, чтобы полностью и однозначно определить положение звена 4, необходимо задать 3 входные координаты; на рис. 1.11 они обозначены q_1, q_2, q_3 . Если это условие будет выполнено, то такой механизм – *нормальный*. *Нормальным* механизмом называется такой, в котором число входов совпадает с числом степеней подвижности. Модель

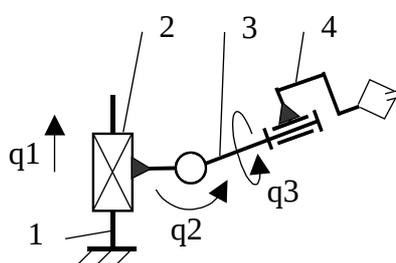


Рис.1.11. Схема механизма

«нормальный механизм» была предложена проф. М.З.Коловским; она удобна тем, что поддается геометрическому анализу. Однако у механизма может быть большое число звеньев и, следовательно, система уравнений, описывающая такой механизм, будет содержать большое число уравнений. Для того, чтобы упростить анализ сложного механизма, удобно разбить его на более простые модели – структурные группы.

Следует отметить, что рассмотренная модель механизма с жесткими звеньями имеет число степеней подвижности, равное числу степеней свободы. Если модель жесткого звена, входящего в состав механизма, заменить на модель упругого звена, то число степеней свободы увеличится, а число степеней подвижности не изменится. Модели механизмов с упругими звеньями рассматриваются в специальных разделах ТММ и в дисциплине «Колебания в машинах».

5. *Структурная группа* – кинематическая цепь, в которой число входов равно числу степеней подвижности. Такое понятие структурной группы было

предложено проф. М.З.Коловским. Структурная группа также, как и нормальный механизм, поддается геометрическому анализу. Частным случаем структурной группы является группа, получившая название *группы Ассура*, в которой число степеней подвижности равно нулю.

Модель «структурная группа» удобно использовать не только для анализа механизмов, но и для проектирования новых механизмов: при присоединении к стойке структурных групп всегда будет получаться нормальный механизм.

Рассмотрим примеры. На рис. 1.12 изображено звено, имеющее одну вращательную одноподвижную пару. Число степеней подвижности $W=6 \cdot 1-5 \cdot 1=1$. Если задать один вход, обозначенный входной координатой q_1 , получим одноподвижную группу. Присоединив ее к стойке, получим одноподвижный механизм, состоящий из одного подвижного и одного неподвижного звена.

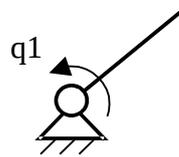


Рис.1.12.
Одноподвижная
структурная группа



На рис. 1.13 изображен механизм, включающий в себя, кроме стойки, звенья АВ, ВС и CD. Звено АВ, включающее в себя вращательную пару А, как мы выяснили, является одноподвижной группой. Оставшиеся два звена ВС и CD имеют одну одноподвижную пару D, одну двухподвижную пару С и трехподвижную пару В; таким образом, $W_{ц}=6 \cdot 2-5 \cdot 1-4 \cdot 1-3 \cdot 1=0$. Следовательно, эта цепь является структурной группой Ассура, а весь механизм состоит из одной одноподвижной группы и одной группы Ассура.

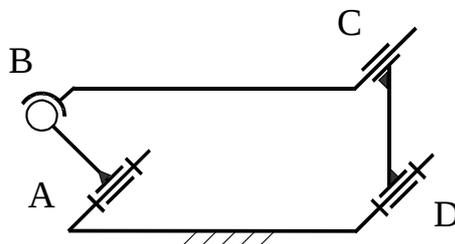


Рис.1.13 Схема механизма с двумя структурными группами (СГ)

На рис. 1.14 изображена схема платформы Стюарта. В ней $N=14$, $p_1=6$, $p_2=6$, $p_3=6$. Следовательно, $W=6(14-1)-5 \cdot 6-4 \cdot 6-3 \cdot 6=6$, т.е. платформа обладает шестью степенями подвижности.

Повторить по лекции 1:

Модели:

- звено;
- кинематическая пара;
- кинематическая цепь;
- механизм; нормальный механизм;
- структурная группа; группа Ассура;

Формулы:

- формула Малышева для определения числа степеней подвижности.

Термины:

- кривошип;
- шатун;
- коромысло;
- число степеней подвижности.

Лекция 2. Механизмы с избыточными связями.

1. Механизмы с избыточными связями и «лишними» степенями подвижности

Рассмотрим механизм, показанный на рис. 1.15, а. Его называют *шарнирным четырехзвенником*, так как у него - четыре звена, включая стойку, и все кинематические пары (КП) являются шарнирами. На реальной модели видно, что механизм является одноподвижным: вращая кривошип, мы сообщаем полностью определенное движение остальным звеньям. Однако из формулы Малышева (1.2, лк1) следует, что число степеней подвижности механизма отрицательно: $W=6(4-1)-5 \cdot 4=-2$, т.е. рассматриваемая схема представляет собой неподвижную ферму. Очевидное несоответствие объясняется тем, что мы подставили в формулу (1.2) и те связи, которые в реальном механизме не используются. Их называют *избыточными связями*. Например, в данном механизме все звенья движутся в параллельных плоскостях, следовательно, те связи, которые не позволяют звеньям выйти из плоскости их движения, не использованы. Такие связи можно убрать, и при этом число степеней подвижности механизма не изменится. Например, вместо одноподвижной КП можно поставить двухподвижный цилиндрический шарнир, который позволяет звеньям выходить из плоскости их относительного вращения, однако эта возможность в данном механизме не будет использована, поскольку нет сил, которые вынуждали бы звенья выйти из плоскости их движения. Однако если окажется, что оси всех шарниров четырехзвенника не будут строго параллельны друг другу, то звенья будут стремиться двигаться уже не в параллельных плоскостях; в этом случае проявятся избыточные связи, которые не дадут звеньям повернуться и превратят механизм в ферму.

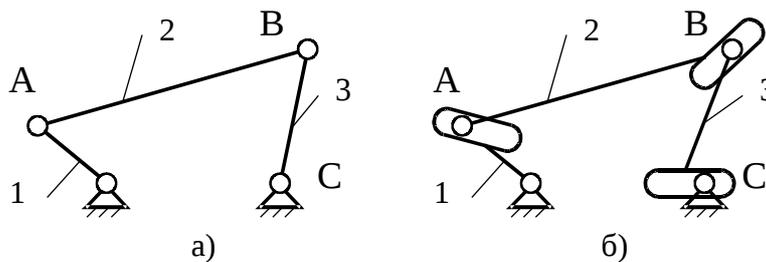


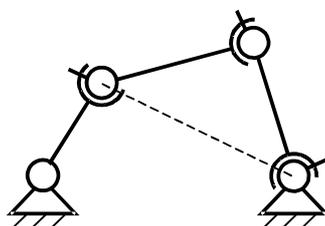
Рис.1.15. Шарнирный четырехзвенник

Механизмы с избыточными связями используют для повышения жесткости конструкции. Однако они накладывают повышенные требования к точности изготовления деталей и их монтажа (в данном случае – требование к соблюдению параллельности осей шарниров), и, следовательно, ведут к удорожанию конструкции. Если эти требования выполнены не в достаточной степени, то для проворачивания механизма нужно прилагать повышенные усилия, что может привести к увеличению трения, повышенному износу, заклиниванию механизма и даже к его поломке. Для того, чтобы избежать этого, иногда прибегают к рассверливанию отверстий в шарнирах. При этом неподвижные КП превращаются в двухподвижные (рис. 1.15, б). Число степеней подвижности в таком механизме равно: $W=6(4-1)-5 \cdot 1-4 \cdot 3=1$. Однако в таком механизме появляются зазоры в соединениях, следовательно, падает точность работы механизма; при перемене знака передаваемых усилий в соединении возникает ударная нагрузка на соединения, что приводит к их поломке.

Для того, чтобы определить число избыточных связей q , достаточно вычесть из числа степеней подвижности, найденного опытным путем, число степеней подвижности, найденное по формуле (1.2). В случае шарнирного четырехзвенника это $1-(-2)=3$. Формула Малышева с учетом избыточных связей имеет вид:

$$W = 6(N - 1) - \sum_{s=1}^{s=5} (6 - s)p_s - q \quad (1.2')$$

Рассмотрим еще один четырехзвенный механизм, представленный на рис. 1.16. У него один неподвижный шарнир и три двухподвижных, которые допускают относительное вращение входящих в них звеньев вокруг двух осей, следовательно, общее число степеней подвижности равно 1. Однако в некоторых положениях может оказаться так, что оси, допускающее относительное вращение звеньев, у двух несмежных шарниров совпадут, как



показано на рис. пунктирной линией. Возникнет мгновенная ось вращения, вокруг которой будут стремиться повернуться шатун и коромысло. То есть появилась «лишняя» степень подвижности, не выявленная формулой Малышева и обусловленная подбором кинематических пар. Механизм, показанный на рис. 1.16, носит название механизма *Теннета*. В этом механизме возможно появление «лишних» степеней подвижности, выраженное вращением шатуна и коромысла вокруг их продольных осей.

2. Плоские механизмы и плоские группы Ассур

Плоский механизм – такой, в котором звенья перемещаются в параллельных плоскостях. Эта модель используется достаточно часто. Для таких моделей для определения числа степеней подвижности удобно пользоваться *формулой Чебышева*:

$$W_{\text{п}}=3(N-1)-2p_{\text{н}}-p_{\text{в}} \quad (1.3)$$

Здесь N – число звеньев механизма, $p_{\text{н}}$ – число низших кинематических пар, $p_{\text{в}}$ – число высших кинематических пар. Вывод этой формулы достаточно очевиден: в плоскости движения звенья обладают тремя степенями подвижности; каждая низшая пара отнимает у звеньев по две степени подвижности, оставляя по одной; каждая высшая пара отнимает, соответственно, по одной степени подвижности.

В соответствии с формулой Чебышева число степеней подвижности шарнирного четырехзвенника, показанного на рис. 1.15, а, составляет: $W_{\text{п}}=3(4-1)-2 \cdot 4=1$.

Рассмотрим кулачковый механизм, представленный на рис. 1.17. Здесь звено 1 – кулак, звено 2 – толкатель, звено 3 – ролик, 4 – стойка. Ролик в кулачковых механизмах ставится для уменьшения потерь на трение (замена трения скольжения на трение качения). В механизме три низших кинематических пары (две вращательных и одна поступательная) и одна высшая (соединение кулака и ролика). По формуле Чебышева $W_{\text{п}}=3(4-1)-2 \cdot 3-1 \cdot 1=2$. Вторая степень подвижности (вращение ролика вокруг своей оси) – «лишняя».

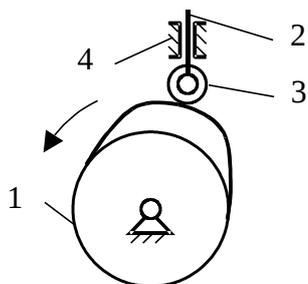


Рис.1.17.
Кулачковый механизм

В плоских механизмах, также как и в пространственных, можно выделить структурные группы; число степеней подвижности плоских структурных групп $W_{\text{пр}}$ находится по формуле:

$$W_{\text{пр}} = 3N - 2 \cdot p_{\text{н}} - p_{\text{в}} \quad (1.4)$$

Если $W_{\text{пр}} = 0$, то такая структурная группа называется плоской группой Ассура. Рассмотрим возможные плоские группы Ассура.

$N=1$, тогда $p_{\text{н}}=1$ и $p_{\text{в}}=1$ (в группе Ассура с одним звеном должна быть одна низшая и одна высшая КП – рис. 1.18, а). Присоединив однозвенную группу Ассура к одноподвижной группе и к стойке, получим механизм с коромысловым толкателем (рис. 1.18, б). Структуру механизма можно представить в виде схемы, называемой *графом*: вершины графа, обозначаемые кружками, представляют собой структурные группы, внутри которых цифрами проставляют число звеньев группы и число степеней подвижности группы; ребра графа, связывающие вершины, обозначают КП, с помощью которых группы соединяются между собой. Вершина графа с нанесенной кривой штриховкой обозначает стойку. Таким образом, граф структуры, изображенный

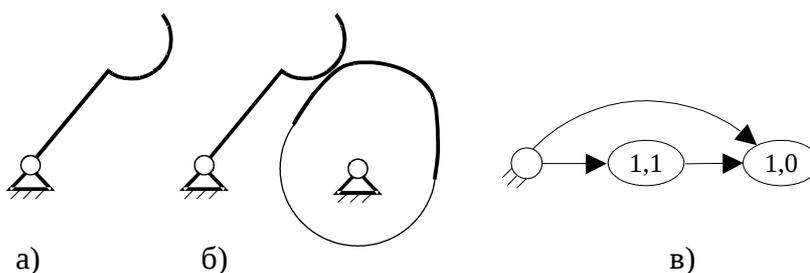


Рис.1.18.

на рис. 1.18, в показывает, что структура механизма представляет собой однозвенную одноподвижную группу, которая связана с однозвенной группой Ассура и со стойкой.

Если $N=2$ (такую группу Ассур называют *диадой*), тогда $p_n=3$, $p_v=0$, то есть в двухзвенной группе Ассур должны быть три низшие кинематические пары. Это могут быть вращательные или поступательные КП в различных

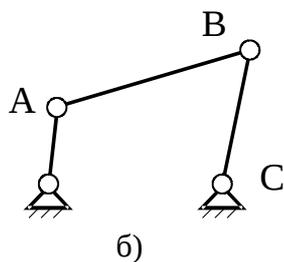
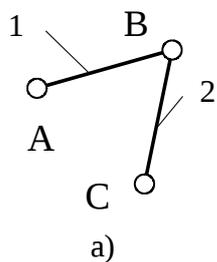


Рис.1.19.

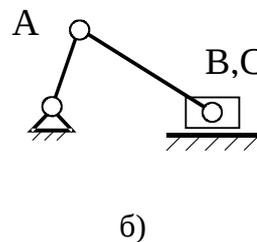
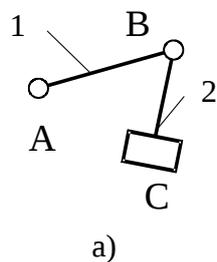


Рис.1.20.

сочетаниях. На рис. 1.19, а показана диада с тремя вращательными парами (она обозначается ВВВ), а на рис. 1.19, б – схема механизма, образованного с этой диадой (это уже упоминавшийся шарнирный четырехзвенник). На рис. 1.20, а представлена диада ВВП (две вращательных и одна поступательная КП), а на рис. 1.20,б – схема механизма с диадой ВВП (кривошипно-ползунный механизм). Шарнирный четырехзвенник и кривошипно-ползунный механизм имеют одинаковую структуру: к стойке присоединена однозвенная одноподвижная группа, включающая в себя кривошип и вращательную КП, а к ней – диада ВВВ или ВВП. На рис. 1.21 показан граф структуры этих двух механизмов.

Если $N=3$, то в группе Ассур могут быть четыре низшие КП и одна высшая, как на рис. 1.22 ($p_n=4$, $p_v=1$, $W_{пр}=3 \cdot 3-2 \cdot 4-1=0$), либо три низших и три высших КП ($W_{пр}=3 \cdot 3-2 \cdot 3-3=0$), либо две низших и пять высших ($W_{пр}=3 \cdot 3-2 \cdot 2-5=0$); такие группы уже не реализуют.

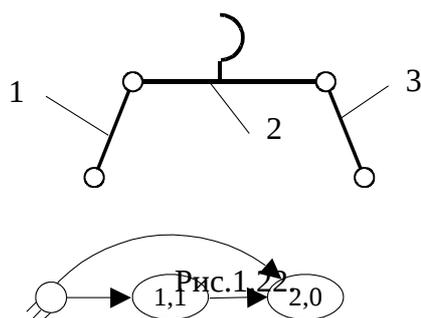


Рис.1.21.

Четырехзвенная группа Ассур ($N=4$) должна содержать 6 низших КП, как, например, на рис. 1.23, а. ($p_n=6$, $p_v=0$, $W_{пр}=3 \cdot 4-2 \cdot 6=0$). Присоединив такую группу к однозвенной одноподвижной группе и к стойке, получим механизм,

показанный на рис. 1.23, б. Граф структуры такого механизма представлен на рис. 1.23, в.

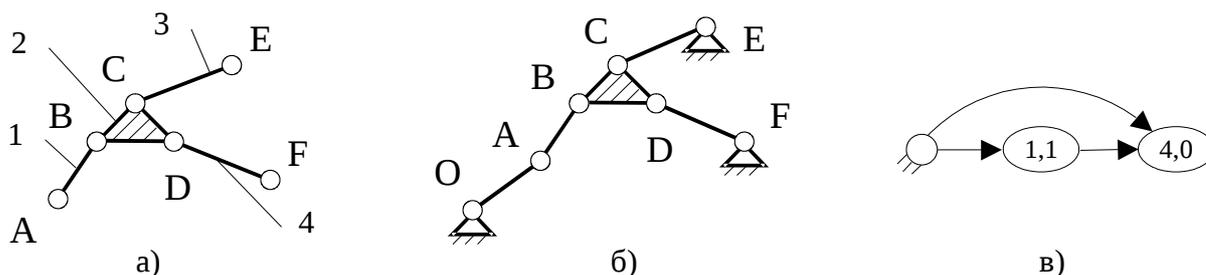


Рис.1.23.

3. Структурные преобразования механизмов

Представление механизма в виде структурных групп зависит от расположения входа (входного звена). Если перенести вход в механизме, то изменится его структура. Структурное преобразование состоит в условном перенесении входов, целью которого является упрощение структуры механизма.

Рассмотрим механизм, представленный на рис. 1.24, а. Если в качестве входного звена выбрать звено DF, то весь механизм разобьется на три структурные группы: однозвенную одноподвижную (звено DF со вращательной КП), диаду ВВВ (звенья CD и CE с тремя вращательными КП) и еще одну диаду ВВВ (звенья OA и AB с тремя вращательными парами). Граф структуры преобразованного механизма представлен на рис. 1.24, б. В

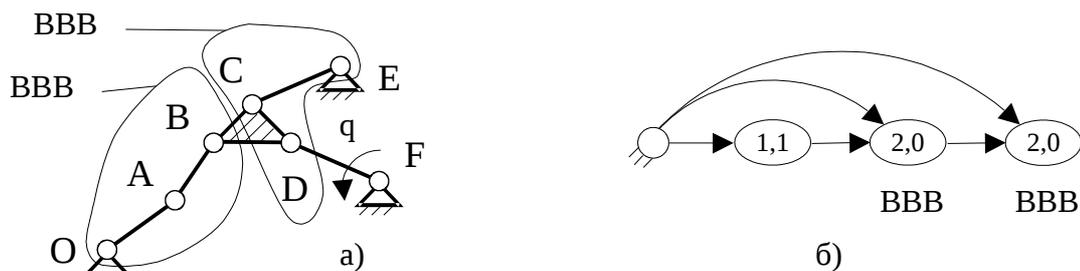


Рис.1.24.

результате структурного преобразования мы условно избавились от громоздкой четырехзвенной группы, заменив ее на две диады.

При исследовании механизмов с несколькими степенями подвижности часто используется структурное преобразование, называемое, по предложению проф. М.З.Коловского, структурной инверсией. При структурной инверсии выходные координаты механизма (координаты рабочих органов) рассматриваются как входные, а обобщенные координаты входных звеньев и пар – как выходные.

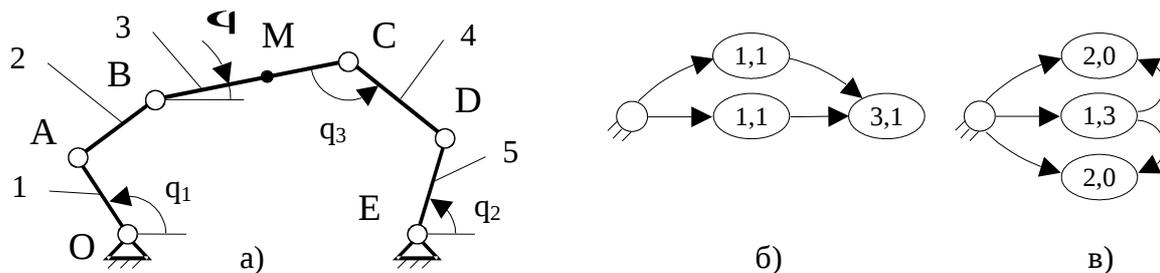


Рис.1.25.

Рассмотрим пример. На рис. 1.25, а представлена схема плоской платформы. Число степеней подвижности по формуле Чебышева $W_{\pi}=3 \cdot (6-1)-2 \cdot 6=3$. Следовательно, в механизме надо задать три входа: q_1, q_2, q_3 . В случае, если эти входы заданы так, как показано на рисунке, механизм распадается на следующие структурные группы: две однозвенные одноподвижные (звенья OA и DE с вращательным КП) и одну трехзвенную одноподвижную (звенья AB, BC, CD с четырьмя вращательными КП). Граф структуры такого механизма показан на рис. 1.25, б. Выходными координатами в этом случае являются координаты некоторой точки M звена BC и угол наклона этого звена φ . Выполним структурную инверсию механизма. Примем координаты x_m, y_m, φ за входные, а обобщенные координаты q_1, q_2, q_3 – за выходные. Тогда структура механизма изменится, а граф структуры будет таким, как показано на рис. 1.25, в: к стойке присоединена однозвенная трехподвижная группа (звено BC: $W=3 \cdot 1-0=3$), которая связана с двумя группами Ассур типа ВВВ (диады, включающие в себя звенья OA и AB с одной стороны, и CD и DE – с другой). Тем самым мы понизили максимальное число звеньев в структурных группах с трех до двух.

Повторить по лекции 2:

Модели:

- избыточная связь;
- плоский механизм;
- плоская группа Ассур.

Формулы:

- формула Чебышева для определения числа степеней подвижности плоского механизма.

Термины:

- шарнирный четырехзвенник;
- кулак;
- толкатель;
- диада;
- структурное преобразование;
- структурная инверсия.

Лекция 3. Кинематический анализ механизмов.

1. Кинематический анализ механизмов

После проведения геометрического анализа приступают к кинематическому. *Задачей кинематического анализа* является определение скоростей и ускорений точек механизма, угловых скоростей и угловых ускорений его звеньев при заданных законах изменения обобщенных скоростей $\dot{q}_s(t)$ и обобщенных ускорений $\ddot{q}_s(t)$, т.е. первых и вторых производных по времени от обобщенных координат.

Пусть для одноподвижного механизма ($W=1$) определена функция положения некоторой точки М:

$$x_M = \Pi_x(q) \quad (2.18)$$

Дифференцируя (2.18) по времени, получим:

$$\dot{x}_M = \frac{dx_M}{dt} = \frac{\partial \Pi_x}{\partial q} \cdot \frac{dq}{dt} = \Pi'_x \cdot \dot{q}, \quad (2.19)$$

где \dot{q} - обобщенная скорость, а Π'_x - *аналог скорости* или первая геометрическая передаточная функция. Отметим, что аналог скорости Π'_x является геометрической характеристикой механизма, в отличие от скорости, которая является кинематическим параметром. В частности, если обобщенная координата – угловая, то аналог скорости Π'_x имеет ту же размерность, что и функция положения $\Pi_x(q)$. В дальнейшем будет показано, что аналог скорости является важной характеристикой механизма, определяющей его качество.

Для определений ускорения точки М продифференцируем выражение (2.19) по времени:

$$\ddot{x}_M = \frac{d^2 x_M}{dt^2} = \frac{\partial^2 \Pi_x}{\partial q^2} \cdot \left(\frac{dq}{dt} \right)^2 + \frac{\partial \Pi_x}{\partial q} \cdot \frac{d^2 q}{dt^2} = \Pi''_x (\dot{q})^2 + \Pi'_x \ddot{q}, \quad (2.20)$$

где $\frac{\partial^2 \Pi_x}{\partial q^2} = \Pi''_x$ - аналог ускорения или вторая геометрическая передаточная функция. Так же, как и аналог скорости, аналог ускорения является геометрической характеристикой механизма.

\ddot{q} - обобщенное ускорение.

Часто мы будем ограничиваться рассмотрением случая: $\dot{q} = \text{const}$ $\ddot{q} = 0$; тогда $\ddot{x}_M = \Pi''_x (\dot{q})^2$.

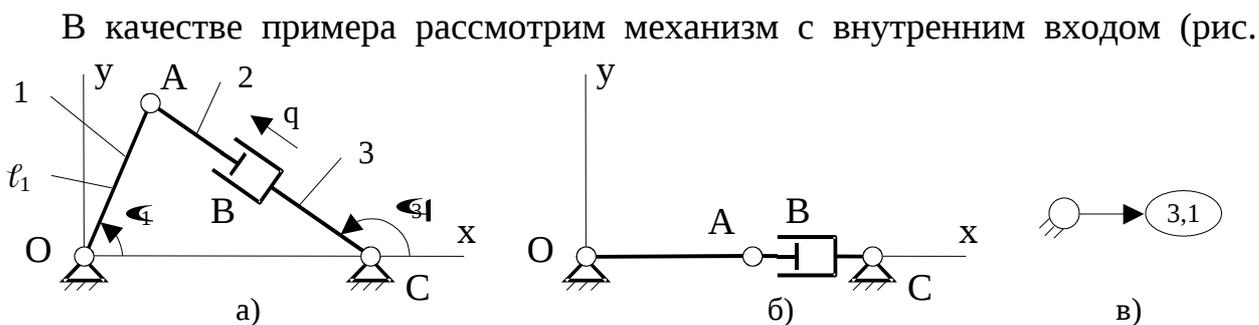


Рис.2.9. Механизм с внутренним входом

2.9,а). Такие механизмы встречаются в гидро- или пневмоприводах: звено 3 – цилиндр, звено 2 – поршень и шток. Обобщенная входная q – это перемещение поршня относительно цилиндра. В этом случае оказывается, что расстояние между точками А и С является переменным: $AC = l + q$, где $l = \text{const}$. Особенностью такого механизма является то, что он содержит только одну трехзвенную одноподвижную структурную группу, которая присоединена к стойке (рис. 2.9, с). Отметим, что, поскольку кинематическая пара В – поступательная, то угол поворота звена 2 и звена 3 – один и тот же - φ_3 . Одинаковыми у них будут также угловые скорости и угловые ускорения. Обозначим $OA=l_1$; составим функцию положения звеньев 1 и 3:

$$\begin{aligned} l_1 \cos\varphi_1 &= x_C + (l + q) \cos\varphi_3; \\ l_1 \sin\varphi_1 &= y_C + (l + q) \sin\varphi_3. \end{aligned} \quad (2.21)$$

Продифференцируем (2.21) по обобщенной координате q :

$$\begin{aligned} -l_1 \sin\varphi_1 \frac{\partial\varphi_1}{\partial q} &= \cos\varphi_3 - (l + q) \sin\varphi_3 \frac{\partial\varphi_3}{\partial q}; \\ l_1 \cos\varphi_1 \frac{\partial\varphi_1}{\partial q} &= \sin\varphi_3 + (l + q) \cos\varphi_3 \frac{\partial\varphi_3}{\partial q}. \end{aligned} \quad (2.22)$$

Обозначим аналоги угловой скорости первого и второго звена : $\frac{\partial\varphi_1}{\partial q} = \varphi'_1$; $\frac{\partial\varphi_3}{\partial q} = \varphi'_3$. Нетрудно видеть, что относительно аналогов скорости система уравнений (2.22) является линейной:

$$\begin{aligned} -l_1 \sin\varphi_1 \cdot \varphi'_1 + (l + q) \sin\varphi_3 \cdot \varphi'_3 &= \cos\varphi_3; \\ l_1 \cos\varphi_1 \cdot \varphi'_1 - (l + q) \cos\varphi_3 \cdot \varphi'_3 &= \sin\varphi_3. \end{aligned} \quad (2.22')$$

Отсюда несложно найти аналоги скорости:

$$\varphi'_1 = \frac{\begin{vmatrix} \cos\varphi_3 & (l+q)\sin\varphi_3 \\ \sin\varphi_3 & -(l+q)\cos\varphi_3 \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} -l_1\sin\varphi_1 & (l+q)\sin\varphi_3 \\ l_1\cos\varphi_1 & -(l+q)\cos\varphi_3 \end{vmatrix}} = \frac{-\cos^2\varphi_3(l+q) - \sin^2\varphi_3(l+q)}{l_1(l+q)(\sin\varphi_1\cos\varphi_3 - \cos\varphi_1\sin\varphi_3)} = -\frac{1}{l_1\sin(\varphi_1 - \varphi_3)} \quad (2.23)$$

Отметим, что знаменатель выражения (2.23) (якобиан) обращается в ноль при $\varphi_1 = \varphi_3 \pm \pi n$, $n=0, 1, \dots$. В этих случаях механизм попадает в особые положения (рис. 2.9, б), а аналог скорости $\varphi'_1 \rightarrow \infty$. Поэтому механизм стремятся не доводить до этого положения. Например, в автомобилях-самосвалах опрокидывающуюся платформу, связанную со звеном 1, опускают на упор, не позволяющий механизму попасть в особое положение.

$$\varphi'_3 = \frac{\begin{vmatrix} -l_1\sin\varphi_1 & \cos\varphi_3 \\ l_1\cos\varphi_1 & \sin\varphi_3 \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} -l_1\sin\varphi_1 & (l+q)\sin\varphi_3 \\ l_1\cos\varphi_1 & -(l+q)\cos\varphi_3 \end{vmatrix}} = \frac{-l_1\sin\varphi_1\sin\varphi_3 - \cos\varphi_1\cos\varphi_3}{l_1(l+q)(\sin\varphi_1\cos\varphi_3 - \cos\varphi_1\sin\varphi_3)} = -\frac{\text{ctg}(\varphi_1 - \varphi_3)}{(l+q)}. \quad (2.24)$$

Для отыскания аналогов углового ускорения φ''_1 и φ''_3 продифференцируем систему уравнений (2.22') по обобщенной координате q :

$$\begin{aligned} -l_1\cos\varphi_1(\varphi'_1)^2 - l_1\sin\varphi_1 \cdot \varphi''_1 + \sin\varphi_3 \cdot \varphi'_3 + (l+q)\cos\varphi_3(\varphi'_3)^2 + (l+q)\sin\varphi_3 \cdot \varphi''_3 &= -\sin\varphi_3 \cdot \varphi'_3; \\ -l_1\sin\varphi_1(\varphi'_1)^2 + l_1\cos\varphi_1 \cdot \varphi''_1 - \cos\varphi_3 \cdot \varphi'_3 + (l+q)\sin\varphi_3(\varphi'_3)^2 - (l+q)\cos\varphi_3 \cdot \varphi''_3 &= \cos\varphi_3 \cdot \varphi'_3. \end{aligned} \quad (2.25)$$

Система уравнений (2.25) является линейной относительно аналогов ускорений:

$$\begin{aligned} -l_1\sin\varphi_1 \cdot \varphi''_1 + (l+q)\sin\varphi_3 \cdot \varphi''_3 &= l_1\cos\varphi_1(\varphi'_1)^2 - (l+q)\cos\varphi_3(\varphi'_3)^2 - 2\sin\varphi_3 \cdot \varphi'_3; \\ +l_1\cos\varphi_1 \cdot \varphi''_1 - (l+q)\cos\varphi_3 \cdot \varphi''_3 &= l_1\sin\varphi_1(\varphi'_1)^2 - (l+q)\sin\varphi_3(\varphi'_3)^2 + 2\cos\varphi_3 \cdot \varphi'_3. \end{aligned} \quad (2.25')$$

Отметим, что $2 \cdot \varphi'_3$ - аналог кориолисова ускорения, $l_1\varphi''_1, (l+q) \cdot \varphi''_3$ - аналоги вращательных составляющих ускорений, $l_1(\varphi'_1)^2, (l+q)(\varphi'_3)^2$ - аналоги центробежных составляющих ускорений; в уравнениях (2.25) стоят проекции этих аналогов соответственно на оси Ox и Oy . Напомним, что для того, чтобы получить сами значения ускорений, надо в соответствии с (2.20) и при условии $\dot{q} = \text{const}$ умножить аналоги ускорений на \dot{q}^2 .

Из (2.25') несложно найти аналоги угловых ускорений звеньев 1 и 3:

$$\varphi_1'' = \frac{\begin{vmatrix} l_1 \cos \varphi_1 (\varphi_1')^2 - (1+q) \cos \varphi_3 (\varphi_3')^2 - 2 \sin \varphi_3 \cdot \varphi_3' & (1+q) \sin \varphi_3 \\ l_1 \sin \varphi_1 (\varphi_1')^2 - (1+q) \sin \varphi_3 (\varphi_3')^2 + 2 \cos \varphi_3 \cdot \varphi_3' & -(1+q) \cos \varphi_3 \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} -l_1 \sin \varphi_1 & (1+q) \sin \varphi_3 \\ l_1 \cos \varphi_1 & -(1+q) \cos \varphi_3 \end{vmatrix}} = \quad (2.26)$$

$$= \frac{-l_1 \cos(\varphi_1 - \varphi_3) (\varphi_1')^2 + (1+q) (\varphi_3')^2}{l_1 \sin(\varphi_1 - \varphi_3)}$$

$$\varphi_3'' = \frac{\begin{vmatrix} -l_1 \sin \varphi_1 & l_1 \cos \varphi_1 (\varphi_1')^2 - (1+q) \cos \varphi_3 (\varphi_3')^2 - 2 \sin \varphi_3 \cdot \varphi_3' \\ l_1 \cos \varphi_1 & l_1 \sin \varphi_1 (\varphi_1')^2 - (1+q) \sin \varphi_3 (\varphi_3')^2 + 2 \cos \varphi_3 \cdot \varphi_3' \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} -l_1 \sin \varphi_1 & (1+q) \sin \varphi_3 \\ l_1 \cos \varphi_1 & -(1+q) \cos \varphi_3 \end{vmatrix}} = \quad (2.27)$$

$$= \frac{(1+q) (\varphi_3')^2 \cos(\varphi_1 - \varphi_3) - l_1 (\varphi_1')^2 - 2 \varphi_3' \sin(\varphi_1 - \varphi_3)}{(1+q) \sin(\varphi_1 - \varphi_3)}$$

Отметим, что в знаменателе выражений (2.26) и (2.27), как и в случае аналогов скоростей, стоит якобиан функций положений звеньев 1 и 3, т.е. при приближении к особому положению аналоги ускорений $\varphi_1'' \rightarrow \infty$ и $\varphi_3'' \rightarrow \infty$.

В многоподвижных механизмах функции положения являются функциями W обобщенных координат:

$$x_M = \Pi_x(q_1, q_2, \dots, q_W). \quad (2.28)$$

Продифференцировав (2.28) по времени, получим выражение для скорости точки M :

$$\dot{x}_M = \frac{\partial \Pi_x}{\partial q_1} \dot{q}_1 + \frac{\partial \Pi_x}{\partial q_2} \dot{q}_2 + \dots + \frac{\partial \Pi_x}{\partial q_W} \dot{q}_W = \sum_{s=1}^{s=W} \frac{\partial \Pi_x}{\partial q_s} \dot{q}_s \quad (2.29)$$

Для получения ускорения точки M надо продифференцировать (2.29) по времени:

$$\ddot{x}_M = \frac{\partial^2 \Pi_x}{\partial q_1^2} \dot{q}_1^2 + \frac{\partial^2 \Pi_x}{\partial q_1 \partial q_2} \dot{q}_1 \dot{q}_2 + \dots + \frac{\partial \Pi_x}{\partial q_1} \ddot{q}_1 + \frac{\partial \Pi_x}{\partial q_2} \ddot{q}_2 + \dots = \sum_{l=1}^{l=W} \sum_{s=1}^{s=W} \frac{\partial^2 \Pi_x}{\partial q_l \partial q_s} \dot{q}_l \dot{q}_s + \sum_{s=1}^{s=W} \frac{\partial \Pi_x}{\partial q_s} \ddot{q}_s \quad (2.30)$$

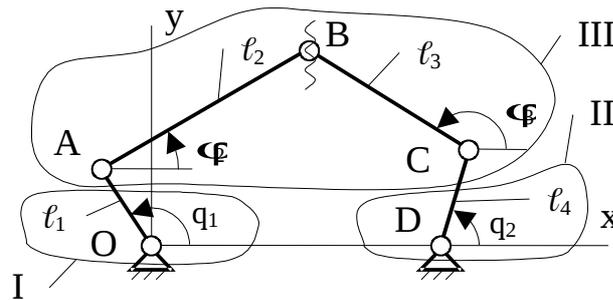


Рис.2.10. Двухподвижный механизм

Как видно из (2.29) и (2.30), для отыскания скоростей и ускорений в многоподвижных механизмах надо определять первые и вторые частные производные от функции положения по всем обобщенным координатам, а также смешанные производные типа $\frac{\partial^2 \Pi_x}{\partial q_1 \partial q_s}$. Их определение рассмотрим на примере двухподвижного механизма (рис. 2.10).

Составим функцию положения:

$$\begin{aligned} x_A &= l_1 \cos q_1, \\ y_A &= l_1 \sin q_1, \\ x_C &= x_D + l_4 \cos q_2, \\ y_C &= y_D + l_4 \sin q_2, \\ x_A + l_2 \cos \varphi_2 &= x_C + l_3 \cos \varphi_3, \\ y_A + l_2 \sin \varphi_2 &= y_C + l_3 \sin \varphi_3. \end{aligned} \quad (2.31)$$

В дальнейшем удобно представить (2.31) в более краткой форме:

$$\begin{aligned} l_1 \cos q_1 + l_2 \cos \varphi_2 &= x_D + l_4 \cos q_2 + l_3 \cos \varphi_3, \\ l_1 \sin q_1 + l_2 \sin \varphi_2 &= y_D + l_4 \sin q_2 + l_3 \sin \varphi_3. \end{aligned} \quad (2.31')$$

Возьмем производную от (2.31') по обобщенной координате q_1 :

$$\begin{aligned} -l_1 \sin q_1 - l_2 \sin \varphi_2 \frac{\partial \varphi_2}{\partial q_1} &= -l_3 \sin \varphi_3 \frac{\partial \varphi_3}{\partial q_1}; \\ l_1 \cos q_1 + l_2 \cos \varphi_2 \frac{\partial \varphi_2}{\partial q_1} &= l_3 \cos \varphi_3 \frac{\partial \varphi_3}{\partial q_1} \end{aligned} \quad (2.32)$$

Из (2.32) можно найти производные $\partial \varphi_2 / \partial q_1$ и $\partial \varphi_3 / \partial q_1$:

$$\frac{\partial \varphi_2}{\partial q_1} = \frac{\begin{vmatrix} l_1 \sin q_1 & l_3 \sin \varphi_3 \\ -l_1 \cos q_1 & -l_3 \cos \varphi_3 \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} -l_2 \sin \varphi_2 & l_3 \sin \varphi_3 \\ l_2 \cos \varphi_2 & -l_3 \cos \varphi_3 \end{vmatrix}} \quad (2.33)$$

$$\frac{\partial \varphi_3}{\partial q_1} = \frac{\begin{vmatrix} -l_2 \sin \varphi_2 & l_1 \sin q_1 \\ l_2 \cos \varphi_2 & -l_1 \cos q_1 \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} -l_2 \sin \varphi_2 & l_3 \sin \varphi_3 \\ l_2 \cos \varphi_2 & -l_3 \cos \varphi_3 \end{vmatrix}} \quad (2.34)$$

Далее продифференцируем (2.31') по обобщенной координате q_2 :

$$\begin{aligned}
-l_2 \sin \varphi_2 \frac{\partial \varphi_2}{\partial q_2} + l_3 \sin \varphi_3 \frac{\partial \varphi_3}{\partial q_2} &= -l_4 \sin q_2; \\
l_2 \cos \varphi_2 \frac{\partial \varphi_2}{\partial q_2} - l_3 \cos \varphi_3 \frac{\partial \varphi_3}{\partial q_2} &= l_4 \cos q_2.
\end{aligned}
\tag{2.35}$$

Из системы (2.35) найдем частные производные по q_2 :

$$\frac{\partial \varphi_2}{\partial q_2} = \frac{\begin{vmatrix} -l_4 \sin q_2 & l_3 \sin \varphi_3 \\ l_4 \cos q_2 & -l_3 \cos \varphi_3 \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} -l_2 \sin \varphi_2 & l_3 \sin \varphi_3 \\ l_2 \cos \varphi_2 & -l_3 \cos \varphi_3 \end{vmatrix}}
\tag{2.36}$$

$$\frac{\partial \varphi_3}{\partial q_2} = \frac{\begin{vmatrix} -l_2 \sin \varphi_2 & -l_4 \sin q_2 \\ l_2 \cos \varphi_2 & l_4 \cos q_2 \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} -l_2 \sin \varphi_2 & l_3 \sin \varphi_3 \\ l_2 \cos \varphi_2 & -l_3 \cos \varphi_3 \end{vmatrix}}
\tag{2.37}$$

Для того, чтобы найти вторые частные производные $\partial^2 \varphi_2 / \partial q_1^2$ и $\partial^2 \varphi_3 / \partial q_1^2$, можно продифференцировать по q_1 выражения (2.33) и (2.34). Аналогично для отыскания производных $\partial^2 \varphi_2 / \partial q_2^2$ и $\partial^2 \varphi_3 / \partial q_2^2$ надо продифференцировать по q_2 выражения (2.36) и (2.37). Для того, чтобы найти смешанные производные $\partial^2 \varphi_2 / \partial q_1 \partial q_2$ и $\partial^2 \varphi_3 / \partial q_1 \partial q_2$, надо продифференцировать выражения (2.32) по q_2 или (2.35) по q_1 , например:

$$\begin{aligned}
-l_2 \cos \varphi_2 \frac{\partial \varphi_2}{\partial q_1} \frac{\partial \varphi_2}{\partial q_2} - l_2 \sin \varphi_2 \frac{\partial^2 \varphi_2}{\partial q_1 \partial q_2} &= -l_3 \cos \varphi_3 \frac{\partial \varphi_3}{\partial q_1} \frac{\partial \varphi_3}{\partial q_2} - l_3 \sin \varphi_3 \frac{\partial^2 \varphi_3}{\partial q_1 \partial q_2}; \\
-l_2 \sin \varphi_2 \frac{\partial \varphi_2}{\partial q_1} \frac{\partial \varphi_2}{\partial q_2} + l_2 \cos \varphi_2 \frac{\partial^2 \varphi_2}{\partial q_1 \partial q_2} &= -l_3 \sin \varphi_3 \frac{\partial \varphi_3}{\partial q_1} \frac{\partial \varphi_3}{\partial q_2} + l_3 \cos \varphi_3 \frac{\partial^2 \varphi_3}{\partial q_1 \partial q_2}.
\end{aligned}
\tag{2.38}$$

Выражения для смешанных производных $\partial^2 \varphi_2 / \partial q_1 \partial q_2$ и $\partial^2 \varphi_3 / \partial q_1 \partial q_2$ получите самостоятельно.

Повторить по лекции 3.

Задача геометрического анализа;

Аналог скорости;

Аналог ускорения;

Формулы (2.19) и (2.20).

Лекция 4-5. Синтез механизмов.

Синтез рычажных механизмов

До сих пор мы рассматривали задачи, связанные с анализом заданной кинематической схемы механизма. Однако не всегда готовая схема имеется в распоряжении инженера (например, при переходе фирмы к выпуску принципиально новой машины); в этом случае приходится заниматься синтезом кинематической схемы механизма (или, короче, синтезом механизма). Синтез осуществляется в несколько этапов:

- Структурный синтез (выбор структуры механизма);
- Кинематический синтез (определение геометрических параметров кинематической схемы);
- Динамический синтез (определение динамических параметров: масс, моментов инерции звеньев и др.).

Структурный синтез может осуществляться по «структурным слоям»: если к стойке присоединять структурные группы, то всегда будет получаться нормальный механизм. Таких механизмов может быть множество. Какой из получившихся механизмов выбрать? Для того, чтобы оценить качество проектируемого механизма, надо задаться критериями оценки (критериями синтеза) и их желательными абсолютными или относительными значениями.

Входными параметрами синтеза являются критерии оценки механизма, а *выходными* – геометрические или динамические параметры кинематической схемы. Если число входных параметров соответствует числу выходных параметров, то задача синтеза, скорее всего, может быть решена. Если имеется несоответствие между числом входных и выходных параметров синтеза, то задача может либо не иметь решения в общем случае (число входных параметров больше), либо иметь множество решений (число входных параметров меньше числа выходных). В последнем случае часть выходных параметров задают произвольно, а остальные вычисляют, пользуясь составленными соотношениями между входными и выходными параметрами. При этом может получиться некоторое множество вариантов механизма с различной структурой, разным числом звеньев, разными габаритами, массой, энергопотреблением и т.д. Сравнивая варианты, выбирают такой, который в наилучшей степени соответствует выбранным критериям синтеза.

Рассмотрим некоторые из критериев синтеза.

1. Ход рабочего звена (HMAX).

Ход рабочего звена – расстояние между двумя его крайними положениями:

$$H_{MAX} = P_{max} - P_{min}, \quad (3.1)$$

где Π_{\max} и Π_{\min} - соответственно наибольшее и наименьшее значение функции положения рабочего звена. В некоторых самых простых случаях

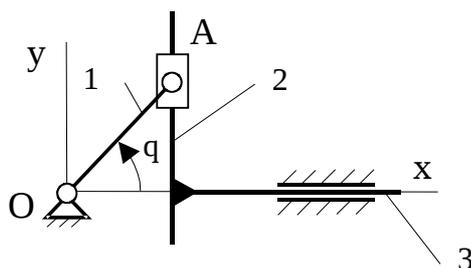


Рис.3.1

одного этого критерия достаточно для того, чтобы полностью определить размеры механизма. Например, в синусном механизме (рис. 3.1) нужно определить только один размер – длину кривошипа l_1 , которую легко выразить через НМАХ:

$$\text{НМАХ} = x_{A \max} - x_{A \min} = l_1 \cos q|_{\max} - l_1 \cos q|_{\min} = 2l_1, \quad l_1 = \frac{\text{НМАХ}}{2}. \quad (3.2)$$

2. Угол давления $[\alpha]$ (или коэффициент k_2).

Об угле давления речь шла в лекции 6. Здесь рассмотрим случай, когда угол давления ограничен сверху: $\alpha_{\max} < [\alpha]$. Если заданы два критерия синтеза (НМАХ и $[\alpha]$), то можно спроектировать механизм с двумя геометрическими параметрами, например, центральный кривошипно-ползунный (рис. 3.2). *Центральный* (в отличие от внецентренного) – такой кривошипно-ползунный механизм, у которого линия действия ползуна проходит через ось вращения

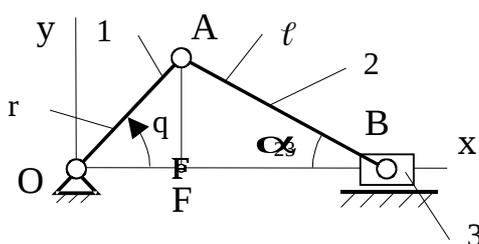


Рис.3.2

кривошипа.

В механизме на рис. 3.2 при синтезе надо определить два параметра: длину кривошипа r и длину шатуна l . Следовательно, надо составить два независимых уравнения, связывающих между собой эти параметры и выбранные критерии синтеза.

Выразим ход рабочего звена (ползуна) НМАХ через длину кривошипа r , руководствуясь следующими соображениями. Наибольшее значение Π_{\max} функция положения имеет в положении $q = 0$, наименьшее Π_{\min} - при $q = \pi$.

Очевидно, что разность между ними будет определяться длиной кривошипа: $H_{MAX} = 2r$. Отсюда:

$$r = H_{MAX}/2 \quad (3.3)$$

Второе уравнение получим из соотношения:

$$r \sin q = l \sin \alpha ,$$

отсюда

$$\sin[\alpha] = \left(\frac{r}{l} \sin q \right). \quad (3.4)$$

Поскольку $0 \leq |\sin q| \leq 1$, то $|\sin \alpha|_{\max} = \frac{r}{l}$ или $\sin[\alpha] = \frac{r}{l}$. Тогда:

$$l = \frac{r}{\sin[\alpha]} \quad (3.5)$$

Таким образом, задаваясь значениями H_{MAX} и $[\alpha]$, по выражениям (3.3) и (3.5) можно найти r и l .

3. Коэффициент производительности.

В производственных машинах часто рабочий процесс совершается при движении рабочего звена только в одну сторону. Такое движение называют *рабочим ходом*; движение в обратном направлении – *холостым ходом*. Например, в строгальном станке рабочим ходом является такое движение ползуна, при котором происходит процесс снятия стружки с заготовки, а холостой ход – возвращение ползуна в исходное положение. Чем меньше время, затрачиваемое на холостой ход, тем выше производительность машины. Отношение времени рабочего хода $T_{\text{раб}}$ ко времени холостого хода $T_{\text{хол}}$ называют *коэффициентом производительности* K . При равномерном вращении кривошипа это отношение равно отношению углов поворота кривошипа $\varphi_{\text{раб}}$ и $\varphi_{\text{хол}}$, соответствующих рабочему и холостому ходу:

$$K = \frac{T_{\text{раб}}}{T_{\text{хол}}} = \frac{\varphi_{\text{раб}}}{\varphi_{\text{хол}}} \quad (3.6)$$

Поскольку отношение (3.6) при постоянной скорости вращения кривошипа равно отношению средних скоростей рабочего звена на рабочем и холостом ходу, то коэффициент K называют также *коэффициентом изменения средней скорости рабочего звена*.

Стремление повысить производительность машины приводит к желанию увеличить коэффициент производительности K ; однако сокращение времени $T_{\text{хол}}$, затрачиваемого на холостой ход, ведет к увеличению скоростей и

ускорений звеньев на холостом ходу и, следовательно, к увеличению сил инерции и динамических нагрузок. Поэтому коэффициент K обычно выбирают в пределах 1,2 ... 1,6. В машинах двойного действия рабочий процесс совершается на прямом и обратном ходу рабочего звена (например, в компрессоре двойного действия). В этом случае коэффициент K назначают равным 1.

Рассмотрим пример синтеза внецентренного кривошипно-ползунного механизма с использованием коэффициента производительности K (рис. 3.3, а).

В механизме, представленном на рис. 3.3, нужно определить 3 параметра: r , l и e (эксцентриситет). Зададим три входных параметра синтеза: ход рабочего звена H_{MAX} , допустимый угол давления $[\alpha]$ и коэффициент производительности K . Изобразим механизм в двух крайних положениях, которые обозначим соответственно * и **. Крайнее положение механизма – такое положение, в котором функция положения рабочего звена принимает максимальное или минимальное значение.

Рассматривая прямоугольные треугольники COB^* и COB^{**} , получим выражение для H_{MAX} :

$$H_{MAX} = \sqrt{(l+r)^2 - e^2} - \sqrt{(l-r)^2 - e^2} \quad (3.7)$$

Второе соотношение получим с учетом эксцентриситета аналогично (3.5):

$$l = \frac{(r+e)}{\sin[\alpha]} \quad (3.8)$$

Из рассмотрения косого треугольника BO^*O^{**} составим третье соотношение:

$$(H_{MAX})^2 = (l+r)^2 + (l-r)^2 - 2(l+r)(l-r)\cos\delta \quad (3.9)$$

В выражении (3.9) появился новый параметр δ (угол δ можно выразить через коэффициент производительности K (см. рис. 3.3, б)).

$$K = \frac{\varphi_{px}}{\varphi_{xy}} = \frac{l\pi + \delta}{\alpha\pi + \delta} \quad (3.10)$$

Решая совместно (3.7)-(3.10), найдя r , l и e .

Следующий пример – синтез шарнирного четырехзвенника (рис. 3.3', а) по трем критериям синтеза: ходу рабочего звена (коромысла) A_{max} , допустимому углу давления $[\alpha]$ и коэффициенту производительности K . Надо определить четыре параметра механизма: размеры l_1, l_2, l_3 и l_0 .

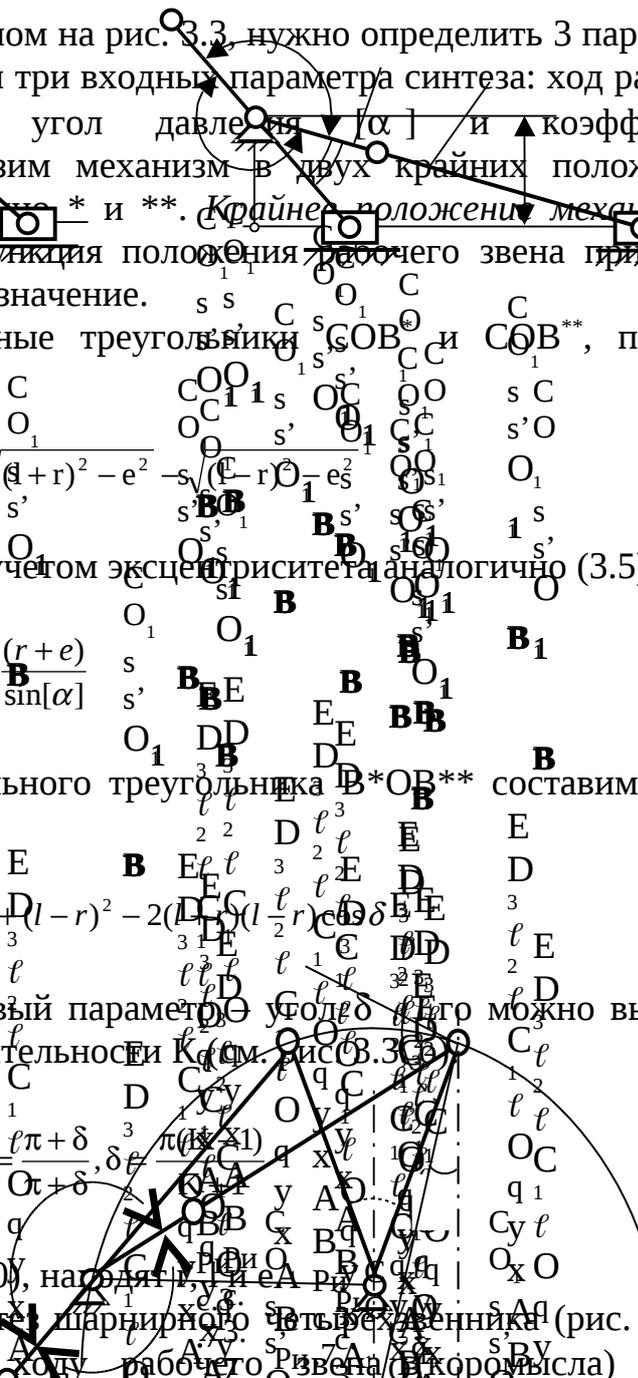


Рис. 3.3. а) Синтез внецентренного кривошипно-ползунного механизма. б) Угол δ в зависимости от коэффициента производительности K . в) Синтез шарнирного четырехзвенника.

Поскольку число входов и параметров траектории всегда одинаково больше, чем число выходов, то один параметр выбирается произвольно. Заделимся длиной коромысла l_3 . Построим в произвольном масштабе коромысло СВЗ (рис. 3.4). Предположим, что СВ* и СВ** (рис. 3.4, б). Из точки В* проведем прямую В*Д под углом δ к радиусу сектора. Радиус угла ϕ (угол δ выражается через коэффициент производительности k – см. соотношение 3.10). Из точки Д как из центра проведем дугу окружности m радиуса В*Д. Опложим от коромысла СВ* минимально допустимый угол передачи $[\mu] = \pi/2 - [\alpha]$ и проведем прямую В*О до пересечения с окружностью m . Через точку пересечения Q будет проходить ось вращения кривошипа. Соединив точку Q с точкой В**, получим ось вращения QO , длина которой равна разности длин плеча l_2 и кривошипа l_1 . Отметим, что отсюда же длина отрезка СВ* равно сумме длин кривошипа l_1 и плеча l_2 .

Отсюда несложно получить:

$$AP_1 = (OB - OB_0) / \theta$$

$$AP_2 = (OB + OB_0) / \theta$$

Последний параметр $l_0 = OC$ найдем из формулы площади треугольника OB^*C :

$$l_0 = \sqrt{(l_1 \sin \alpha)^2 + (l_2 + l_1 \cos \alpha)^2}$$

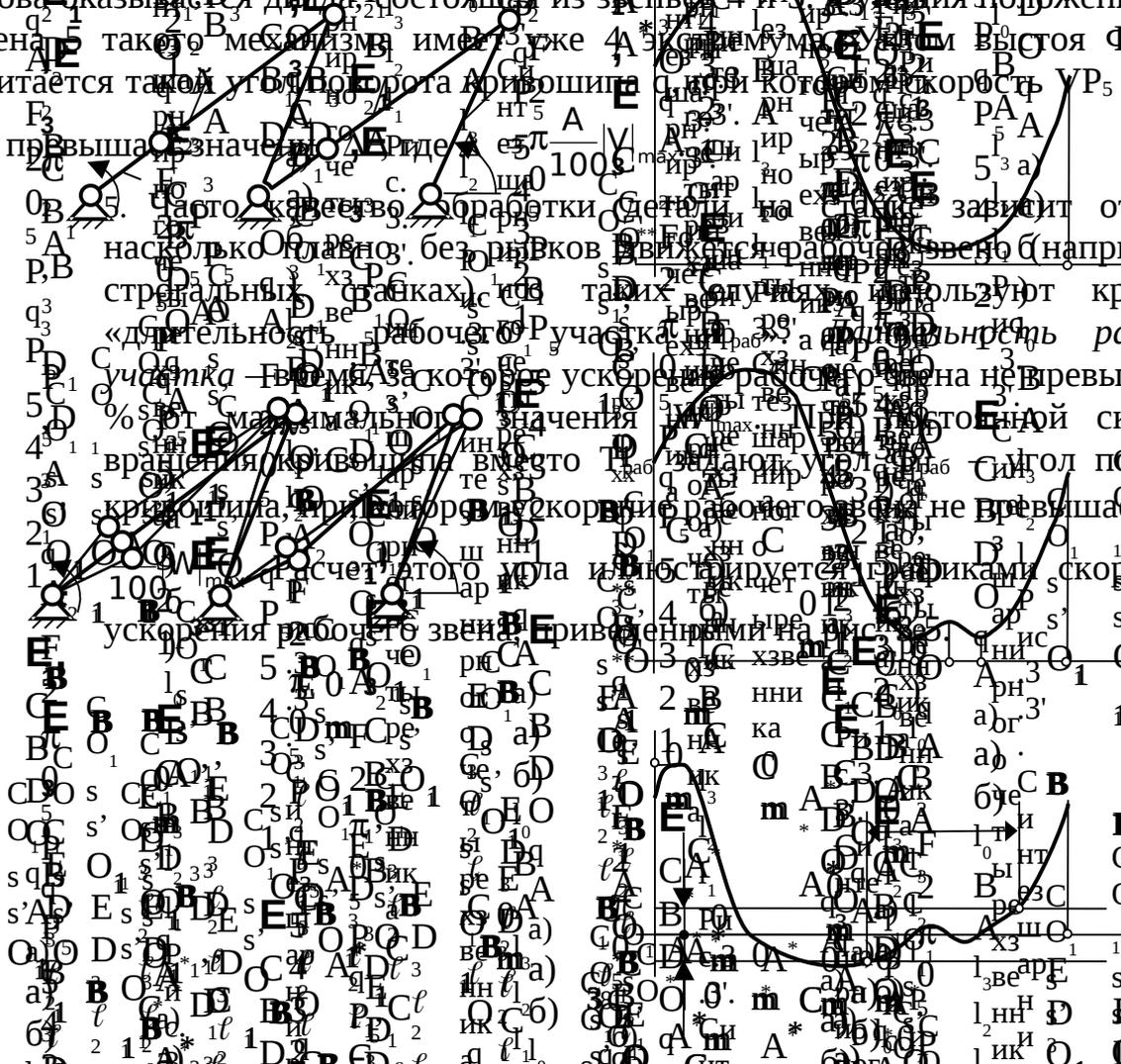
Отметим, что на холостом ходу максимальный угол давления α_{max} будет несколько превосходить $[\alpha]$, что допустимо, т.к. звенья на холостом ходу ненагружены.

Иногда в машинах требуется осуществлять отработку рабочего звена внутри каждого цикла. Такая основа называется *выстой*. Во время выстой может происходить обработка деталей зацепленной на рабочем звене (например, в текстильных машинах). Вистой может характеризоваться следующим параметром: длительностью, $T_{выст}$ и коэффициентом A . Длительность выстой рабочего звена $T_{выст}$ – время, в течение которого модуль скорости рабочего звена не превосходит A % максимального значения скорости V_{max} , где A – задаваемый коэффициент, чем меньше A , тем точнее выстой. Чем больше $T_{выст}$, тем

продолжились в выстой при постоянной угловой скорости вращения кривошипа. Длительность выстой заблаговременно поворота кривошипа Φ при котором модуль скорости v его звена не превышает $A\%$ от максимального значения $|V|_{\max}$.

Наиболее просто и точно выстой можно учесть с помощью кулачкового механизма. Однако, иногда в по та же технологическим условиям требуется использовать рычажный механизм. В этом случае для получения выстой последующим образом. Как показано в группе последовательно присоединяют структурные группы. А именно таким образом, чтобы они попадали в районы положений при близких значениях поворота кривошипа. Чем больше структурных групп тем продолжительнее выстой; чем ближе друг к другу районы положений структурных групп, тем выстой точнее. На рис. 4, а показан шарнирный механизм, у которого диада, состоящая из звеньев 2 и 3, входит в положение одновременно с диадой, состоящей из звеньев 4 и 5 (шарниры $O_1A_1B_1$ и $O_2A_2B_2$ на одной прямой, и шарниры C_1B_1 и C_2B_2 тоже на одной прямой). Функция положения $P_5(q)$ звена 5 имеет два экстремума: один максимум и один минимум. На рис. 4, б показан шестизвездный механизм за счет увеличения угла α звена 4 входят в крайние положения одновременно. В первом положении звена 4 и 5 (шарниры $O_1A_1B_1$ и $O_2A_2B_2$ восточная из звеньев 4 и 5 (шарниры $O_1A_1B_1$ и $O_2A_2B_2$ лежат на одной прямой). В положении 2 в крайнем положении входит диада, состоящая из звеньев 2 и 3 (шарниры A_1B_1 и A_2B_2 лежат на одной прямой). В положении 3 в крайнем положении снова оказывается диада, состоящая из звеньев 4 и 5 (шарниры C_1B_1 и C_2B_2 лежат на одной прямой). В таком механизме имеет уже 4 экстремума выстой звена 5 не превышает значения $\pi \cdot 100 \cdot \frac{v}{V_{\max}}$.

Часто качество обработки детали на станке зависит от того, насколько плавно, без рывков звено (например, в строгальных станках) или таких деталей используют критерий «длительность рабочего участка», а именно длительность рабочего участка — время, в течение которого ускорение звена не превышает $A\%$ от максимального значения $|a|_{\max}$. При постоянной угловой скорости вращения кривошипа вместо угла Φ задают угол поворота кривошипа, при котором скорость звена не превышает $\Delta = 100 \cdot \frac{v}{V_{\max}}$ и по расчету угла и фиксируется с помощью скорости и ускорения рабочего звена привнесенными на рис. 5.



Еще одно важное свойство функции положения – заданная функция положения точки D (в прокладке) $y_D = y_D(q, l_2, l_3, x_C, y_C)$ – функция положения, которая позволяет определить те же параметры механизма l_1, l_2, l_3, x_C, y_C как функции критерия, при этом можно выбрать функцию I (функционала) $I = I(q, l_1, l_2, l_3, x_C, y_C)$.

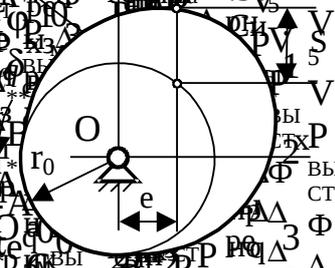
При разных значениях параметров l_1, l_2, l_3, x_C, y_C получаются разные значения функции I и тем меньше значение I тем точнее механизм с данными значениями параметров воспроизводит заданную функцию положения.

Синтез кулачковых механизмов. Как управляющие механизмы (например, управляющие работой клапанов) и как силовые, создающие крутящий момент M в валу $F_{кулака}$ (например, кулачковые разгрузители), возмущающий момент $M_{возм}$ – основными параметрами синтеза является функция положения толкателя y или создаваемый кулачковым разгрузителем крутящий момент M в зависимости от угла поворота α или минимального радиуса кривизны r_{min} профиля кулака. Основными параметрами синтеза являются радиус r и координаты профиля кулака x, y .

При проектировании кулачковых механизмов можно выделить три этапа: а) определение закона движения толкателя (или функции положения); б) определение радиуса кривизны r_{min} профиля кулака; в) определение координат профиля кулака x, y .

- а) определение закона движения толкателя (или функции положения);
- а) определение радиуса кривизны r_{min} профиля кулака;
- б) определение координат профиля кулака x, y .

Рис. 3.9. Движение кулачка в фазе удаления. На фазе удаления кулачок движется от ближнего к дальнему положению. На фазе упаления происходит перемена движения кулачка и он движется к кулаку в положении.



На фазе вращения толкателя возвращается в ближнее положение. На фазах дальнего и ближнего передвижения толкателя не происходит. Выбор закона движения толкателя проводится по фазе удаления и возвращения.

Четырем фазам соответствует угол поворота кулачка. В некоторых механизмах (например, кулачковых вращателях) фаза φ_{iv} может быть равной $\delta \varphi_3$. Обычно φ_{iv} обычно определяются технологическим процессом, в котором функционирует механизм, и поэтому являются заданными. Также заданым является ход толкателя – S_{max} .

Обычно выбирают не саму функцию $F(\varphi)$, а ее вторую производную – аналог ускорения $s''(\varphi)$. Самая простая функция $s''(\varphi)$ – ступенчатая (рис. 3.10, а). Рассмотрим ее.

а) Рассмотрим ее. б) Рассмотрим ее. в) Рассмотрим ее. г) Рассмотрим ее. д) Рассмотрим ее. е) Рассмотрим ее. ж) Рассмотрим ее. з) Рассмотрим ее. и) Рассмотрим ее. й) Рассмотрим ее. к) Рассмотрим ее. л) Рассмотрим ее. м) Рассмотрим ее. н) Рассмотрим ее. о) Рассмотрим ее. п) Рассмотрим ее. р) Рассмотрим ее. с) Рассмотрим ее. т) Рассмотрим ее. у) Рассмотрим ее. ф) Рассмотрим ее. х) Рассмотрим ее. ц) Рассмотрим ее. ч) Рассмотрим ее. ш) Рассмотрим ее. щ) Рассмотрим ее. ы) Рассмотрим ее. э) Рассмотрим ее. ю) Рассмотрим ее. я) Рассмотрим ее.

Рис.3.3

Рис.

Введем единичную функцию η :

$$\begin{aligned} s''(q) &= a_0 \eta(q - q_1/2) \\ s'(q) &= a_0 q - 2a_0(q - q_1/2) + C_1 \\ s(q) &= a_0 \frac{q^2}{2} - a_0(q - q_1/2)^2 + C_1 q + C_2 \end{aligned} \quad (3.13)$$

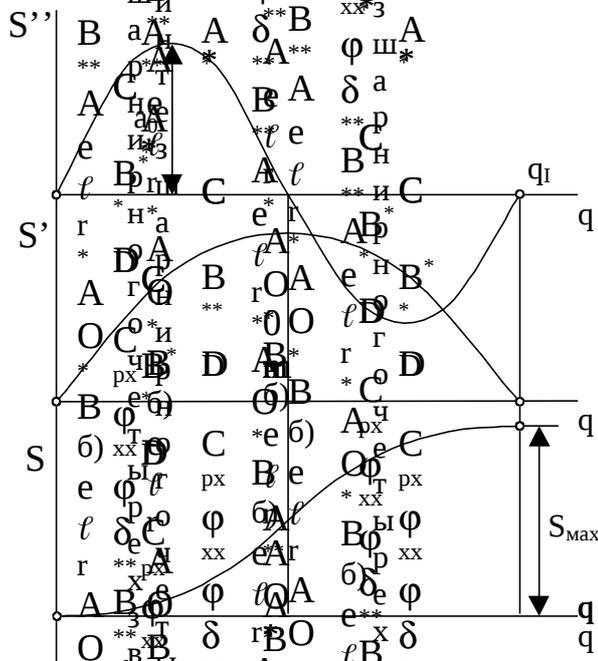
Здесь C_1 и C_2 – постоянные интегрирования, которые найдем из начальных условий:

$q = 0, s(0) = 0, s'(0) = 0$. Отсюда $C_1 = 0, C_2 = 0$. Для отыскания амплитуды a_0 воспользуемся условием: $s(q_1) = s_{max}$, следовательно:

$$s_{max} = a_0 \left(\frac{q_1^2}{2} - \frac{q_1^2}{4} \right) = a_0 \frac{q_1^2}{4} \quad (3.14)$$

Зная амплитуду a_0 , можно построить графики функций $s(q)$ и $s'(q)$ (рис. 3.10, б и в).

Недостаток рассмотренного закона скачок аналога ускорения (и, следовательно, ускорения) при $q = q_1$, что приводит к скачкообразному изменению сил инерции толкателя в этих положениях и появлению ударной нагрузки механизма. Скачкообразное изменение ускорения называют *мягким ударом*. (Существует понятие и *жесткого удара*, при котором скачкообразно изменяется скорость толкателя, при этом ускорение



стремится к бесконечности.) Для избежания ударной нагрузки используют синусоидальный закон изменения аналога ускорения (рис. 3.19).

Обозначив амплитуду аналога ускорения a_0 , запишем $s''(q)$, $s'(q)$ и $s(q)$ в виде:

$$\begin{aligned}
 s''(q) &= a_0 \sin \frac{2\pi}{q_1} q, \\
 s'(q) &= -a_0 \frac{q_1}{2\pi} \cos \frac{2\pi}{q_1} q + C_1, \\
 s(q) &= -a_0 \frac{q_1^2}{4\pi^2} \sin \frac{2\pi}{q_1} q + C_1 q + C_2.
 \end{aligned}
 \tag{3.15}$$

Найдем постоянные интегрирования из условий: $s(0) = 0$, $s'(0) = 0$. Отсюда следует, что $C_2 = 0$, $C_1 = \frac{a_0 q_1}{3 \cdot 0.2\pi a}$. Подставляя значение C_1 , перепишем аналог скорости в виде:

$$s'(q) = a_0 \frac{q_1}{2\pi} \left(1 - \cos \frac{2\pi}{q_1} q \right)
 \tag{3.15'}$$

Максимальный ход толкателя $s = s_{\max}$ будет в конце участка удаления, т.е. при $q = q_1$. Подставляя $s(q_1) = s_{\max}$ в выражение (3.16) для перемещения толкателя, получим значение амплитуды a_0 :

$$a_0 = \frac{2\pi s_{\max}}{\delta_x q_1^2} \quad (3.16)$$

Из сравнения выражений (3.16) и (3.14) видно, что безударная работа кулачкового механизма достигается за счет увеличения амплитуды a_0 в $\frac{\pi}{2} \approx 1,57$ раза.

Иногда задается момент, ℓ который должен создавать кулачковый механизм на валу кулака. Например, при проектировании разгрузателя возмущающего момента задается значение возмущающего момента в виде:

$$L = \sum_{\ell=1}^n L_{\ell}^* \cos(\ell q + \alpha_{\ell}), \quad (3.17)$$

где L_{ℓ} - амплитуда ℓ - й гармоники, α_{ℓ} - ее фаза. Разгрузатель должен быть спроектирован так, чтобы обеспечивалось выполнение условия:

$$M_p + L = 0, \quad (3.18)$$

где M_p - момент кулачкового разгрузателя. В качестве разгрузателя выберем механизм с плоским толкателем (рис. 3.12, а).

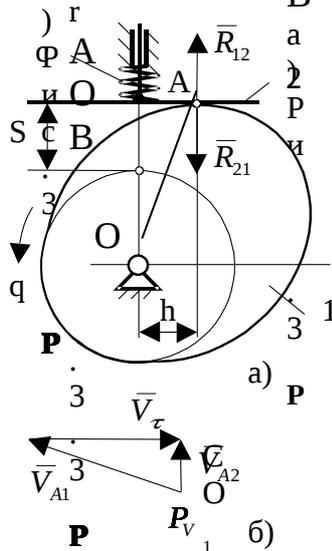


Рис. 3.12

На кулак 1 действует толкатель 2 силой R_{21} , которая направлена по нормали к плоскости тарели толкателя. Сила R_{21} создает момент M_p относительно оси вращения кулака 0, равный:

$$M_p = R_{21} h \quad (3.19)$$

Для того чтобы найти плечо h силы R_{21} , построим план скоростей механизма (рис. 3.12, б). Из подобия треугольника плана скоростей и треугольника OAB на плане механизма следует соотношение:

$$\frac{V_{A1}}{V_{A2}} = \frac{OA}{OB} \quad (3.20)$$

отсюда найдем h :

$$h = OB = \frac{V_{A2} OA}{V_{A1}} = \frac{V_{A2} OA}{\dot{q} OA} = \frac{ds}{dq} = s' \quad (3.21)$$

Толкатель прижимается к кулаку пружиной сжатия жесткостью c , которая при сжатии создает усилие, пропорциональное жесткости и деформации: $c(s_0 + s)$, где s_0 – первоначальное поджатие пружины. Для статической модели, без учета сил трения, сил тяжести и сил инерции, сила, с которой толкатель действует на кулак, равна силе упругости пружины, т.е.

$$R_{21} = c(s_0 + s) \quad (3.22)$$

С учетом (3.21) и (3.22) условие (3.18) запишем в виде:

$$c(s_0 + s) \frac{ds}{dq} = - \sum_{\ell=1}^n L_{\ell} \cos(\ell q + \alpha_{\ell}) \quad (3.23)$$

Разделяя переменные в (3.23) и интегрируя, получим:

$$cs_0 s + c \frac{s^2}{2} = - \sum_{\ell=1}^n \frac{1}{\ell} L_{\ell} \sin(\ell q + \alpha_{\ell}) + C_1, \quad (3.24)$$

где C_1 – постоянная интегрирования. Обозначим $-\sum_{\ell=1}^n \frac{1}{\ell} L_{\ell} \sin(\ell q + \alpha_{\ell}) + C_1 = y(q)$, получим закон перемещения толкателя в виде:

$$s(q) = \frac{-cs_0 \pm \sqrt{c^2 s_0^2 + 2cy(q)}}{c} \quad (3.24)$$

Постоянную интегрирования C_1 выбираем так, чтобы подкоренное выражение в (3.24) при любом q было неотрицательным. На этом заканчивается первый этап и начинается второй.

Для того, чтобы выполнялось условие $\rho_A > 0$, надо, чтобы

$$r_0 > -s - s'' \quad (3.26)$$

Для того, чтобы минимальный радиус кривизны кулака $\rho_A > \rho_{\min}$, надо увеличить r_0 на длину ρ_{\min} ; тогда условие (3.26) переписется в виде:

$$r_0 > -s - s'' + \rho_{\min} \quad (3.26')$$

Аналог ускорения толкателя $s''(q)$ при вращающемся кулаке и поступательно движущемся толкателе измеряется в единицах длины, так же, как и перемещение толкателя $s(q)$. Для графического определения r_0 , удовлетворяющего условию (3.26), необходимо выполнить следующие построения. Из функций $s(q)$ и $s''(q)$ исключается q и строится кривая в координатах s'' по s (рис. 3.14, б), причем масштаб осей выбирается одинаковым. Под углом 45° проводится касательная к отрицательной части кривой. Откладывая вниз от точки пересечения касательной с вертикальной осью отрезок, равный ρ_{\min} , получаем точку О. Выбирая радиус r_0 больше, чем длина отрезка OO_1 , мы получим выполнение условия (3.26') в любой точке профиля кулака.

III этап. Определение профиля кулака.

Рассмотрим пример с остrokонечным толкателем. Предварительно были найдены: $s(q)$, r_0 , e . Требуется найти профиль кулака, положение точки контакта А кулака и толкателя в локальной системе координат x_1Oy_1 , связанной

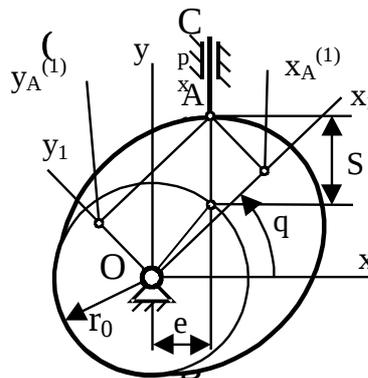


Рис. 3.16

с кулаком (рис. 3.16). Эти данные вводятся в станок с ЧПУ для изготовления кулака.

Введем векторы столбцы:

$$\bar{R}_A^{(0)} = \begin{pmatrix} x_A^{(0)} \\ y_A^{(0)} \\ 1 \end{pmatrix}, \quad \bar{R}_A^{(1)} = \begin{pmatrix} x_A^{(1)} \\ y_A^{(1)} \\ 1 \end{pmatrix} \quad (3.27)$$

и матрицу перехода во вращательной кинематической паре:

$$H_{01}(q) = \begin{pmatrix} \cos q & -\sin q & 0 \\ \sin q & \cos q & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \quad (3.28)$$

По аналогии с пространственными механизмами запишем выражение для перехода от локальной системы координат x_1Oy_1 к неподвижной системе координат xOy :

$$\bar{R}_A^{(0)} = H_{01}(q)\bar{R}_A^{(1)} \quad (3.29)$$

Отсюда найдем:

$$\bar{R}_A^{(1)} = H_{01}^{-1}(q)\bar{R}_A^{(0)} \quad (3.30)$$

Матрица перехода $H_{01}(q)$ является ортогональной; для нее справедливо:

$$H_{01}^{-1}(q) = H_{01}^T(q), \quad (3.31)$$

где $H_{01}^T(q)$ - транспонированная матрица. С учетом (3.31) раскроем выражение (3.30):

$$\bar{R}_A^{(0)} = \begin{pmatrix} \cos q & \sin q & 0 \\ -\sin q & \cos q & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} e \\ \sqrt{r_0^2 - e^2} + s \\ 1 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} e \cos q + (\sqrt{r_0^2 - e^2} + s) \sin q \\ -e \sin q + (\sqrt{r_0^2 - e^2} + s) \cos q \\ 1 \end{pmatrix} \quad (3.32)$$

Для замены трения скольжения на трение качения остроконечный толкатель

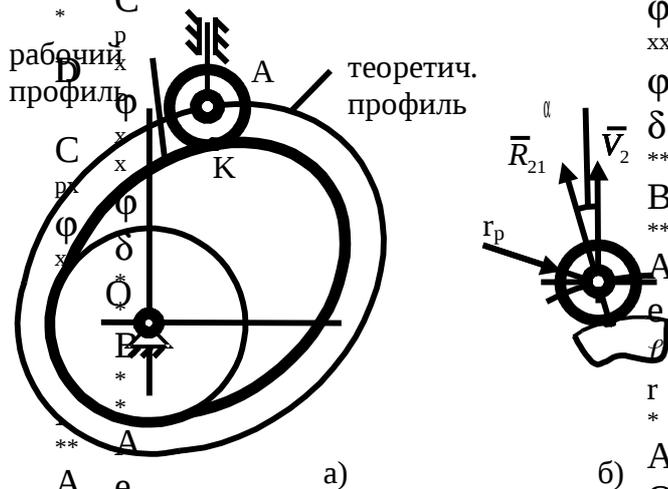


Рис.3.17

снабжают роликом (рис. 3.17). В этом случае расчетный профиль (его называют *теоретическим*) заменяют на эквидистанту (отстающую от теоретического профиля на радиус ролика r_p кривую), называемую *рабочим* профилем. Радиус ролика r_p выбирают из условия:

$$r_p = \left(\frac{1}{5} \div \frac{1}{4} \right) r_0 \quad (3.33)$$

В этом случае вектор-столбец неподвижных координат точки контакта А примет следующий вид:

$$\vec{R}_A^{(0)} = \begin{pmatrix} e + r_p \sin \alpha \\ \sqrt{r_0^2 - e^2} + s - r_p \cos \alpha \\ 1 \end{pmatrix} \quad (3.34)$$

Получим выражение для профиля кулака с роликовым толкателем:

$$\vec{R}_A^{(0)} = \begin{pmatrix} \dot{\beta} \cos \varphi & \dot{\beta} \sin \varphi & 0 \\ -\dot{\beta} \sin \varphi & \dot{\beta} \cos \varphi & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} e + r_p \sin \alpha \\ \sqrt{r_0^2 - e^2} + s - r_p \cos \alpha \\ 1 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} (e + r_p \sin \alpha) \dot{\beta} \cos \varphi + (\sqrt{r_0^2 - e^2} + s - r_p \cos \alpha) \dot{\beta} \sin \varphi \\ -(e + r_p \sin \alpha) \dot{\beta} \sin \varphi + (\sqrt{r_0^2 - e^2} + s - r_p \cos \alpha) \dot{\beta} \cos \varphi \\ 1 \end{pmatrix} \quad (3.35)$$

Угол давления α в каждом положении может быть найден по следующей формуле, полученной из геометрических построений (см. рис. 3.13):

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{s' - e}{\sqrt{r_0^2 - e^2} + s} \quad (3.36)$$

В кулачковом механизме с плоским толкателем (рис. 3.18) изменится только

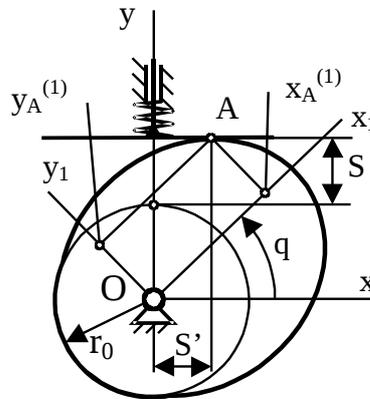


Рис.3.18

вектор-столбец неподвижных координат точек контакта A:

$$\bar{R}_A^{(0)} = \begin{pmatrix} s' \\ r_0 + s \\ 1 \end{pmatrix} \quad (3.37)$$

Тогда локальные координаты кулака, взаимодействующего с плоским толкателем, равны:

$$\bar{R}_A^{(1)} = \begin{pmatrix} \cos q & \sin q & 0 \\ -\sin q & \cos q & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} s' \\ r_0 + s \\ 1 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} s' \cos q + (r_0 + s) \sin q \\ -s' \sin q + (r_0 + s) \cos q \\ 1 \end{pmatrix} \quad (3.38)$$

Примечания.

1. Далее проводят расчет замыкающей пружины, который выходит за рамки настоящей дисциплины. Он подробно описан в справочниках конструктора.
2. При расчете кулачкового механизма мы на разных этапах пользовались и графическим, и аналитическими методами. В этом нет противоречия, т.к. графический метод использовался при определении минимальных размеров, где не требуется высокая точность (полученные результаты округляются); аналитические методы использовались при интегрировании закона движения и при профилировании кулака, где от точности вычислений зависит точность воспроизведения заданного закона движения.

Повторить по лекции 4-5:

Входные и выходные параметры синтеза;

Ход рабочего звена;

Коэффициент производительности или коэффициент изменения средней скорости рабочего звена;

Крайнее положение механизма;

Длительность выстоя рабочего звена;

Длительность рабочего участка.

Входные параметры синтеза (основные и дополнительные);

Выходные параметры синтеза;

Этапы синтеза кулачкового механизма;

Циклограмма; фазы перемещения толкателя;

Мягкий и жесткий удар;

Кулачковый разгрузатель возмущающего момента;

Радиус начальной шайбы; эксцентриситет;

Характеристика угла давления;

Реверсивный и нереверсивный кулачковый механизм;

Теоретический и рабочий профиль кулака; эквидистанта;

Остроконечный, роликовый и плоский толкатель;

Матрица перехода во вращательной кинематической паре плоского механизма.

Лекция 6-7. Механизмы с линейной функцией положения, зубчатые механизмы.

1. Механизмы с линейной функцией положения

Широко распространены механизмы, функции положения которых могут быть выражены линейной зависимостью:

$$\varphi = b + \frac{1}{i}q, \quad (3.39)$$

где φ и q – соответственно выходная и входная координаты, b , i – постоянные. Механизмы с линейной функцией положения обычно называют *передачами*. Дифференцируя (3.39) по времени, получим:

$$\dot{\varphi} = \frac{\dot{q}}{i}. \quad (3.40)$$

Отношение i угловых скоростей входного и выходного звена называют *передаточным отношением* (о передаточном отношении зубчатых колес шла

речь в лекции 7). Появление большого числа передач связано с тем, что угловая скорость вращения выходного вала двигателя обычно значительно больше, чем скорость вращения входного звена исполнительного механизма. В частности, в электродвигателях скорость вращения ротора обратно пропорциональна числу пар полюсов, следовательно, уменьшение скорости вращения ротора ведет к увеличению массы и габаритов двигателя. Поэтому обычно выбирают небольшой двигатель с большой скоростью вращения ротора и добавляют передаточный механизм, понижающий скорость вращения в i число раз.

Рассмотрим следующие передачи:

1. *Фрикционные* – передачи, в которых движение передается за счет сил трения между звеньями (frictio полатыни – трение). Ведущий

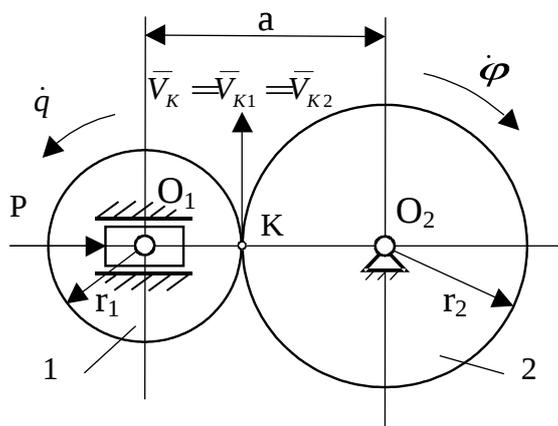


Рис.3.19

шків 1 (рис. 3.19), вращающийся со скоростью \dot{q} , прижимается усилием P к ведомому шкиву 2. Сила трения, возникающая в кинематической паре K , приводит во вращение ведомый шкив 2, который начинает вращаться со скоростью $\dot{\phi}$. Если в паре K нет проскальзывания, то есть относительная скорость звеньев 1 и 2 в точке K равна 0, то выполняется соотношение:

$$V_{K1} = V_{K2} \quad (3.41)$$

Обозначив радиусы шкивов r_1 и r_2 , перепишем (3.41) в виде:

$$r_1 \dot{q} = r_2 \dot{\phi} \quad (3.41')$$

Из (3.41') найдем передаточное отношение i фрикционной передачи:

$$i = \frac{\dot{q}}{\dot{\phi}} = \frac{r_2}{r_1}. \quad (3.42)$$

Точка K – мгновенный центр скоростей в относительном движении. В системе координат, связанной со звеном 1, она описывает траекторию,

называемую *подвижной центроидой*. Очевидно, что эта подвижная центроида является окружностью радиуса r_1 . Аналогично подвижной центроидой второго звена является окружность радиуса r_2 . Следовательно, передаточное отношение фрикционной передачи обратно пропорционально отношению радиусов подвижных центроид ведущего и ведомого звеньев. Из определения мгновенного центра скоростей и подвижной центроиды следует, что подвижные центроиды катятся друг по другу без скольжения.

Фрикционные передачи не передают большие усилия, поэтому их можно использовать тогда, когда надо предохранить двигатель от перегрузки, возникшей, например, при заклинивании исполнительного механизма. Поскольку сила трения зависит от коэффициента трения, который, в свою очередь, зависит от наличия смазки, то передаваемый крутящий момент нестабилен.

2. Ременные передачи.

Ременная передача состоит из ведущего шкива 1, ведомого шкива 2 и ремня 3 (рис. 3.20). Для натяжения ремня используется либо перемещение опоры

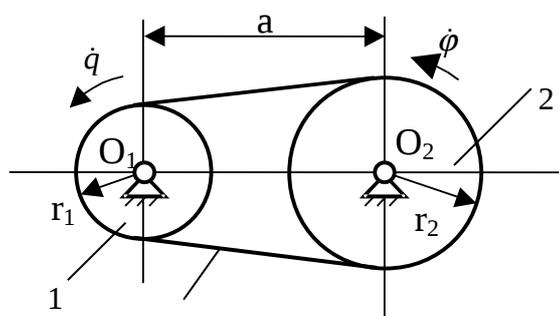


Рис.3.20

одного из шкивов, либо установка натяжного ролика. Если в передаче нет проскальзывания, а ремень – нерастяжимый, то можно получить соотношение для угловых скоростей ведущего \dot{q} и ведомого $\dot{\phi}$ шкивов:

$$i_{12} = \frac{\dot{q}}{\dot{\phi}} = \frac{r_2}{r_1} .$$

В ременных передачах межосевое расстояние $a = O_1O_2$ больше, чем во фрикционных. В передаче, показанной на рис. 3.20, направление вращения у ведущего и ведомого колес совпадает, в отличие от фрикционной передачи, показанной на рис. 3.19.

3. Зубчатые передачи.

Для того, чтобы исключить проскальзывание и увеличить передаваемую мощность, используют зубчатые передачи. Они очень широко применяются в технике; их изучает наука, называемая теорией зубчатых зацеплений.

Для того, чтобы передаточное отношение было постоянным, необходимо, чтобы профили зубьев удовлетворяли некоторым условиям.

Пусть два звена, вращающихся вокруг осей O_1 и O_2 , образуют в точке K высшую кинематическую пару (рис. 3.21). Очевидно, что относительная скорость должна лежать на касательной τ - τ к сопряженным профилям, т.к. в противном случае нормальная составляющая относительной скорости привела бы либо к отрыву звеньев друг от друга, либо к внедрению одного звена в другое. Из этого следует, что мгновенный центр скоростей в относительном движении лежит на нормали n - n , проведенной в точке контакта к сопряженным профилям. В то же время мгновенный центр скоростей должен лежать на

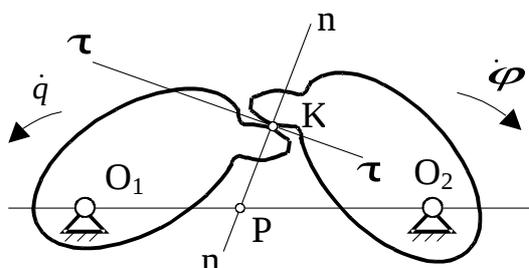


Рис.3.21

прямой O_1O_2 , соединяющей оси вращения звеньев 1 и 2. Следовательно, мгновенным центром скоростей в относительном движении является точка P , лежащая на пересечении нормали n - n и линии O_1O_2 . В теории зубчатых зацеплений эту точку называют *полюсом зацепления*.

Из определения мгновенного центра скоростей следует, что относительная скорость в точке P равна нулю, т.е. $V_{P1} = V_{P2}$. Следовательно:

$$\dot{q} \cdot O_1P = \dot{\phi} \cdot O_2P \quad (3.43)$$

Отсюда передаточное отношение i_{12} :

$$i_{12} = \frac{\dot{q}}{\dot{\phi}} = \frac{O_2P}{O_1P} \quad (3.44)$$

Иными словами, нормаль, проведенная в точке контакта к сопряженным профилям, делит межосевое расстояние в отношении, обратно пропорциональном отношению угловых скоростей. Это – *основная теорема зацепления*. Для того, чтобы передаточное отношение i_{12} было постоянным, необходимо, чтобы полюс зацепления занимал постоянное положение. В этом случае центроидами в относительном движении будут являться окружности, которые в теории зубчатых зацеплений называются *начальными окружностями*. Все размеры, относящиеся к начальным окружностям, помечают индексом w , например: r_{w1}, r_{w2} – радиусы начальных окружностей (рис. 3.22, а). Радиусу начальной окружности r_w пропорциональна длина начальной окружности i , следовательно, число зубьев z , которое может на ней разместиться. Поэтому для передаточного отношения справедливо выражение:

$$i_{12} = \frac{\dot{q}}{\dot{\phi}} = -\frac{z_2}{z_1} \quad (3.44')$$

Знак «минус», стоящий перед отношением чисел зубьев ведомого и ведущего колеса, показывает, что в передаче *внешнего зацепления* ведущее и ведомое колеса вращаются в противоположные стороны, а передаточное отношение – отрицательное.

Расстояние между осями вращения зубчатых колес называют *межосевым расстоянием* и обозначают a_w . В случае внешнего зацепления

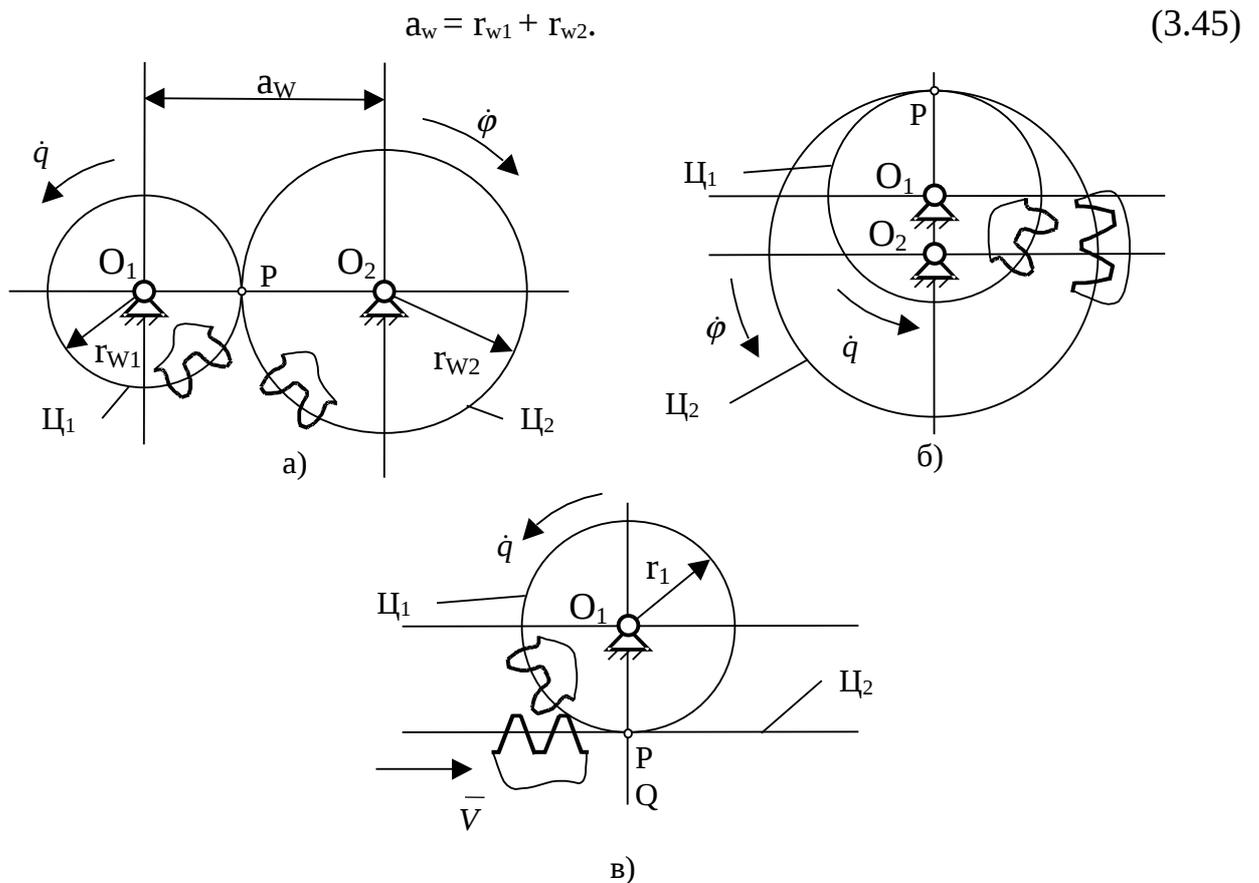


Рис.3.22

Учитывая, что $r_{w1} = O_1P$, $r_{w2} = O_2P$, из (3.44) и (3.45) получим:

$$r_{w1} = \frac{a_w}{i_{12} + 1}, r_{w2} = \frac{a_w i_{12}}{i_{12} + 1} \quad (3.46)$$

Для того, чтобы уменьшить габариты передачи, используют колеса *внутреннего зацепления*: одно колесо вставляется внутрь другого (рис. 3.22, б). В этом случае направление вращения ведущего и ведомого колес совпадает, поэтому передаточное отношение – положительное:

$$i_{12} = \frac{\dot{q}}{\dot{\phi}} = \frac{z_2}{z_1}. \quad (3.44'')$$

Межосевое расстояние равно разности радиусов начальных окружностей:

$$a_w = r_{w2} - r_{w1}. \quad (3.47)$$

Тогда радиусы начальных окружностей равны:

$$r_{w1} = \frac{a_w}{i_{12} - 1}, r_{w2} = \frac{a_w i_{12}}{i_{12} - 1} \quad (3.48)$$

Если $r_{w2} \rightarrow \infty$, то начальная окружность превращается в начальную прямую, а зубчатое колесо – в зубчатую рейку. В этом случае получают *зубчато-реечную передачу* (рис. 3.22, в). Поскольку в полюсе зацепления относительная скорость равна 0, то $V_{P1} = V_{P2}$, и

$$i_{12} = \frac{\dot{q}}{V} = \frac{1}{r_1}. \quad (3.49)$$

Зубчатые колеса используют также и для передачи вращения между валами с пересекающимися осями (I и II на рис. 3.23) – это *конические колеса*. Чаще всего угол между осями $\Sigma = 90^\circ$ (такие передачи называют *ортогональными*), но возможны и другие углы. В передачах с коническими колесами существует *мгновенная ось* (OP) – геометрическое место точек тел, имеющих в данный момент нулевую относительную скорость. Если мгновенную ось OP, наклоненную к оси вращения I под углом δ_1 , вращать вокруг оси 1, получится коническая поверхность – подвижная аксоида (поверхность, образованная мгновенной осью в локальной системе координат, связанной со звеном 1 или 2, называют *подвижной аксоидой*). Аналогично при

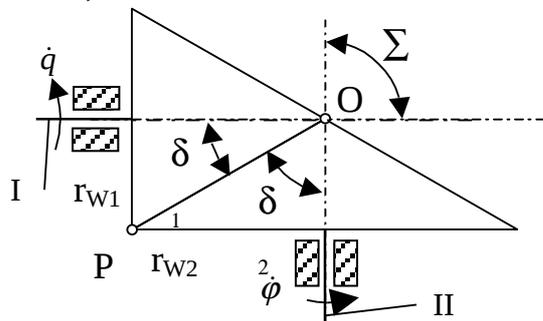


Рис.3.23

вращении мгновенной оси OP вокруг оси II получим коническую поверхность с половиной угла при вершине, равной δ_2 (вторая подвижная аксоида). Подвижные аксоиды в теории зубчатых зацеплений называются *начальными конусами*. Зубья колес располагают вблизи начальных конусов, а поверхности вершин и впадин имеют ту же форму, что и начальные конусы.

Поскольку подвижные аксоиды катятся друг по другу без скольжения, то

$$r_{w1} \cdot \dot{\varphi} = r_{w2} \cdot \dot{\phi} \quad (3.50)$$

Отсюда передаточное отношение i_{12} :

$$i_{12} = \frac{\dot{\phi}}{\dot{\varphi}} = \frac{r_{w2}}{r_{w1}} = \frac{z_2}{z_1} \quad (3.51)$$

Поскольку $r_{w1} = OP \sin \delta_1$, $r_{w2} = OP \sin \delta_2$, то

$$i_{12} = \frac{\sin \delta_2}{\sin \delta_1} \quad (3.52)$$

В ортогональных передачах:

$$i_{12} = \operatorname{ctg} \delta_1 = \operatorname{tg} \delta_2. \quad (3.53)$$

При передаче вращения между валами, оси которых скрещиваются, не существует точки или оси, где относительная скорость была бы равна 0, т.е. нет ни мгновенного центра скоростей в относительном движении, ни мгновенной оси. Относительное движение можно представить как поворот вокруг некоторой оси и скольжение вдоль нее. Эта ось называется мгновенной осью вращения-скольжения или *мгновенной винтовой осью*. Геометрические места мгновенной винтовой оси на каждом из колес дают винтовые аксоиды относительного движения. При постоянном передаточном отношении мгновенная винтовая ось занимает постоянное положение в неподвижном пространстве, а винтовые аксоиды относительного движения являются однополостными гиперboloидами вращения (рис. 3.24). На этом основании зубчатую передачу со скрещивающимися осями вращения называют *гиперboloидной*.

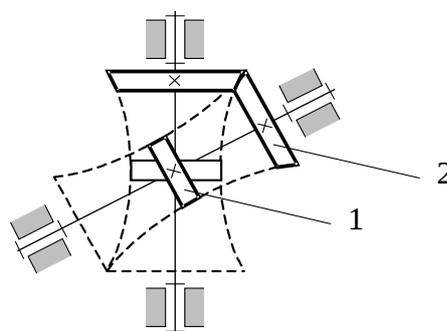


Рис.3.24

Из-за сложности поверхности гиперboloидов зубья располагают не по всей поверхности, а только на некоторой ее части: центральной 1 или периферийной 2. Чем дальше от центра выбрана часть гиперboloида,

снабженная зубьями, тем меньше скорость скольжения вдоль оси по отношению к окружной скорости, следовательно, меньше трение и износ.

Поскольку нарезание гиперболоидных колес является сложной технологической задачей, то используют следующее упрощение: части 1 гиперboloидов заменяют цилиндрическими поверхностями и получают *винтовые зубчатые передачи* (рис. 3.25, а); части 2 заменяют коническими

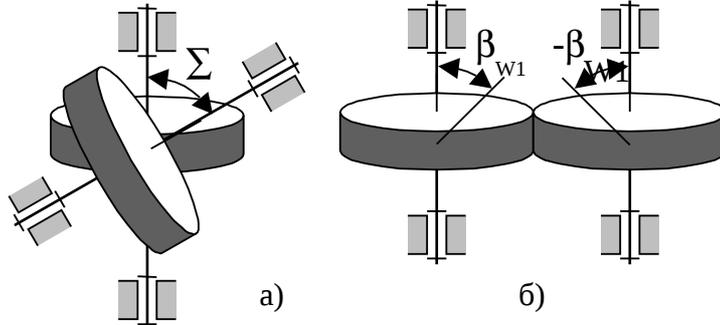


Рис.3.25

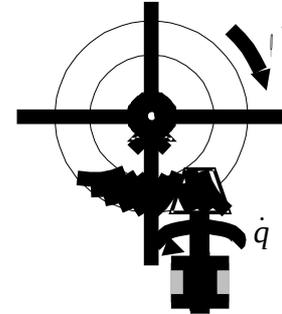


Рис.3.26

поверхностями и получают *гипоидные зубчатые передачи* (рис. 3.26).

В винтовых механизмах используются косозубые цилиндрические колеса с углами наклона линии зуба по начальным цилиндрам к оси колеса соответственно β_{w1} и β_{w2} . Угол Σ между скрещивающимися осями равен сумме:

$$\Sigma = \beta_{w1} + \beta_{w2} \quad (3.53)$$

Если $\beta_1 = -\beta_2$, то $\Sigma = 0$, и оси колес оказываются параллельны (рис. 3.25, б).

Поскольку нормальные составляющие скоростей точек контакта 1-го и 2-го колеса должны быть равными, то есть $V_{n1} = V_{n2}$, то $V_1 \cos \beta_{w1} = V_2 \cos \beta_{w2}$. Учитывая, что $V_1 = \dot{\varphi} r_{w1}$, а $V_2 = \dot{\varphi} r_{w2}$, где r_{w1} , r_{w2} – радиусы начальных цилиндров, получим выражение для передаточного отношения винтовой передачи:

$$i_{12} = \frac{\dot{q}}{\dot{\varphi}} = \frac{r_{w2} \cos \beta_{w2}}{r_{w1} \cos \beta_{w1}} = \frac{z_2}{z_1} \quad (3.54)$$

Из (3.54) следует, что получение заданного передаточного отношения в винтовой передаче возможно подбором не двух, а четырех параметров: радиусов начальных цилиндров и углов наклона линии зуба по начальным цилиндрам к оси колеса.

Частным случаем гиперболоидной зубчатой передачи является *червячная передача*. Угол скрещивания осей в большинстве случаев равен 90° . Передача состоит из червяка 1 и червячного колеса 2 (рис. 3.27, а). Червяком называют косозубое зубчатое колесо, линия зубьев которого делает один или более оборотов вокруг его оси. Число зубьев червяка z_1 называют *числом заходов* (или *числом витков*); число z_1 чаще всего равно 1, 2, 4. Червячное колесо нарезают фрезой, представляющей собой точную копию червяка. Поэтому в червячных передачах касание витков червяка и зубьев колеса

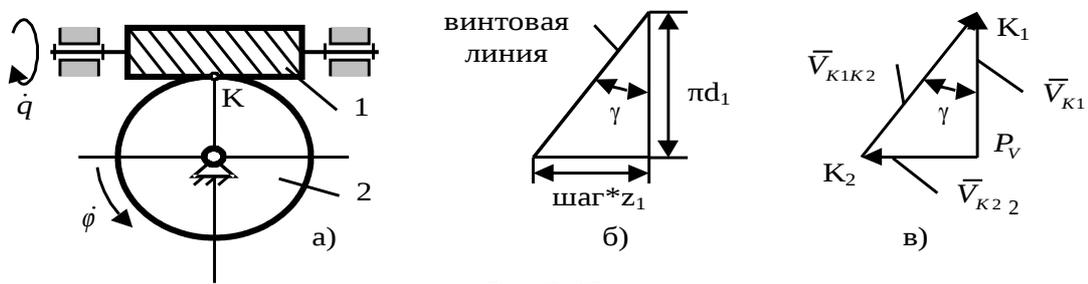


Рис.3.27

происходит по линии (линейный контакт). Для увеличения соприкосновения ободу червячного колеса придают форму, при которой колесо охватывает червяк. Иногда нарезание червяка производится не на цилиндре, а на поверхности вращения, образованной дугой окружности с центром на оси червяка. Такая поверхность называется глободом, а червяк – *глободным*.

На рис. 3.27, б показана развертка винтовой линии червяка. Из рисунка видно, что

$$\operatorname{tg}\gamma = \frac{\text{шаг} \cdot z_1}{\pi d_1}, \quad (3.55)$$

где γ - угол подъема винтовой линии по цилиндру диаметра d_1 . Из плана скоростей точки К (рис. 3.27, в) можно составить соотношение между скоростями точки K_1 , принадлежащей червяку, и точки K_2 , принадлежащей червячному колесу:

$$\frac{V_{K2}}{V_{K1}} = \operatorname{tg}\gamma \quad (3.56)$$

Учитывая, что окружная скорость равна произведению угловой скорости на радиус, получим выражение для передаточного отношения червячной передачи:

$$i_{12} = \frac{r_2}{r_1 \operatorname{tg}\gamma} = \frac{z_2}{z_1}. \quad (3.57)$$

4. Ряды зубчатых колес.

Из (3.44) следует, что передаточное отношение обратно пропорционально отношению радиусов начальных окружностей колес. В инженерной практике по конструктивным соображениям это отношение не превышает 5 ... 7. Для получения большего передаточного отношения зубчатые колеса составляют в *ряды зубчатых колес* (рис. 3.28).

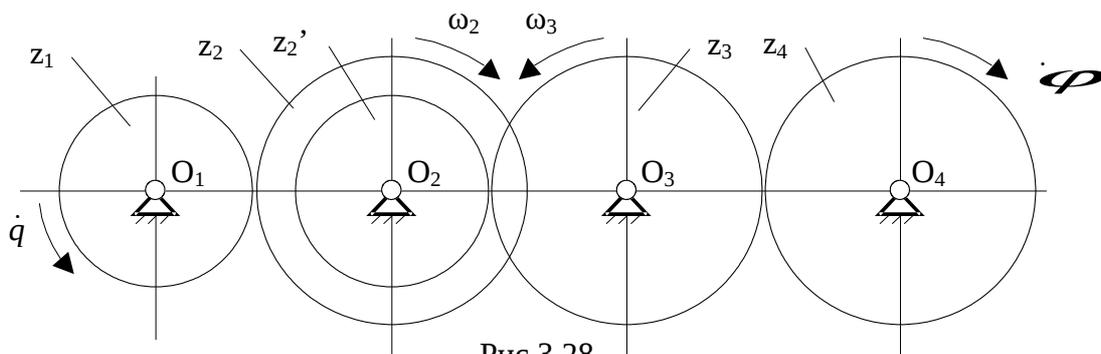


Рис.3.28

Колесо 1 зацепляется с колесом 2, на валу которого расположено колесо 3. Колесо 3 зацепляется с колесом 4. Передаточное отношение такого ряда равно:

$$i_{14} = \frac{\dot{\varphi}}{\dot{\varphi}} = \frac{\dot{\varphi}}{\omega_2} \cdot \frac{\omega_2}{\omega_3} \cdot \frac{\omega_3}{\dot{\varphi}} = i_{12} \cdot i_{2'3} \cdot i_{34} = \frac{r_{w2}}{r_{w1}} \cdot \frac{r_{w3}}{r_{w2'}} \cdot \frac{r_{w4}}{r_{w3}} = \frac{r_{w2}}{r_{w1}} \cdot \frac{r_{w4}}{r_{w2'}}, \quad (3.58)$$

то есть передаточное отношение ряда зубчатых колес равно произведению передаточных отношений отдельных ступеней, входящих в ряд. Из (3.58) видно, что радиус одного из зубчатых колес (r_{w3}) не влияет на общее передаточное отношение. Такое колесо называют *паразитным*. Его используют либо для того, чтобы получить заданное межосевое расстояние O_1O_4 , либо для получения заданного знака передаточного отношения.

2 Кинематика планетарных механизмов

Существуют зубчатые механизмы, которые позволяют получать большие передаточные отношения при малых габаритах – это планетарные механизмы. *Планетарными механизмами* называют зубчатые механизмы с

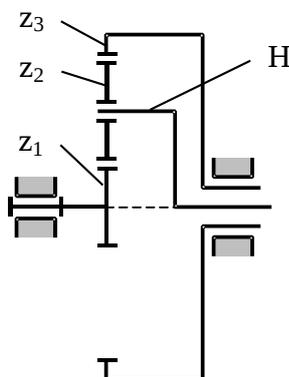


Рис.3.29

подвижными осями колес. Свое название они получили по аналогии с планетами Солнечной системы, которые вращаются вокруг светила. Рассмотрим механизм, представленный на рис. 3.29. Колесо с числом зубьев

z_1 – центральное или *солнечное*. Вокруг него вращается колесо с числом зубьев z_2 , называемое *сателлитом* (или планетным колесом). Его вынуждает вращаться вокруг солнечного колеса звено Н, называемое *водилом*. Сателлит зацепляется также с колесом внутреннего зацепления, имеющим число зубьев z_3 .

Найдем число степеней подвижности этого механизма. Поскольку все звенья движутся в параллельных плоскостях, применим формулу Чебышева. Число звеньев $N = 5$, число низших кинематических пар $p_n = 4$, число высших кинематических пар $p_v = 2$:

$$W_{пл} = 3 \cdot (5 - 1) - 2 \cdot 4 - 1 \cdot 2 = 2$$

Это означает, что для того, чтобы механизм был нормальным, надо задать два входа. Если одно из колес жестко связать со стойкой (например, $\omega_3 = 0$), то в механизме останется одна степень подвижности ($W_{пл} = 3(4-1) - 2 \cdot 3 - 1 \cdot 2 = 1$). Планетарные механизмы с неподвижным зубчатым колесом называют *эпициклическими*. Если в планетарном механизме все колеса подвижные, то такие механизмы называют *дифференциальными*. В дифференциальных механизмах ведомое звено можно вращать, например, двумя двигателями.

В планетарных механизмах уже нельзя использовать формулы, полученные для определения передаточного отношения ряда зубчатых колес, т.е.

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} \neq \frac{z_3}{z_1}.$$

При определении передаточного отношения удобно пользоваться методом обращения движения: всем звеньям механизма, включая стойку, сообщается угловая скорость, равная угловой скорости водила ω_n и направленная в противоположную сторону. В таком *обращенном механизме* водило оказывается неподвижным, оси всех колес, включая сателлиты, также неподвижны, т.е. обращенный планетарный механизм стал рядом зубчатых колес. Для него можно записать:

$$i_{13}^{(H)} = \frac{\omega_1 - \omega_n}{\omega_3 - \omega_n} = \left(-\frac{z_2}{z_1} \right) \cdot \left(\frac{z_3}{z_2} \right) \quad (3.59)$$

Здесь $i_{13}^{(H)}$ - передаточное отношение от первого колеса к третьему при неподвижном водиле Н. В формуле (3.59) важно правильно определить знак. Правило следующее: в паре цилиндрических зубчатых колес внешнего зацепления направление вращения ведущего и ведомого колес противоположны, поэтому перед отношением $\frac{z_2}{z_1}$ ставится знак «минус»; в паре цилиндрических зубчатых колес внутреннего зацепления

направление вращения ведущего и ведомого колес совпадает, поэтому перед отношением чисел зубьев $\frac{z_3}{z_2}$ ставится знак «плюс».

Используя выражение (3.59), найдем угловую скорость первого колеса:

$$\omega_1 = \left(1 + \frac{z_3}{z_1}\right) \omega_H - \frac{z_3}{z_1} \omega_3 \quad (3.60)$$

Из (3.60), в частности, следует, что для определения угловой скорости ω_1 надо задать две угловые скорости: ω_H и ω_3 . В эпициклическом механизме $\omega_3 = 0$ (или $\omega_1 = 0$).

В общем случае при кинематическом исследовании планетарных механизмов пользуются соотношением, известным под названием *формулы Виллиса*:

$$i_{1-n}^{(H)} = \frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_n - \omega_H} \quad (3.61)$$

Рассмотрим схему эпициклического механизма, известного под названием *редуктора Давида* (рис. 3.30). В нем 4 зубчатых колеса внешнего зацепления

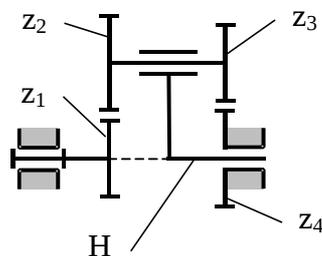


Рис.3.30

и водило Н. Колесо с числом зубьев z_4 неподвижное. Числа зубьев: $z_1 = z_3 = 100$, $z_2 = 101$, $z_4 = 99$. Найдем передаточное отношение от водила Н к колесу 1. Для этого воспользуемся соотношением (3.61):

$$i_{14}^{(H)} = \frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_4 - \omega_H} = \left(-\frac{z_2}{z_1}\right) \cdot \left(-\frac{z_4}{z_3}\right) = \frac{9999}{1000}$$

Учитывая, что $\omega_4 = 0$, найдем отношение $i_{H1}^{(4)}$ (т.е. при неподвижном 4-м колесе):

$$i_{H1}^{(4)} = \frac{\omega_H}{\omega_1} = \frac{z_1 z_3}{z_1 z_3 - z_2 z_4} = \frac{10000}{10000 - 9999} = 10000$$

т.е. для того, чтобы 1-е колесо сделало 1 оборот, надо повернуть водило 10 000 раз. Если немного изменить условие: $z_2 = z_4 = 100$, тогда $i_{H1}^{(4)} \rightarrow \infty$, т.е. ведомое колесо 1 остается неподвижным. На практике такие большие передаточные отношения трудно получить из-за высоких требований к точности изготовления зубчатых колес. Даже небольшие погрешности при высоких передаточных отношениях приводят к тому, что ведомое колесо ведет себя нестабильно и непредсказуемо: двигается рывками, останавливается и даже начинает вращаться в противоположную сторону! Поэтому обычно передаточное отношение в планетарных механизмах не превышает 150.

Автомобильный дифференциал

Наиболее массовое использование дифференциальных механизмов – в автомобилестроении. Они решают следующую проблему. При повороте автомобиля ведущие колеса проходят разный путь (рис. 3.31), следовательно, они вращаются с разными скоростями, поэтому соединить их одним валом нельзя. Нужно поставить между колесами такой механизм,

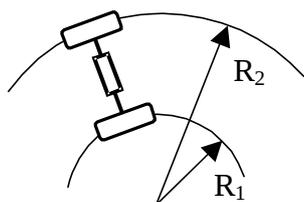


Рис.3.31

который компенсирует разницу угловых скоростей. Для этой цели используется автомобильный дифференциал (рис. 3.32).

От двигателя крутящий момент передается через коробку скоростей, карданный вал и зубчатую передачу (например, гипоидную) на водило Н. Вращаясь, водило приводит в движение сателлит z_2 , который зацепляется с коническими колесами z_1 и z_3 , жестко связанными с ведущими колесами автомобиля.

Найдем соотношение угловых скоростей зубчатых колес. Передаточное отношение дифференциала при неподвижном водиле $i_{13}^{(H)}$ равно:

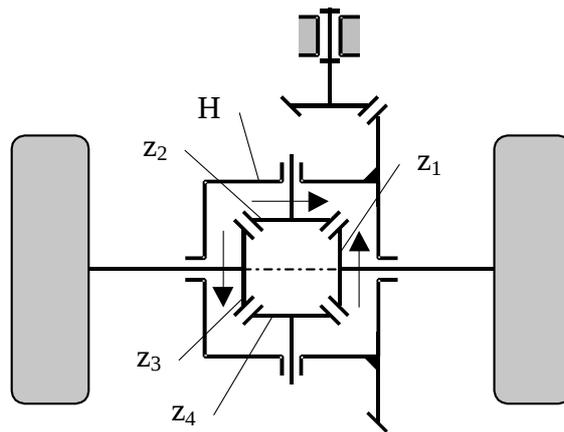


Рис.3.32

$$i_{13}^{(H)} = \frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_3 - \omega_H} = -\frac{z_2 z_3}{z_1 z_2} \quad (3.62)$$

Знак передаточного отношения конического зубчатого механизма можно определить по *правилу «стрелок»*: задав направление вращения колеса z_1 стрелкой, направленной вверх, получаем, что колесо z_2 должно вращаться навстречу (стрелка направлена направо); отсюда получаем направление вращения колеса z_3 (стрелка направлена вниз). Сравнивая направление стрелок у колес z_1 и z_3 , видим, что направление вращения колес z_1 и z_3 противоположное, т.е. передаточное отношение от колеса z_1 к колесу z_3 (при неподвижном водиле) отрицательное. Тот же результат можно получить следующим рассуждением. Угол между векторами угловой скорости вращения колеса z_1 и колеса z_2 равен 90° ; угол между векторами угловой скорости вращения колеса z_2 и колеса z_3 также равен 90° ; итого суммарный угол поворота угловой скорости вращения колес z_1 и z_3 равен 180° , т.е. направление вращения колес z_1 и z_3 взаимно противоположное.

При одинаковом числе зубьев колес $z_1 = z_2 = z_3$ получим из выражения (3.62):

$$\omega_1 = \omega_H \left(1 + \frac{z_3}{z_1} \right) - \frac{z_3}{z_1} \omega_3 = 2\omega_H - \omega_3 \quad (3.63)$$

Отсюда следует, что

$$\omega_1 + \omega_3 = 2\omega_H \quad (3.64)$$

На ровной дороге водило вращается с той же угловой скоростью, что и колеса z_1 и z_3 : $\omega_1 = \omega_3 = \omega_H$. При этом колеса z_1 , z_2 , z_3 и водило H вращаются как одно звено. На неровностях дороги и на поворотах одно из колес начинает вращаться настолько же медленнее, насколько второе - быстрее, чем водило

($\omega_H = \frac{\omega_1 + \omega_2}{2}$), а зубчатое колесо z_2 начинает вращаться вокруг своей оси симметрии, компенсируя разность угловых скоростей z_1 и z_3 и, следовательно, ведущих колес автомобиля.

Наличие дифференциала объясняет явление, которое называют пробуксовкой ведущих колес. Рассмотрим условие равновесие колеса z_2 (в рамках

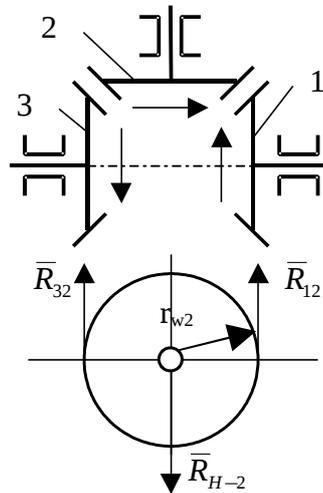


Рис.3.33

статической модели). На него действуют: движущая сила R_{H2} , действующая со стороны водила, и силы сопротивления R_{12} и R_{32} , действующие со стороны колес z_1 и z_3 соответственно (рис. 3.33). Момент реакции R_{12} уравновешивается моментом реакции R_{32} , следовательно,

$$R_{12}r_{w2} = R_{32}r_{w2} \quad (3.65)$$

Отсюда следует, что $R_{12} = R_{32}$. Каждая из этих сил создает движущие моменты на валах колес z_1 и z_3 . При $z_1 = z_3$ радиусы этих колес равны, следовательно, равны и движущие моменты на ведущих колесах автомобиля. Если одно из ведущих колес не встречает сопротивления, то движущий момент на этом колесе равен нулю, следовательно, движущий момент и на втором ведущем колесе равен нулю. Автомобиль буксует. Для того, чтобы устранить пробуксовку, надо либо заблокировать дифференциал, либо добавить сопротивление на то колесо, где его нет или оно мало.

3. Геометро-кинематические условия существования передачи

Для того, чтобы передача существовала, должны выполняться некоторые условия. Рассмотрим их.

1. *Основная теорема зацепления.* В лекции 10 рассматривалась основная теорема зацепления для сопряженных профилей (плоское зацепление). Рассмотрим случай сопряженных поверхностей

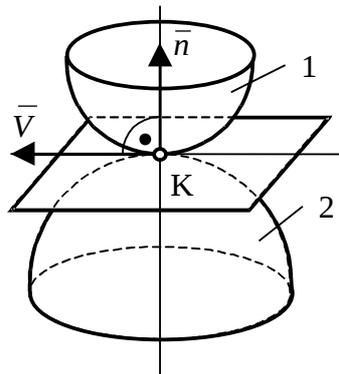


Рис.3.35

(пространственное зацепление).

Пусть звено 1 соприкасается со звеном 2 в точке К (рис. 3.35); \bar{V} – вектор скорости точки контакта сопряженных поверхностей в относительном движении. По отношению к сопряженным поверхностям вектор скорости относительного движения \bar{V} лежит в касательной плоскости, т.е. общая нормаль к сопряженным поверхностям в точке контакта перпендикулярна вектору скорости \bar{V} .

Отсюда следует основная теорема зацепления: сопряженные поверхности должны быть выбраны так, чтобы в любой точке их контакта общая нормаль к ним была перпендикулярна вектору скорости точки контакта в заданном относительном движении поверхностей.

В аналитическом виде условие основной теоремы зацепления записывается как условие перпендикулярности векторов

$$\bar{V} \cdot \bar{n} = 0, \quad (3.68)$$

где \bar{n} - единичный вектор (орт) общей нормали в точке контакта.

Теорема доказывается «от противного». Если условие теоремы не выполнено, то есть общая нормаль к выбранным поверхностям не перпендикулярна относительной скорости \bar{V} , то имеется составляющая этой скорости, направленная по общей нормали, и, следовательно, происходит либо отрыв одной поверхности от другой, либо вдавливание, что невозможно.

В общем случае контакт поверхностей может происходить в нескольких точках или по линии (линейный контакт). Условие основной теоремы зацепления должно быть выполнено во всех точках контакта.

2. *Угол перекрытия φ_n* – это угол поворота зубчатого колеса от положения входа зуба в зацепление до его выхода из зацепления. Угловой шаг τ – это центральный угол, равный $2\pi/z$ (рис. 3.36, а). Угол перекрытия φ_n зубчатого колеса передачи должен быть меньше углового шага τ .

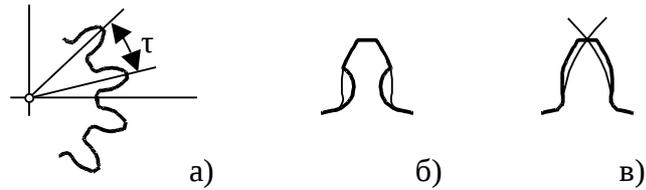


Рис.3.36

Отношение угла перекрытия к угловому шагу называется *коэффициентом перекрытия* ϵ_γ зубчатой передачи. Коэффициент перекрытия характеризует среднее число пар зубьев, находящихся одновременно в зацеплении. Для того, чтобы передача существовала в любой момент времени, необходимо, чтобы выполнялось условие:

$$\epsilon_\gamma > 1 \quad (3.69)$$

3. При нарезании зубчатого колеса возможно *подрезание зубьев*, которое проявляется в утонении ножки зуба, приводящем к изгибной прочности зуба (рис. 3.36, б).

4. *Заострение зубьев* возникает тогда, когда точка пересечения разноименных теоретических профилей зуба располагается внутри окружности вершин (рис. 3.36, в). Заострение зуба нежелательно как с чисто кинематической точки зрения, ибо уменьшает коэффициент перекрытия, так и по соображениям прочности – вершина заостренного зуба не способна передавать нагрузку.

5. Явление *интерференции зубьев* заключается в том, что при рассмотрении теоретической картины зацепления зубьев профиль зуба одного из зубчатых колес сопрягается с профилем зуба другого зубчатого колеса и внедряется в него (профили «накладываются» друг на друга). Такое явление при зацеплении зубчатых колес недопустимо, так как оно приводит к их непроворачиваемости или к поломке зубьев.

4. Методы синтеза сопряженных профилей

Основной задачей синтеза зацеплений является нахождение сопряженных поверхностей по заданному закону изменения передаточного отношения. Эта задача может решаться как графическими, так и аналитическими методами. Графический метод синтеза сопряженных профилей, предложенный немецким ученым Францем Рело, лежит в основе аналитических методов, известных под названием методов профильных нормалей. Ознакомимся с этими методами.

Графический метод синтеза сопряженных профилей. Пусть для внешнего зацепления дано постоянное передаточное отношение i_{12} , межосевое расстояние a_w и профиль S_1 на звене 1 (рис. 3.37). Надо найти сопряженный профиль S_2 на звене 2.

По методу Рело искомый профиль находится по точкам путем последовательного выполнения трех этапов.

Первый этап. Откладываем в некотором масштабе межосевое расстояние a_w и строим заданный профиль S_1 . Определяем по формулам (3.46) положение полюса зацепления P и строим подвижные центроиды ζ_1 и ζ_2 . На профиле S_1 отмечаем несколько точек и выбираем первую из них $K^{(1)}$. Находим угол q , на который надо повернуть звено 1 для того, чтобы точка $K^{(1)}$ вошла в контакт с сопряженным профилем. Этот угол равен углу AO_1P , где точка A – точка пересечения нормали np с центроидой ζ_1 , т.к. в соответствии с основной

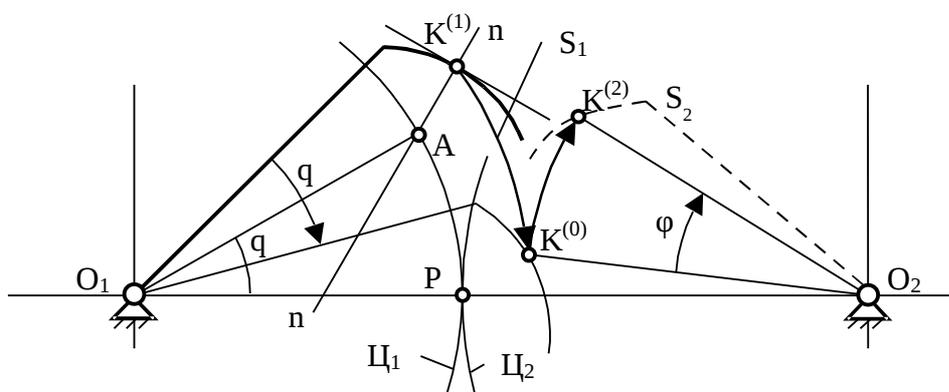


Рис.3.37

теоремой зацепления нормаль np к профилю S_1 в момент контакта проходит через полюс зацепления P .

Второй этап. Находим точку $K^{(0)}$ в неподвижной системе координат, в которой точка $K^{(1)}$ будет иметь контакт с сопряженным профилем. Для этого повернем звено 1 на найденный угол q .

Третий этап. Находим точку $K^{(2)}$ искомого профиля S_2 на звене 2, которая придет в контакт с точкой $K^{(1)}$ профиля S_1 в точке $K^{(0)}$. Для этого соединим точку $K^{(0)}$ с осью O_2 и повернем отрезок $K^{(0)}O_2$ на угол $\varphi = q/i_{12}$.

Таким образом, мы получили точку $K^{(2)}$, которая при повороте звена 2 на угол φ придет в точку $K^{(0)}$. В точке $K^{(0)}$ произойдет контакт звена 2 со звеном 1, и нормаль к профилям S_1 и S_2 будет проходить через полюс зацепления P , т.е. будет выполняться основная теорема зацепления.

Далее выбирается следующая точка на профиле S_1 и проводятся аналогичные построения и находятся остальные точки искомого профиля S_2 . Одновременно получается геометрическое место точек $K^{(0)}$ контакта сопряженных профилей в неподвижной системе координат, которое называется *линией зацепления*. Если линия зацепления задана, то для нахождения сопряженных профилей, кроме передаточного отношения, должен быть также задан закон движения точки контакта по линии зацепления.

Аналитический метод синтеза сопряженных профилей. Заданы: межосевое расстояние a_w , передаточное отношение i_{12} , профиль S_1 на звене 1 в декартовой системе координат, связанной с 1-м звеном:

$$\bar{R}_K^{(1)} = \begin{pmatrix} x_K^{(1)} \\ y_K^{(1)} \\ 1 \end{pmatrix} \quad (3.70)$$

Требуется найти профиль S_2 в системе координат, связанной со звеном 2:

$$\bar{R}_K^{(2)} = \begin{pmatrix} x_K^{(2)} \\ y_K^{(2)} \\ 1 \end{pmatrix} \quad (3.71)$$

Первый этап – определение угла q , при повороте на который точка $K^{(1)}$ на звене 1 станет точкой контакта. В общем виде решение данной задачи оказывается достаточно громоздким и здесь приводится не будет. Однако иногда оказывается, что при задании конкретного профиля S_1 угол q , как будет показано далее, находится из простых геометрических соотношений.

Второй этап – определение координат точек контакта в неподвижной системе координат. Для этого воспользуемся формулой преобразования координат:

$$\bar{R}_K^{(0)} = H_{01}(q)\bar{R}_K^{(1)}, \quad (3.72)$$

где $H_{01}(q)$ – матрица перехода в кинематической паре, связывающей звено 1 со стойкой. Для случая вращательной кинематической пары (рис. 3.38)

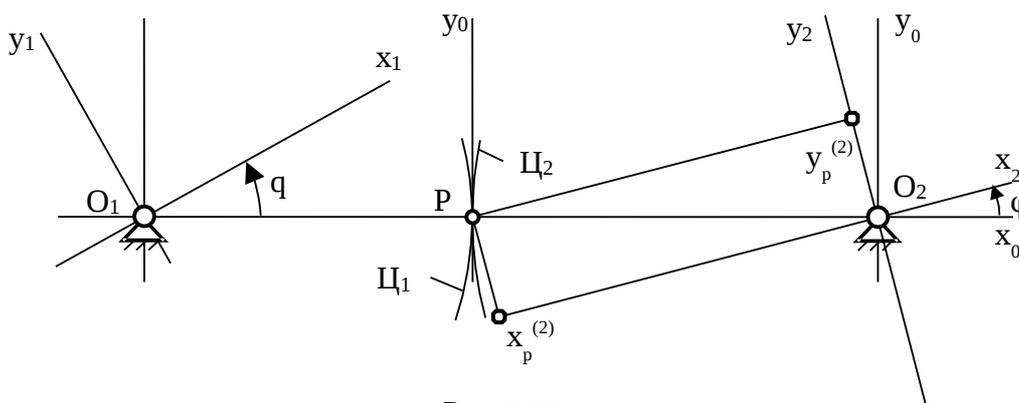


Рис. 3.38

матрица имеет вид:

$$H_{01}(q) = \begin{pmatrix} \cos q & -\sin q & -O_1P \\ \sin q & \cos q & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \quad (3.73)$$

Подставляя (3.70) и (3.73) в (3.72), получаем:

$$\bar{R}_K^{(0)} = \begin{pmatrix} x_K^{(0)} \\ y_K^{(0)} \\ 1 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \cos q & -\sin q & -0_1 P \\ \sin q & \cos q & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} x_K^{(1)} \\ y_K^{(1)} \\ 1 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} x_K^{(1)} \cos q - y_K^{(1)} \sin q - 0_1 P \\ x_K^{(1)} \sin q + y_K^{(1)} \cos q \\ 1 \end{pmatrix} \quad (3.74)$$

Выражение (3.74) представляет собой уравнение линии зацепления в неподвижной системе координат.

Третий этап – определение искоемых координат точек $K^{(2)}$ на профиле S_2 звена 2 по формуле преобразования координат:

$$\bar{R}_K^{(2)} = H_{20}(\varphi) \bar{R}_K^{(0)}, \quad (3.75)$$

где $H_{20}(\varphi)$ – матрица перехода из неподвижной системы координат в локальную, связанную со звеном 2:

$$H_{20}(\varphi) = \begin{pmatrix} \cos \varphi & \sin \varphi & -0_2 P \cos \varphi \\ -\sin \varphi & \cos \varphi & 0_2 P \sin \varphi \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \quad (3.76)$$

В матрице (3.76) первый блок получается из матрицы поворота при подстановки в нее угла $(-\varphi)$, а второй блок – координаты точки P в локальной системе $x_2 0_2 y_2$ – легко получить из рис. 3. 38. Угол $\varphi = q/i_{12}$, $0_2 P = 0_1 P \cdot i_{12}$. Подставляя (3.76) в (3.75), получаем координаты искомого профиля S_2 :

$$\begin{aligned} \bar{R}_K^{(2)} &= \begin{pmatrix} x_K^{(2)} \\ y_K^{(2)} \\ 1 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \cos \varphi & \sin \varphi & -0_2 P \cos \varphi \\ -\sin \varphi & \cos \varphi & 0_2 P \sin \varphi \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} x_K^{(0)} \\ y_K^{(0)} \\ 1 \end{pmatrix} = \\ &= \begin{pmatrix} x_K^{(0)} \cos \varphi + y_K^{(0)} \sin \varphi - 0_2 P \cos \varphi \\ -x_K^{(0)} \sin \varphi + y_K^{(0)} \cos \varphi + 0_2 P \sin \varphi \\ 1 \end{pmatrix} \end{aligned} \quad (3.77)$$

При помощи рассмотренных методов всегда можно выполнить основное условие синтеза зубчатого зацепления – получение заданного передаточного отношения. Из найденных вариантов надо выбрать тот, который в наибольшей степени удовлетворяет дополнительным условиям синтеза. Как показала многолетняя практика, наиболее важным дополнительным условием синтеза является простота изготовления сопряженных поверхностей.

Пример. Дана зубчато-реечная передача. У рейки профиль S_1 зуба выполнен в виде отрезка прямой, наклоненной под углом α (рис. 3.39). Известно передаточное отношение $i = 1/0_2 P$ (см. лекцию 10), где $0_2 P$ – радиус

подвижной центроиды зубчатого колеса (начальной окружности). Требуется определить профиль S_2 сопряженного зубчатого колеса.

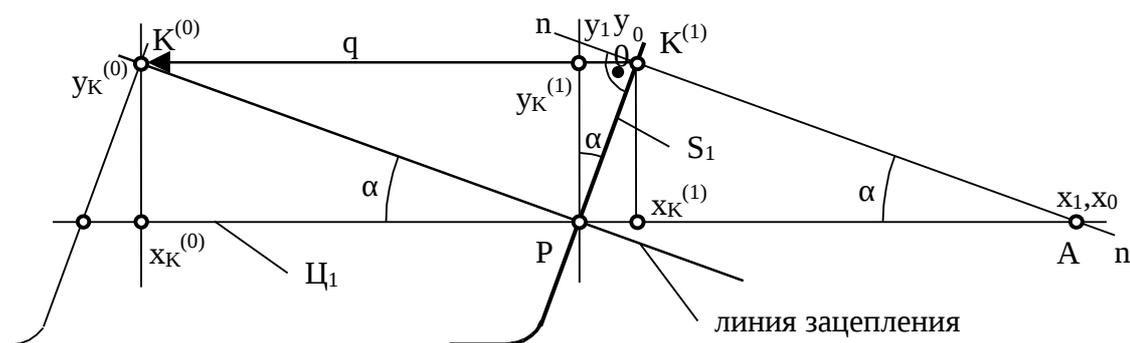


Рис. 3.39

Первый этап – определение координаты q , при перемещении на которую произвольная точка $K^{(1)}$ на профиле S_1 звена 1 станет точкой контакта.

Пусть Π_1 – подвижная центроида зубчатой рейки (прямая), P – полюс зацепления, $K^{(1)}$ – произвольная точка на профиле S_1 . Проведем нормаль pp к профилю S_1 в точке $K^{(1)}$ до пересечения с центроидой Π_1 в точке A . Точка $K^{(1)}$ станет точкой контакта тогда, когда нормаль pp будет проходить через полюс зацепления P , то есть когда рейка переместится влево на расстояние q . Введем вектор-столбец $\bar{R}_K^{(1)}$:

$$\bar{R}_K^{(1)} = \begin{pmatrix} x_K^{(1)} \\ y_K^{(1)} \\ 1 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} x_K^{(1)} \\ x_K^{(1)} \operatorname{ctg} \alpha \\ 1 \end{pmatrix} \quad (3.77)$$

Из подобия прямоугольных треугольников $PK^{(1)}A$ и $PK^{(1)}K^{(0)}$ следует, что гипотенузы их равны, т.е. $q = PA$. С другой стороны:

$$PA = \frac{PK^{(1)}}{\sin \alpha} = \frac{x_K^{(1)}}{\sin^2 \alpha} = q \quad (3.78)$$

Второй этап – определение координат точек контакта в неподвижной системе координат. Построим матрицу перехода в поступательной кинематической паре рейка – стойка:

$$H_{01}(q) = \begin{pmatrix} 1 & 0 & -q \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \quad (3.79)$$

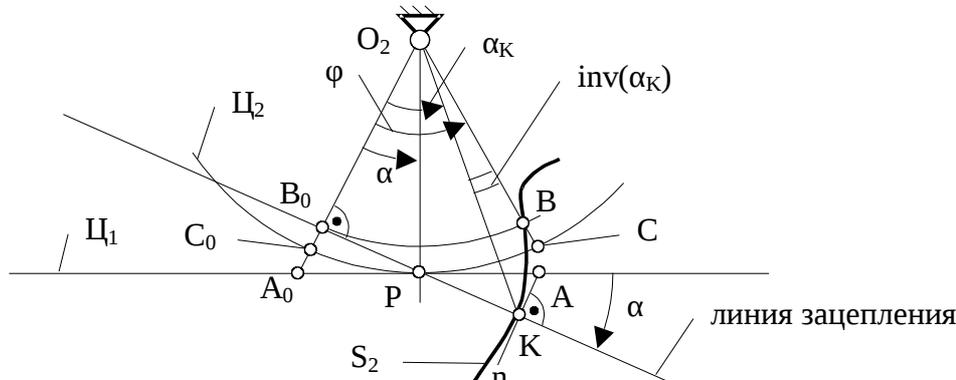
Подставляя (3.77) – (3.79) в (3.72), получим:

$$\bar{R}_K^{(0)} = \begin{pmatrix} x_K^{(0)} \\ y_K^{(0)} \\ 1 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 1 & 0 & -\frac{x_K^{(1)}}{\sin^2 \alpha} \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} x_K^{(1)} \\ x_K^{(1)} \operatorname{ctg} \alpha \\ 1 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} x_K^{(1)} - \frac{x_K^{(1)}}{\sin^2 \alpha} \\ x_K^{(1)} \operatorname{ctg} \alpha \\ 1 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -x_K^{(1)} \operatorname{ctg}^2 \alpha \\ x_K^{(1)} \operatorname{ctg} \alpha \\ 1 \end{pmatrix} \quad (3.80)$$

Из (3.80) следует, что уравнение линии зацепления в неподвижной системе координат – это уравнение прямой, проходящей через полюс зацепления и наклоненной под углом $-\alpha$ к центруде Π_1 :

$$y_K^{(0)} = -\operatorname{tg} \alpha \cdot x_K^{(0)} \quad (3.81)$$

Третий этап – определение искомым координат точек $K^{(2)}$ на профиле S_2 звена 2. Отложим от полюса зацепления P радиус подвижной centroиды Π_2 зубчатого колеса $P O_2$ (начальной окружности) (рис. 3.40). Через полюс P проведем линию зацепления под углом $-\alpha$. Из оси O_2 вращения зубчатого колеса опустим перпендикуляр на линию зацепления и обозначим точки его пересечения с centroидами Π_1 , Π_2 и линией зацепления соответственно A_0 , C_0 , B_0 . Уравнение точек $K^{(2)}$ на профиле S_2 зубчатого колеса получим, перемножив матрицу перехода $H_{O_2}(\varphi)$ во вращательной паре O_2 на вектор-столбец $\bar{R}_K^{(0)}$:



$$\bar{R}_K^{(2)} = \begin{pmatrix} \cos \varphi & -\sin \varphi & 0 \\ \sin \varphi & \cos \varphi & -O_2 P \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} x_K^{(0)} \\ -x_K^{(0)} \operatorname{tg} \alpha \\ 1 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} x_K^{(0)} \cos \varphi + x_K^{(0)} \sin \varphi \operatorname{tg} \alpha \\ x_K^{(0)} \sin \varphi - x_K^{(0)} \cos \varphi \operatorname{tg} \alpha - O_2 P \\ 1 \end{pmatrix} \quad (3.82)$$

где $\varphi = q/O_2 P$. Это – уравнение профиля S_2 в декартовой системе координат. Однако в данном примере чаще используют полярную систему координат, т.к. выражения получаются проще. Соединив ось O_2 с текущей точкой контакта K на линии зацепления, получим полярный радиус $O_2 K$. Угол между линией $O_2 A_0$ и полярным радиусом $O_2 K$ обозначим α_K .

Пусть в начальный момент контакт профилей рейки и колеса был в точке B_0 . При перемещении рейки точка контакта K скользит вдоль линии зацепления; перемещению рейки $q = A_0A$ соответствует перемещение точки контакта по линии зацепления $B_0K = q \cos \alpha$. При этом колесо повернется на угол φ , а точка контакта в локальной системе координат переместится по кривой S_2 из точки B в точку K . Поскольку подвижные центры катятся друг по другу без скольжения, то длина отрезка A_0A центра Π_1 равна длине дуги C_0C центра Π_2 . В то же время длина дуги равна произведению радиуса на стягиваемый дугой угол:

$$\cup C_0C = O_2P \cdot \varphi = A_0A = q \quad (3.83)$$

Тогда получим:

$$\varphi = \frac{q}{O_2P} = \frac{B_0K}{\cos \alpha \cdot O_2P} = \frac{B_0K}{B_0O_2} = \operatorname{tg} \alpha_K \quad (3.84)$$

В качестве полярной оси выберем линию O_2B , соединяющую ось O_2 с началом профиля S_2 ; полярный угол – угол B_0O_2K :

$$\angle B_0O_2K = \varphi - \alpha_K = \operatorname{tg} \alpha_K - \alpha_K = \operatorname{inv} \alpha_K, \quad (3.85)$$

где $\operatorname{inv} \alpha_K$ – полярный угол текущей точки контакта K , называемый *эвольвентным углом* или *инволютой* α_K . Таким образом, искомый профиль S_2 может быть записан в полярной системе координат следующим образом:

$$\begin{aligned} O_2K &= \frac{B_0O_2}{\cos \alpha_K}, \\ \operatorname{inv} \alpha_K &= \operatorname{tg} \alpha_K - \alpha_K \end{aligned} \quad (3.86)$$

где O_2K – полярный радиус; $\operatorname{inv} \alpha_K$ – полярный угол. В свою очередь B_0O_2 находится по заданному радиусу O_2P центра Π_2 и углу α : $B_0O_2 = O_2P / \cos \alpha$.

Уравнения (3.86) – уравнения профиля S_2 в полярной системе координат в параметрической форме, где α_K – параметр. Кривая, описываемая уравнениями (3.86), является эвольвентой эволюты. Эволюта в рассмотренном случае представляет собой окружность радиуса B_0O_2 , которая в теории зацепления называется *основной окружностью*; ее радиус обозначается r_b . Напомним, что *эволюта* – геометрическое место центров кривизны какой-либо кривой, а сама кривая называется *эвольвентой*. Эволюта является также огибающей нормалей эвольвенты. Эвольвенту можно считать «разверткой» эволюты, получающейся разматыванием нерастяжимой натянутой нити.

Зубья, участок профиля которых описывается уравнениями (3.86), называют эвольвентными. Эвольвентное зацепление было предложено Л. Эйлером.

Эвольвентные зубчатые колеса получили очень широкое распространение благодаря простоте изготовления: колеса можно нарезать с помощью инструментальной зубчатой рейки, профиль которой представляет собой отрезок прямой.

Повторить по лекции 6-7:

Фрикционная передача;
Подвижная centroида;
Ременная передача;
Зубчатая передача;
Полюс зацепления;
Основная теорема зацепления;
Начальная окружность;
Межосевое расстояние;
Внешнее и внутреннее зацепление;
Зубчато-реечная передача;
Конические колеса;
Ортогональная передача;
Мгновенная ось;
Подвижная аксоида;
Начальный конус;
Мгновенная винтовая ось;
Гиперболоидная передача;
Винтовая передача;
Гипоидная передача;;
Червяк и червячное колесо;
Глобоидная передача;
Ряд зубчатых колес;
Планетарный механизм;
Солнечное колесо;
Сателлит;
Водило;
Эпициклический механизм;
Дифференциальный механизм;
Обращенный механизм;
Формула Виллиса;
Редуктор Давида;
Автомобильный дифференциал;
Правило «стрелок»;

Лекция 8. Силовой расчет механизмов.

1. Геометрические условия передачи сил механизмами

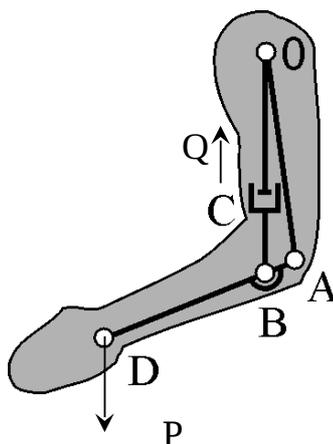
Механизм может вполне удовлетворять кинематическим требованиям, но у него могут оказаться плохие условия передачи сил. Это означает, что при выполнении рабочего процесса к звеньям механизма прикладываются силы, значительно превосходящие рабочую нагрузку. Никакими ухищрениями положение не исправить, необходимо проектировать новый механизм. Как на этапе геометрического анализа механизма оценить качество передачи сил? Для этого используют упрощенную физическую модель, которая называется статической моделью. С помощью статической модели исследуются, по существу, условия равновесия механизма в различных его положениях. В таких моделях обычно пренебрегают массами звеньев, т.е. не учитываются силы тяжести и силы инерции. Тогда к звеньям механизма приложены силы, вызванные рабочими нагрузками.

Первой задачей силового расчета по статической модели является определение обобщенных сил, которые нужно приложить к входным звеньям механизма, чтобы уравновесить действие рабочих нагрузок. По существу это – обобщенные движущие силы, необходимые для удержания механизмов в состоянии равновесия; в литературе их часто называют *уравновешивающими* силами. Второй задачей силового расчета по статической модели является определение *реакций в кинематических парах*, возникающих в механизме.

Условия передачи сил определяются соотношением рассматриваемых сил и силы рабочей нагрузки. Например, отношение обобщенной движущей силы Q и рабочей нагрузки P характеризует *внешние условия передачи сил* и обозначается коэффициентом k_1 :

$$k_1 = \frac{Q}{P} \quad (2.69)$$

Коэффициент k_1 показывает, во сколько раз больше рабочей нагрузки P должна быть движущая сила Q , приложенная к входному звену. Нерационально проектировать механизмы с большим значением коэффициента k_1 . Обычно в общем машиностроении полагают, что допустимое значение $[k_1] < 3$. В других случаях значение этого коэффициента может быть совершенно другим.



Например, можно представить модель руки человека в виде механизма, в котором роль звеньев выполняют плечевой и локтевой суставы, а поперечно-полосатые мышцы-сгибатели (бицепсы) моделируются звеньями с поступательной кинематической парой. Из соотношения плеч $AB/DB=1:10$ следует, что движущая сила Q , создаваемая бицепсами, в 10 раз больше, чем сила тяжести поднимаемого груза P . Однако, во сколько раз проигрываем в силе, во столько раз выигрываем в скорости. Вероятно, в процессе эволюции этот выигрыш оказался важнее.

Отношение внутренней реакции в кинематической паре R_{ij} и рабочей нагрузки P характеризует *внутренние условия передачи сил* в данной кинематической паре и обозначается коэффициентом k_2 :

$$k_2 = \frac{R_{ij}}{P} \quad (2.70)$$

Таким образом, коэффициент k_2 показывает, во сколько раз внутренняя реакция в данной кинематической паре превышает рабочую нагрузку; этот коэффициент также ограничивают сверху. Обычно в машиностроении задают допустимое значение $[k_2] < 2 \dots 3$.

В статической модели коэффициенты k_1 и k_2 могут быть выражены через геометрические параметры. В качестве примера рассмотрим кривошипно-

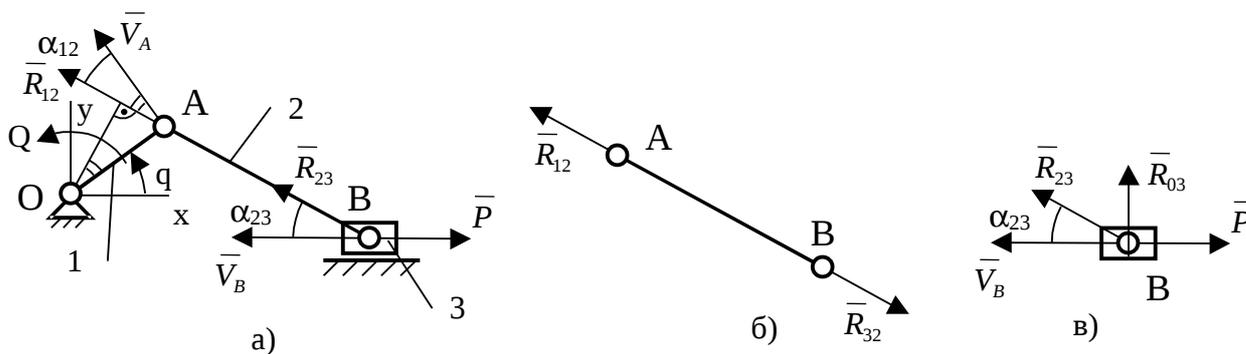


Рис.2.15

ползунный механизм (рис. 2.15, а). При отсутствии сил трения рассматриваемый механизм является системой с идеальными связями. Условия его равновесия могут быть получены с помощью принципа возможных перемещений: суммарная работа всех активных сил на любом возможном перемещении из рассматриваемого положения равновесия должна равняться нулю. Дадим обобщенной координате q малое приращение δq ; при этом выходное звено получит перемещение δx_B , величина которого, с точностью до малых второго порядка, определяется следующим образом:

$$\delta x_B = \frac{\partial x_B}{\partial q} \delta q = \Pi'_{x_B}(q) \delta q, \quad (2.71)$$

где $\Pi_{x_B}(q)$ – функция положения, выражающая координату x_B через входную координату q .

Определяя работу всех активных сил P и Q на возможном перемещении и приравнявая ее нулю, получаем

$$Q\delta q + P\delta x_B = 0. \quad (2.72)$$

Из (2.71) и (2.72) находим

$$Q = -P \frac{\partial x_B}{\partial q} = -P \cdot \Pi'_{x_B}. \quad (2.73)$$

Таким образом, обобщенная уравновешивающая сила Q равна произведению рабочей нагрузки P на первую производную от функции положения выходного звена по обобщенной координате. Учитывая, что

$$\frac{\partial x_B}{\partial q} = \frac{\dot{x}}{\dot{q}},$$

можно записать выражение (4.3) в форме условия равенства мощностей:

$$Q\dot{q} = -P\dot{x}_B. \quad (2.74)$$

По существу, полученные соотношения отражают известное «золотое правило механики»: что выигрывается в силе, то проигрывается в скорости. Они и являются условиями передачи сил от входа механизма к его выходу. Формула (2.73) показывает, что в тех положениях механизма, в которых требуется преодолеть большую рабочую нагрузку (P – большая величина), желательно, чтобы производная $\partial x_B / \partial q$ была малой величиной. В противном случае потребуются создавать большую уравновешивающую (а стало быть, и движущую) силу. В рассматриваемом примере

$$\begin{aligned} x_B &= r \cos q + \sqrt{\ell^2 - r^2 \sin^2 q}; \\ \frac{\partial x_B}{\partial q} &= -r \sin q - \frac{r^2 \sin q \cos q}{\sqrt{\ell^2 - r^2 \sin^2 q}}, \end{aligned} \quad (2.75)$$

где r – длина кривошипа, а ℓ – длина шатуна. При положениях механизма, близких к $q=0$ и $q=\pi$, производная $\partial x_B / \partial q$ является малой; следовательно, в этих положениях можно малым моментом Q уравновесить большую силу P . Из (2.73) следует, что отношение обобщенной движущей силы к рабочей нагрузке пропорционально аналогу скорости точки приложения нагрузки:

$$\frac{Q}{P} = -\Pi'_{XB} \quad (2.76)$$

Для кривошипно-ползунного механизма, в котором обобщенной координатой является угол поворота кривошипа, аналог скорости Π'_{XB} измеряется в единицах длины. Для того, чтобы получить безразмерный коэффициент k_1 , отношение (2.76) делят на длину некоторого звена; обычно таким звеном оказывается кривошип:

$$k_1 = \left| \frac{Q}{P \cdot OA} \right|_{\max} = \left| \frac{\Pi'_{XB}}{OA} \right|_{\max} \quad (2.77)$$

Для определения реакций в шарнирах А и В можно также воспользоваться принципом возможных перемещений или условием равенства мощностей. Для определения реакции в шарнире В мысленно освободим систему от связей, накладываемых на движение этим шарниром, заменив его действие реакцией \bar{R}_{23} , и рассмотрим условия равновесия ползуна. Учтем, что поскольку шатун АВ находится в равновесии под действием двух сил – реакций \bar{R}_{12} и $\bar{R}_{32} = -\bar{R}_{23}$ (рис. 215,б), эти силы должны быть равны по модулю и направлены вдоль линии АВ. Используя условие баланса мощностей, получаем

$$\bar{R}_{23} \bar{V}_B = \bar{P} \bar{V}_B = -P \dot{x}_B, \quad (2.78)$$

где \bar{V}_B - вектор скорости точки В. Из (2.78) находим модуль реакции \bar{R}_{23} :

$$|\bar{R}_{23}| = \frac{|P|}{\cos \alpha_{23}} = |\bar{R}_{12}| \quad (2.79)$$

где α_{23} – острый угол между векторами \bar{V}_B и \bar{R}_{23} , который называют *углом давления* в шарнире В.

Угол давления – это острый угол между вектором силы и вектором скорости точки приложения силы.

Из выражения (2.79) видно, что реакции \bar{R}_{12} и \bar{R}_{23} в шарнирах А и В определяются силой \bar{P} и углом давления α_{23} . Для уменьшения реакций в шарнирах А и В следует стремиться к уменьшению угла давления α_B . Это может быть достигнуто изменением геометрии механизма. В частности, поскольку

$$\cos \alpha_{23} = \sqrt{1 - \frac{r^2}{\ell^2} \sin^2 q},$$

для уменьшения угла давления α_{23} следует уменьшить отношение r/ℓ .

Коэффициент k_2 , характеризующий условия передачи сил в шарнире В, в соответствии с (2.79) равен:

$$k_2 = \frac{1}{\cos \alpha_{23\max}} \quad (2.80)$$

Угол давления в шарнире А, то есть острый угол между векторами \bar{V}_A и \bar{R}_{12} , влияет на обобщенную уравнивающую силу Q. Используя условие баланса мощностей для кривошипа ОА, получим:

$$Q\dot{q} = \bar{R}_{12} \bar{V}_A \quad (2.81)$$

где \bar{V}_A – вектор скорости точки А. Из (2.81) находим уравнивающую силу Q:

$$Q = \frac{R_{12} V_A \cos \alpha_{12}}{\dot{q}} = \frac{|P|\dot{q}OA \cos \alpha_{12}}{\cos \alpha_{23}\dot{q}} = \frac{|P|OA \cos \alpha_{12}}{\cos \alpha_{23}}. \quad (2.82)$$

Из полученного выражения видно, что для уменьшения Q надо увеличивать α_{12} . Наибольший угол α_{12} , равный $\pi/2$, и, следовательно, наименьшая сила Q, будет в положениях, соответствующих углу поворота кривошипа $q = 0$ и $q = \pi$, то есть в тех же самых крайних положениях, где производная $\partial x_B / \partial q$ обращается в 0. На рис. 2.16 показана схема прессы в одном из положений, в котором на ползун 5 действует наибольшая рабочая нагрузка P. В рационально спроектированном механизме (рис. 2.16, а) угол давления в шарнире А наибольший и равен 90° , поэтому уравнивающий момент Q в рамках статической модели равен 0. В неудачно спроектированном механизме (рис. 2.16, б) угол давления в шарнире А наименьший (0°), а уравнивающий момент Q – наибольший.

Реакции \bar{R}_{03} в поступательной и \bar{R}_{01} во вращательной паре 0, связывающей кривошип со стойкой, могут быть определены из условий равновесия ползуна и кривошипа. Рассматривая равновесие сил, приложенных к ползуну (рис. 2.15, в), находим

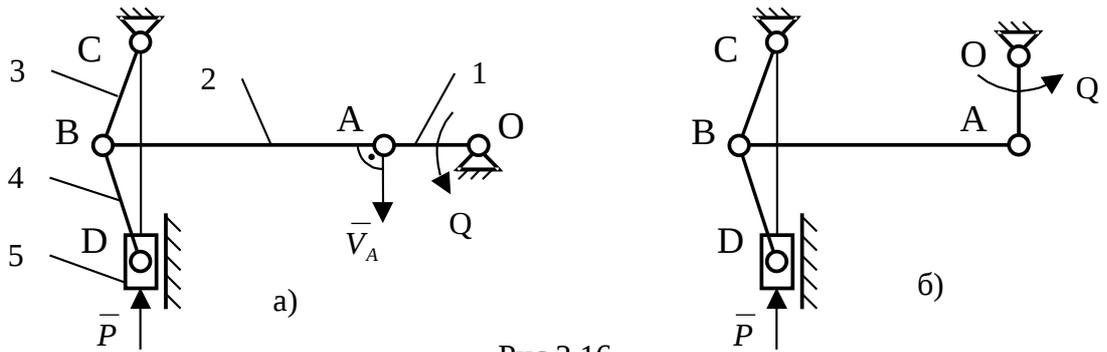


Рис.2.16

$$R_{03} + R_{23} \sin \alpha_{23} = 0.$$

Отсюда

$$R_{03} = -R_{23} \sin \alpha_{23}; |R_{03}| = |P| \operatorname{tg} \alpha_{23}.$$

С уменьшением угла давления α_{23} модуль силы \bar{R}_{03} уменьшается. Рассматривая условия равновесия сил, приложенных к кривошипу, находим:

$$\bar{R}_{01} = \bar{R}_{12}$$

Как уже отмечалось ранее, структура механизма зависит от выбора входа. Условия передачи сил в механизме зависят от структуры и, следовательно, также от выбора входного звена. Рассмотрим теперь ползунно-кривошипный механизм, в котором ползун является входным, а кривошип – выходным

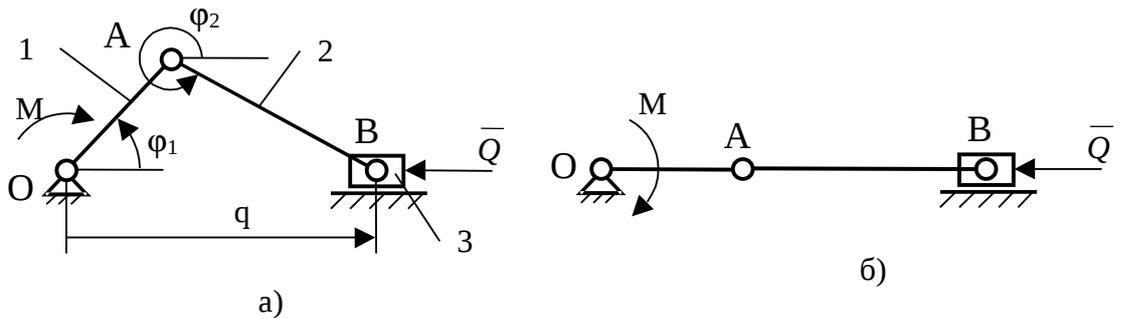


Рис.2.17

звеном (рис. 2.17, а). К кривошипу приложена рабочая нагрузка – момент M . В этом случае, обозначив через q входную координату ($q \equiv x_B$), а через Φ - выходную, находим

$$Q = -M \frac{\partial \phi_1}{\partial q}. \quad (2.83)$$

Найдем $\partial \phi_1 / \partial q$. Составим функцию положения:

$$\begin{aligned} l_1 \cos\varphi_1 + l_2 \cos\varphi_2 &= q; \\ l_1 \sin\varphi_1 + l_2 \sin\varphi_2 &= 0. \end{aligned} \quad (2.84)$$

Продифференцируем (2.84) по обобщенной координате:

$$\begin{aligned} -l_1 \sin\varphi_1 \frac{\partial\varphi_1}{\partial q} - l_2 \sin\varphi_2 \frac{\partial\varphi_2}{\partial q} &= 1; \\ l_1 \cos\varphi_1 \frac{\partial\varphi_1}{\partial q} + l_2 \cos\varphi_2 \frac{\partial\varphi_2}{\partial q} &= 0. \end{aligned} \quad (2.85)$$

Из (2.85) найдем $\partial\varphi_1/\partial q$:

$$\frac{\partial\varphi_1}{\partial q} = \frac{l_2 \cos\varphi_2}{-l_1 l_2 \sin(\varphi_1 - \varphi_2)} = -\frac{\cos\varphi_2}{l_1 \sin(\varphi_1 - \varphi_2)} \quad (2.86)$$

Из (2.86) следует, что при $\varphi_1 - \varphi_2 = 0 \pm \pi n$, $n = 0, 1, \dots$, $\partial\varphi_1/\partial q \rightarrow \infty$, $Q \rightarrow \infty$, т.е. в особом положении не только аналог скорости стремится к бесконечности, но и движущий (уравновешивающий) момент. Одно из таких положений представлено на рис. 2.17, б. Из этого положения возможны два выхода: кривошип может повернуться как по часовой стрелке, так и против (но способ сборки при этом остается один и тот же). Пройти это положение можно, например, за счет запаса кинетической энергии маховика, устанавливаемого на вал кривошипа; тогда входным звеном становится кривошип, а механизм приобретает такую структуру, для которой данное положение не является особым. Другое возможное решение – для многоцилиндровых двигателей, в которых ползунно-кривошипные механизмы связаны общим коленчатым валом: расположить их таким образом, чтобы особое положение одного из механизмов не совпадало с особыми положениями для остальных. Тогда проход особых положений одного механизма осуществляется за счет остальных механизмов.

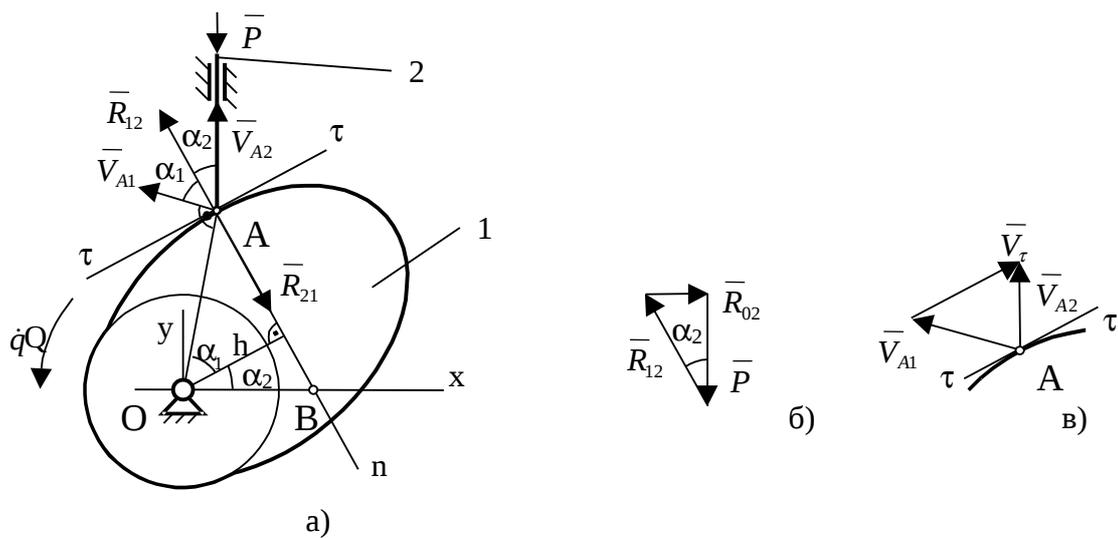


Рис.2.18

В кинематических парах, где существует относительное поступательное перемещение, имеются не один, а два угла давления. Рассмотрим пример с кулачковым механизмом (рис. 2.18,а). Звено 1 – кулак, звено 2 – толкатель. P – рабочая нагрузка, приложенная к толкателю, Q – обобщенный движущий момент. Реакция \bar{R}_{12} в высшей кинематической паре A направлена по нормали n - n . Скорость \bar{V}_{A1} точки A , принадлежащей звену 1, перпендикулярна OA , а скорость \bar{V}_{A2} точки A , принадлежащей толкателю 2, направлена вдоль линии действия толкателя. Соответственно в кинематической паре A можно выделить два угла давления: α_1 и α_2 .

Построим *план сил* для статической модели толкателя 2 (рис. 2.18, б). *План сил* – это такой чертеж, на котором в одном масштабе изображены в виде отрезков векторы, пропорциональные по модулю и совпадающие по направлению с векторами сил, действующих на рассматриваемую систему (механизм в целом или структурную группу). В данном случае на толкатель действуют силы: рабочая нагрузка \bar{P} , реакция со стороны кулака \bar{R}_{12} и реакция со стороны стойки \bar{R}_{02} , перпендикулярная направлению перемещения толкателя. Из плана сил следует соотношение:

$$\frac{R_{12}}{P} = \frac{1}{\cos \alpha_{A2}} \quad (2.87)$$

Тогда коэффициент k_2 для кулачкового механизма равен:

$$k_2 = \left| \frac{R_{12}}{P} \right|_{\max} = \left| \frac{1}{\cos \alpha_{A2}} \right|_{\max} \quad (2.88)$$

Так, например, задавая допустимое значение коэффициента $[k_2]=2$, из (2.88) получим, что максимально допустимый угол давления $[\alpha_{A2}]=60^\circ$. При

больших углах давления возможны заклинивание механизма и даже его поломка.

Найдем уравновешивающий момент Q :

$$Q - R_{21}h = 0.$$

Отсюда

$$Q = R_{21}h = R_{21}OB \cos \alpha_2.$$

Для того, чтобы найти длину отрезка OB , построим план скоростей (рис. 2.18, в). *План скоростей* – это чертеж, на котором изображены в одном масштабе в виде отрезков векторы, пропорциональные по модулю и совпадающие по направлению с векторами скоростей точек механизма. На плане скоростей кулачкового механизма векторы удовлетворяют следующим условиям: $\vec{V}_{A1} \perp OA, \vec{V}_T \perp \vec{R}_{21}, \vec{V}_{A2} \parallel Oy$. Отсюда следует, что треугольник плана скоростей подобен треугольнику OAB . В свою очередь, отсюда следует, что

$$\frac{V_{A2}}{V_{A1}} = \frac{OB}{OA}, \quad OB = \frac{V_{A2}OA}{V_{A1}} = \frac{\frac{dS_2}{dt}OA}{\dot{q}OA} = \frac{dS_2}{dt} = \frac{\partial S_2}{\partial q} = S'_2, \quad (2.89)$$

где S'_2 - аналог скорости толкателя. Тогда

$$Q = R_{21}S'_2 \cos \alpha_2 = PS'_2; \quad \frac{Q}{P} = S'_2. \quad (2.90)$$

Таким образом, в кулачковых механизмах S'_2 характеризует внешние условия передачи сил. В то же время, учитывая, что $h = OA \cos \alpha_1$, получим:

$$Q = R_{21}h = R_{21}OA \cos \alpha_1 = \frac{POA \cos \alpha_1}{\cos \alpha_2}.$$

Тогда коэффициент κ_1 :

$$\kappa_1 = \frac{Q}{POA} = \frac{\cos \alpha_1}{\cos \alpha_2} \quad (2.91)$$

Из (2.91) видно, что для уменьшения реакции в кинематической паре А надо уменьшать угол давления α_2 , а для уменьшения движущего момента Q надо увеличивать угол давления α_1 .

Пример: зубчатый механизм.

На рис. 2.19 изображена схема прямозубой зубчатой передачи. К ведущему колесу 1, которое вращается с угловой скоростью \dot{q} , приложен

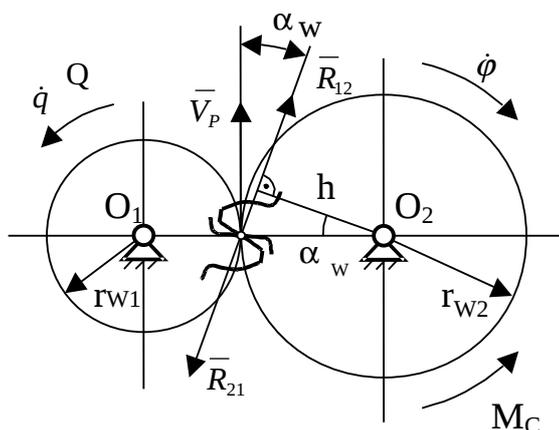


Рис.2.19

движущий (уравновешивающий) момент Q; к ведомому колесу 2, вращающемуся с угловой скоростью $\dot{\phi}$, приложен момент сил сопротивления M_C , направленный против скорости вращения колеса. Запишем условие баланса мощностей движущей силы Q и момента сопротивления M_C для статической модели передачи:

$$Q\dot{q} + M_C\dot{\phi} = 0 \quad (2.92)$$

Отсюда получим внешние условия передачи сил, определяемые соотношением движущей силы Q и момента сопротивления M_C и выражаемые коэффициентом k_1 :

$$k_1 = \left| \frac{Q}{M_C} \right|_{\max} = \left| \frac{\dot{\phi}}{\dot{q}} \right| = \frac{1}{i_{12}} \quad (2.93)$$

Отношение угловых скоростей входного (движущего) и выходного (ведомого) колес называется *передаточным отношением*: $i_{12} = \dot{q}/\dot{\phi}$. В понижающих передачах (*редукторах*) $i_{12} > 1$, следовательно, $k_1 < 1$; в повышающих (*мультипликаторах*) $i_{12} < 1$, а коэффициент $k_1 > 1$.

Для определения внутренних условий передачи сил построим реакции в высшей кинематической паре $\bar{R}_{12} = -\bar{R}_{21}$. Из механики известно, что силы взаимодействия направлены по нормали к соприкасающимся поверхностям; следовательно, реакции расположены на нормали п-п, проведенной в точке контакта к сопряженным профилям зубьев. Обозначим угол наклона нормали п-

п к общей касательной к соприкасающимся центроидам зубчатых колес α_w . На колесе 2 момент сопротивления M_C уравнивается моментом реакции R_{12} , приложенной со стороны входного (ведущего) колеса:

$$R_{12}h = M_C. \quad (2.94)$$

Выразим плечо реакции h через радиус подвижной центриды колеса 2 r_{w2} :

$$h = r_{w2} \cos \alpha_w.$$

Тогда получим внутренние условия передачи сил, выраженные коэффициентом k_2 :

$$k_2 = \left| \frac{R_{12} r_{w2}}{M_C} \right|_{\max} = \frac{1}{\cos \alpha_w}. \quad (2.95)$$

Обычно угол $\alpha_w \approx 20^\circ$, тогда $k_2 \approx 1,1$.

Пример: трехподвижный механизм.

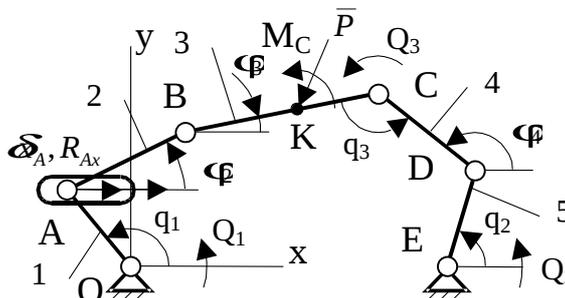


Рис.2.20

Рассмотрим механизм с тремя степенями подвижности (рис. 2.20).

Пусть к платформе ВС в плоскости движения приложены рабочие нагрузки; выбрав точку К платформы (ВК=КС) за центр приведения, можно привести их к силе P и моменту M_C . Силу P можно разложить на две составляющие P_x и P_y . Для равновесия требуется приложить к механизму уравнивающие обобщенные силы Q_1 , Q_2 и Q_3 , соответствующие входным обобщенным координатам q_1 , q_2 , q_3 . Для определения обобщенной уравнивающей силы Q_1 зафиксируем координаты q_2 и q_3 , а координате q_1 дадим малое приращение δq_1 . Составляя работу сил P_x , P_y , M_C и момента Q_1 на соответствующем возможном перемещении системы, получаем

$$Q_1 \delta q_1 + P_x \delta x_k + P_y \delta y_k + M_c \delta \varphi_3 = 0, \quad (2.96)$$

где δx_k , δy_k , $\delta \varphi_3$ - приращения координат x_k , y_k и угла наклона платформы φ_3 , соответствующие δq_1 . Поскольку

$$\delta x_k = \frac{\partial x_k}{\partial q_1} \delta q_1; \delta y_k = \frac{\partial y_k}{\partial q_1} \delta q_1; \delta \varphi_3 = \frac{\partial \varphi_3}{\partial q_1} \delta q_1,$$

из (2.96) получаем соотношение

$$Q_1 = -P_x \frac{\partial x_k}{\partial q_1} - P_y \frac{\partial y_k}{\partial q_1} - M_c \frac{\partial \varphi_3}{\partial q_1}. \quad (2.97)$$

Задавая механизму малое перемещение δq_2 при фиксированных q_1 и q_3 , а затем – малое перемещение δq_3 при фиксированных q_1 и q_2 , и составляя условия, аналогичные (2.96), получаем

$$Q_s = -P_x \frac{\partial x_k}{\partial q_s} - P_y \frac{\partial y_k}{\partial q_s} - M_c \frac{\partial \varphi_3}{\partial q_s}. \quad (s = 2, 3) \quad (2.98)$$

Таким образом, для определения обобщенных уравнивающих сил достаточно знать первые частные производные от функций положения $x_k(q_1, q_2, q_3)$, $y_k(q_1, q_2, q_3)$, $\varphi_3(q_1, q_2, q_3)$ по обобщенным координатам. Для их получения можно воспользоваться либо аналитическим методом, рассмотренным ранее в лекции 4, либо графо-аналитическим, т.е. построить планы аналогов скоростей механизма в его заданном положении. *План аналогов скоростей* – чертеж, на котором изображены в одном масштабе в виде отрезков векторы, пропорциональные по модулю и совпадающие по направлению с векторами аналогов скоростей точек механизма. План аналогов скоростей отличается от плана скоростей только масштабом: у плана аналогов скоростей он в \dot{q} раз меньше, чем у плана скоростей.

Для определения частных производных воспользуемся графо-аналитическим методом. Зафиксируем обобщенные координаты q_2 и q_3 (рис. 2.21, а). В результате получим шарнирный четырехзвенник OABD; зададим $\dot{q} = 1$ и построим для него план аналогов скоростей (рис. 2.21, б).

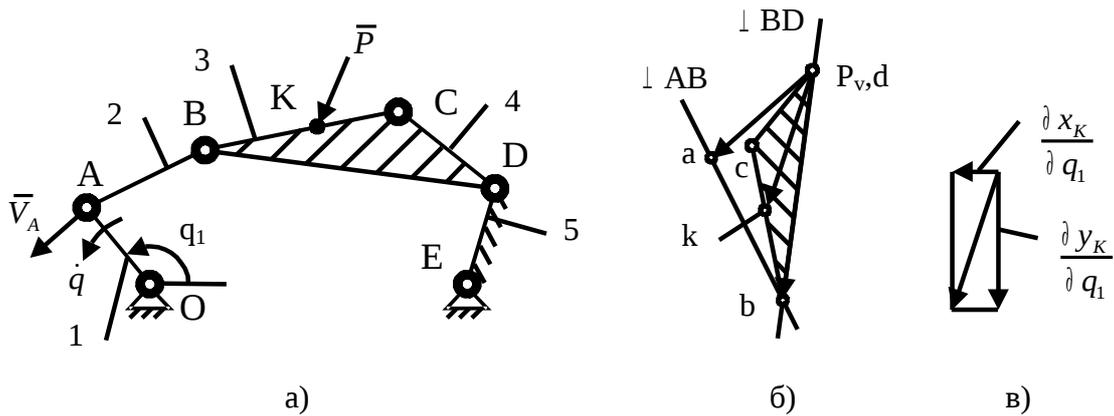


Рис.2.21

На получившемся отрезке bd построим треугольник bcd , подобный треугольнику BCD . На стороне треугольника bc найдем точку k ($BK:KC=bk:kc$), которую соединим с полюсом плана аналогов скоростей p_v . Зададим отрезку p_vk направление (из полюса), получим частную производную (в масштабе плана аналогов скоростей K_{AV}) функции положения точки K по обобщенной координате q_1 . На рис. 2.21, в показаны ее проекции на координатные оси: $\frac{\partial x_K}{\partial q_1}, \frac{\partial y_K}{\partial q_1}$. Частная производная $\frac{\partial \varphi_3}{\partial q_1}$ равна:

$$\frac{\partial \varphi_3}{\partial q_1} = \frac{bc}{BC} K_{AV},$$

где K_{AV} – масштаб плана аналогов скоростей.

Аналогично можно найти частные производные по остальным обобщенным координатам (самостоятельно!).

Далее найдем внутренние реакции в кинематических парах. Оказывается, некоторые из реакций в кинематических парах можно определять независимо от остальных, если только соответствующие им связи являются освобождающими. *Освобождающие* связи – такие, устранение которых приводит к увеличению числа степеней подвижности механизма. Например, вращательная пара A (рис. 2.20) не допускает относительного поступательного перемещения. Если устранить в паре одну связь, например, дать возможность перемещаться вдоль оси x , то число степеней подвижности и механизма, и кинематической пары увеличится, следовательно, это – освобождающая связь. Если устранить другую связь, например, дать возможность перемещаться вдоль оси z , мы увеличим число степеней подвижности кинематической пары (вместо вращательной получим цилиндрическую), но число степеней подвижности механизма не изменится, следовательно, это неосвобождающая связь.

В механизме, показанном на рис. 2.20, все 12 компонент реакций в шарнирах, лежащих в плоскости движения, соответствуют освобождающим связям; поэтому все они могут быть определены изложенным ниже способом.

Освободим в шарнире А связь, препятствующую относительно смещению точки А звена АВ в направлении оси х и, следуя принципу освобождения от связей, будем рассматривать R_{Ax} как активную силу, действующую на механизм ABCDE. Нетрудно видеть, что освобождение этой связи приводит к появлению дополнительной степени подвижности механизма; соответствующей входной координатой является перемещение точки А, принадлежащей звену АВ, в направлении оси х. Рассмотрим условия равновесия системы ABCDE под действием сил P_x , P_y , момента М и уравнивающей силы R_{Ax} . Для этого зафиксируем координаты q_2 и q_3 , а точке А звена АВ дадим малое перемещение δx_A . Используя принцип возможных перемещений, получим:

$$R_{Ax} \delta x_A + P_x \delta x_K + P_y \delta y_K + M_C \delta \varphi = 0.$$

Учитывая, что

$$\delta x_K = \frac{\partial x_K}{\partial x_A} \delta x_A, \delta y_K = \frac{\partial y_K}{\partial x_A} \delta x_A, \delta \varphi = \frac{\partial \varphi_3}{\partial x_A} \delta x_A,$$

получим:

$$R_{Ax} = -P_x \frac{\partial x_K}{\partial x_A} - P_y \frac{\partial y_K}{\partial x_A} - M_C \frac{\partial \varphi_3}{\partial x_A}. \quad (2.99)$$

Таким же способом, последовательно освобождая связи в шарнирах, можно найти все силы реакций. Для определения производных $\partial x_K / \partial x_A, \partial y_K / \partial x_A, \partial \varphi_3 / \partial x_A$ составим групповые уравнения для группы ABCD:

$$\begin{cases} x_A + l_2 \cos \varphi_2 + l_3 \cos \varphi_3 + l_4 \cos(\varphi_3 + \varphi_3 + \pi) = x_D, \\ y_A + l_2 \sin \varphi_2 + l_3 \sin \varphi_3 + l_4 \sin(\varphi_3 + \varphi_3 + \pi) = y_D. \end{cases} \quad (2.100)$$

Продифференцируем (2.100) по x_A :

$$\begin{cases} 1 - l_2 \sin \varphi_2 \frac{\partial \varphi_2}{\partial x_A} - l_3 \sin \varphi_3 \frac{\partial \varphi_3}{\partial x_A} + l_4 \sin(\varphi_3 + \varphi_3) \frac{\partial \varphi_3}{\partial x_A} = 0, \\ 0 + l_2 \cos \varphi_2 \frac{\partial \varphi_2}{\partial x_A} + l_3 \cos \varphi_3 \frac{\partial \varphi_3}{\partial x_A} - l_4 \cos(\varphi_3 + \varphi_3) \frac{\partial \varphi_3}{\partial x_A} = 0. \end{cases} \quad (2.101)$$

Отсюда находим $\partial\varphi_2/\partial x_A$ и $\partial\varphi_3/\partial x_A$:

$$\frac{\partial\varphi_2}{\partial x_A} = \frac{\begin{vmatrix} -1 & -(l_3 \sin\varphi_3 - l_4 \sin(\varphi_3 + q_3)) \\ 0 & (l_3 \cos\varphi_3 - l_4 \cos(\varphi_3 + q_3)) \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} -l_2 \sin\varphi_2 & -(l_3 \sin\varphi_3 - l_4 \sin(\varphi_3 + q_3)) \\ l_2 \cos\varphi_2 & (l_3 \cos\varphi_3 - l_4 \cos(\varphi_3 + q_3)) \end{vmatrix}} = \frac{-l_3 \cos\varphi_3 + l_4 \cos(\varphi_3 + q_3)}{l_2[l_3 \sin(\varphi_3 - \varphi_2) - l_4 \sin(\varphi_3 - \varphi_2 + q_3)]},$$

$$\frac{\partial\varphi_3}{\partial x_A} = \frac{\begin{vmatrix} -l_2 \sin\varphi_2 & -1 \\ l_2 \cos\varphi_2 & 0 \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} -l_2 \sin\varphi_2 & -(l_3 \sin\varphi_3 - l_4 \sin(\varphi_3 + q_3)) \\ l_2 \cos\varphi_2 & (l_3 \cos\varphi_3 - l_4 \cos(\varphi_3 + q_3)) \end{vmatrix}} = \frac{l_2 \cos\varphi_2}{l_2[l_3 \sin(\varphi_3 - \varphi_2) - l_4 \sin(\varphi_3 - \varphi_2 + q_3)]}. \quad (2.102)$$

Далее, составим уравнения для точки К:

$$\begin{cases} x_K = x_A + l_2 \cos\varphi_2 + l_{BK} \cos\varphi_3, \\ y_K = y_A + l_2 \sin\varphi_2 + l_{BK} \sin\varphi_3. \end{cases} \quad (2.103)$$

Продифференцировав (2.103) по x_A , находим:

$$\frac{\partial x_K}{\partial x_A} = 1 - l_2 \sin\varphi_2 \frac{\partial\varphi_2}{\partial x_A} - l_{BK} \sin\varphi_3 \frac{\partial\varphi_3}{\partial x_A};$$

$$\frac{\partial y_K}{\partial x_A} = l_2 \cos\varphi_2 \frac{\partial\varphi_2}{\partial x_A} + l_{BK} \cos\varphi_3 \frac{\partial\varphi_3}{\partial x_A}. \quad (2.104)$$

Нетрудно убедиться, что определитель системы (2.101) совпадает с якобианом системы групповых уравнений (2.100). Это означает, что в окрестности особых положений производные $\partial\varphi_2/\partial x_A$ и $\partial\varphi_3/\partial x_A$, а, следовательно, и производные (2.104) становятся очень большими по величине. Это происходит тогда, когда шарниры А, В и D располагаются на одной прямой. При этом возрастают обобщенные движущие силы (2.98) и компоненты (2.99). Таким образом, условия передачи сил в окрестности особых положений механизма становятся неблагоприятными.

Заметим, что все реакции и движущие (уравновешивающие) силы можно найти графо-аналитическим методом, сводящимся к последовательному

рассмотрению условий равновесия структурных групп. При этом уравнения равновесия составляются в последовательности, противоположной геометрическому анализу, т.е. начиная от группы, содержащей выходное звено (в общем случае начиная от групп последнего «структурного слоя»), и заканчивая группами, которые первыми присоединены к стойке.

Условимся обозначать реакции, возникающие в шарнирах, двойным индексом (рис. 2.22,а); так, сила \bar{R}_{23} действует в шарнире В на третье звено со стороны второго звена; противоположная ей сила, действующая в том же шарнире на звено 2, обозначается через \bar{R}_{32} . Очевидно, что в соответствии с третьим законом Ньютона $\bar{R}_{32} = -\bar{R}_{23}$.

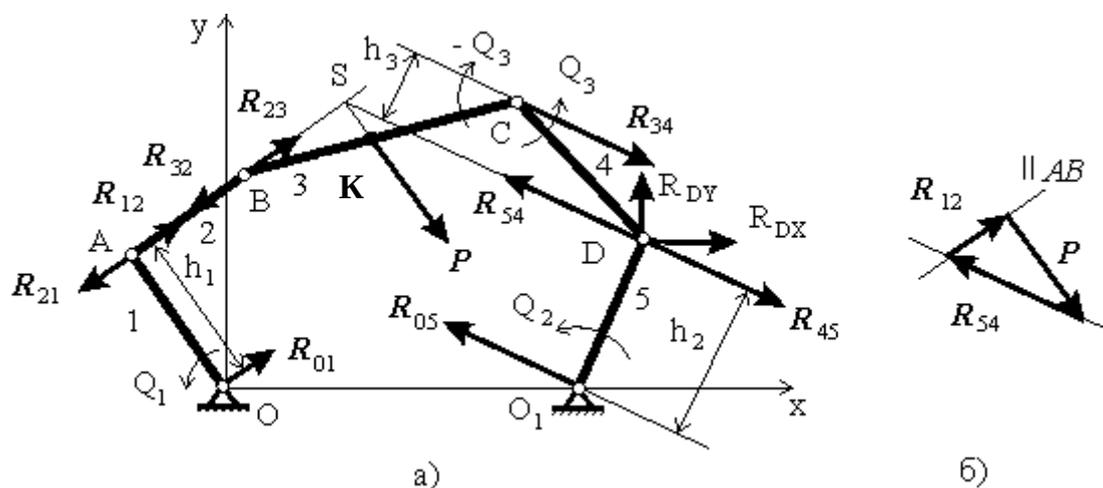


Рис. 2.22

Рассмотрим условия равновесия структурной группы ABCD. Легко видеть, что к ней приложены три внешние силы: \bar{R}_{12} , \bar{R}_{54} и \bar{P} . Остальные силы, действующие в шарнирах В, С, а также уравнивающий движущий момент Q_3 , являются для этой группы внутренними и в условия ее равновесия входить не будут. Поскольку звено 2 находится в равновесии под действием двух сил \bar{R}_{12} и \bar{R}_{32} , сила \bar{R}_{12} должна быть направлена по линии АВ. Линии действия трех уравнивающих сил \bar{R}_{12} , \bar{P} и \bar{R}_{54} должны проходить через общую точку; отсюда следует, что линия действия силы \bar{R}_{54} должна проходить через точку S, в которой пересекаются линии действия сил \bar{R}_{12} и \bar{P} . Таким образом, направления сил известны, и эти силы могут быть определены из треугольника сил, построенного на рис. 2.22, б.

Силы, действующие во внутренних шарнирах В и С рассматриваемой группы, а также уравнивающий движущий момент Q_3 определяются из условий равновесия звеньев 2 и 4. К звену 2 приложены две силы \bar{R}_{12} и \bar{R}_{32} ;

поэтому $\bar{R}_{32} = -\bar{R}_{12}$. К звену 4 приложены силы \bar{R}_{34} и \bar{R}_{54} , а также момент Q_3 . Составляя уравнения равновесия для этого звена, находим

$$\bar{R}_{34} = -\bar{R}_{54}; Q_2 = R_{54}h_3,$$

где h_3 – плечо силы \bar{R}_{54} относительно точки С.

Перейдем к однозвенным структурным группам ОА и О₁D. Составляя условия их равновесия, находим

$$\bar{R}_{01} = -\bar{R}_{21}; Q_1 = R_{21}h_1; \bar{R}_{05} = -\bar{R}_{45}; Q_3 = R_{45}h_2.$$

Возможность определения всех движущих сил и реакций в кинематических парах, соединяющих структурные группы, из условий равновесия структурных групп обоснована ниже.

В общем случае процесс определения сил, действующих в механизме, графоаналитическим методом обычно оформляется построением плана сил. Для рассмотренного простого примера этот план сил совпадает с треугольником, построенным на рис. 2.22, б.

Повторить по лекции 8:

Задачи силового расчета;

Внешние условия передачи сил;

Внутренние условия передачи сил;

Коэффициент k_1 ;

Коэффициент k_2 ;

Угол давления;

План сил;

План скоростей.

Условия передачи сил в зубчатом механизме;

Передаточное отношение;

Условия передачи сил в многоподвижном механизме;

Освобождающие и неосвобождающие связи;

План аналогов скоростей.

Лекция 9. Основные понятия теории прочности. Растяжение – сжатие.

Сопротивление материалов - наука о прочности, жесткости и устойчивости узлов и деталей инженерных конструкций. Методами сопротивления материалов ведут практические расчеты и определяют необходимые размеры элементов конструкций. Сопромат изучает поведение материалов при действии на них различных силовых факторов, и на основе анализа устанавливаются зависимости между внешними нагрузками и возникающими в материале внутренними усилиями.

Сопротивление материалов является логическим продолжением теоретической механики и теории механизмов и опирается на *законы статики*. Однако, в отличие от упомянутых дисциплин, где учитываются законы движения тел, сопротивление материалов рассматривает задачи, в которых наиболее существенным являются свойства деформируемых тел, их способность сопротивляться воздействию извне и стремление сохранять первоначальную форму упругого равновесия.

ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ СОПРОМАТА

1.1. Внешние силы

В процессе эксплуатации элементы конструкций подвергаются действию различного рода сил.

Внешними силами называют взаимодействия между элементами конструкции. Вес тела является мерой взаимодействия между телом и Землей.

Различают силы *сосредоточенные* и *распределенные*.

Сосредоточенной называют силу, передающуюся на элемент конструкции через площадку, размеры которой малы по сравнению с размерами всего элемента, например, сила давления между зубьями зубчатой передачи. При расчетах, благодаря малости площадки, сосредоточенную силу считают приложенной в точке. Сосредоточенная сила характеризуется *величиной* (модулем), *линией действия* (направлением) и *точкой приложения* (рис. 1.1, а).

Распределенная нагрузка характеризуется в каждой точке величиной и направлением вектора *интенсивности* этой нагрузки. Интенсивность может быть отнесена к единице объема, единице площади или единице длины. Соответственно эти нагрузки называются *объемной* (вес тела), *поверхностной* (*слой асфальта на мостовой*) и *линейно распределенной* (снег, лежащий на проводах линии электропередачи).

Равномерно распределенную линейную нагрузку интенсивностью q можно заменить сосредоточенной силой F , умножив интенсивность q на длину распределения L и приложив силу F посередине длины распределения (рис. 1.1, в)

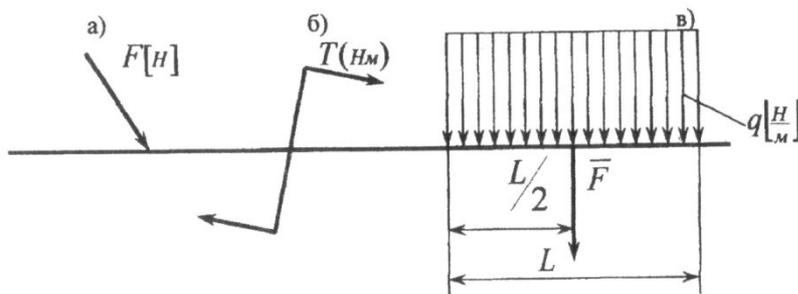


Рис. 1.1. Внешние нагрузки: а) сосредоточенная сила; б) пара сил; в) линейно распределенная нагрузка

Моментная нагрузка (пара сил или сосредоточенный момент T рис. 1.1 б) оказывает вращательный эффект, пытаясь повернуть тело.

По характеру действия силы можно разделить на **статические и динамические**.

Статические силы нагружают конструкцию постепенно, возрастая от нуля до определенного значения. В дальнейшем они не меняются или меняются незначительно, и ускорения элементов конструкции фактически равны нулю (собственный вес конструкции).

Динамические силы меняются по времени и действуют на конструкцию при наличии значительных ускорений отдельных ее частей (ударная, вибрационная нагрузка). Если нагрузка, действующая на тело, меняется не только по величине, но и по направлению, то потеря прочности произойдет значительно раньше, чем при действии статической нагрузки.

Необходимо отметить, что в сопротивлении материалов **реакции опор** тоже являются внешними силами и при решении конкретных задач определяются в первую очередь из условия равновесия конструкции под действием всех приложенных к ней сил и реакций.

1.2. Виды деформации

Изменение формы и размеров тел под действием внешних нагрузок называется **деформацией**.

Деформация называется **упругой**, если после прекращения действия внешних сил тело полностью восстанавливает свою первоначальную форму и размеры. Необратимое изменение формы и размеров тела называется **пластической** (остаточной) деформацией.

Пластическая деформация наблюдается тогда, когда величина внешних сил превзойдет известный предел. Определение границы между упругой и пластической деформациями является одной из важных задач сопротивления материалов.

Различают четыре вида простейших деформаций (рис. 1.2): осевое растяжение, кручение, сдвиг, изгиб.

В реальных условиях элементы конструкции могут испытывать два или более типов деформации одновременно. Такие деформации называются сложными.

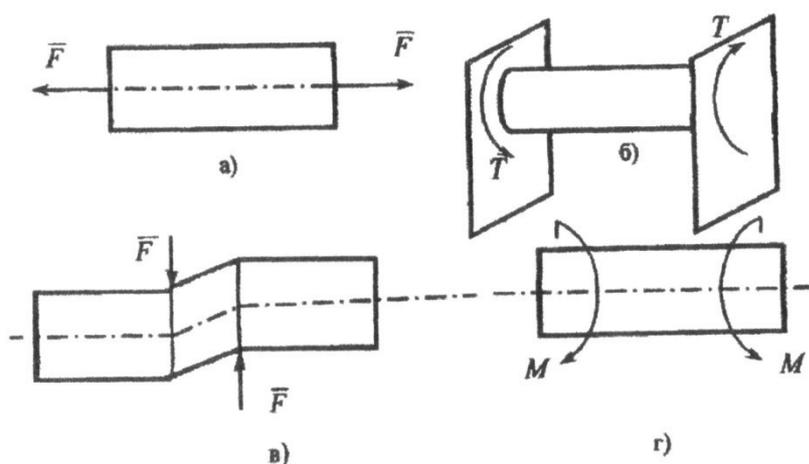


Рис. 1.2. Виды деформаций:

а) осевое растяжение (сжатие); б) кручение; в) сдвиг; г) изгиб

13. Внутренние силы

В элементах конструкций под действием внешних сил возникают **внутренние силы** сопровождающие деформацию. Эти внутренние силы сопротивляются стремлению внешних сил разрушить материал. Они стараются восстановить прежнюю форму и размеры деформируемого элемента.

Внутренние силы, нейтрализующие действие внешних сил, называются **силами упругости**.

Определение внутренних сил является важной задачей, т.к. позволяет установить, при каких условиях произойдет деформация тела.

Внутренние силы определяются **методом сечений**.

Тело рассекается произвольной плоскостью 1-1 и любая часть (например правая) отбрасывается (исключается из рассмотрения). Действие отброшенной части тела на оставшуюся часть показывается в виде внутренних сил, равнодействующая которых равна R .

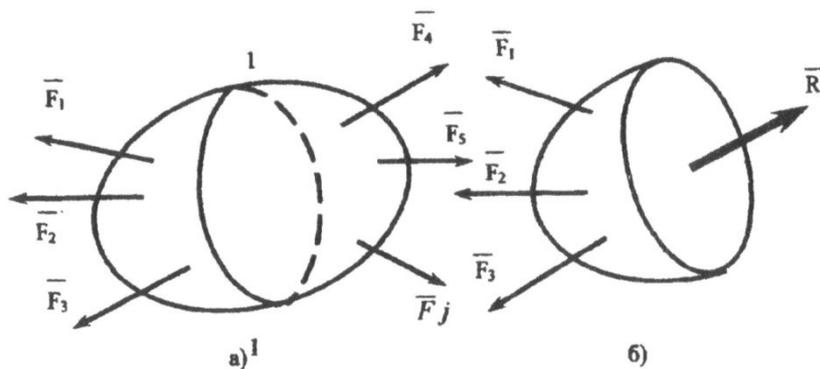


Рис. 1.3. Метод сечений:

а) уравновешенное тело; б) \bar{R} - равнодействующая внутренних сил

Рассматривается тело, нагруженное уравновешенной системой сил (рис. 1.3)

Тело рассекается произвольной плоскостью 1-1 и любая часть (например правая) отбрасывается (исключается из рассмотрения). Действие

отброшенной части тела на оставшуюся часть показывается в виде внутренних сил, равнодействующая которых равна R .

Оставшаяся часть тела считается находящейся в равновесии по действием внешних сил, действующих на нее, и внутренних сил, возникнувших в сечении. Уравнение равновесия рассматриваемой части:

Векторное уравнение равновесия (1.1) эквивалентно шести скалярным уравнениям:

Из условия (1.2) могут быть найдены внутренние силы, если i читать, что они равномерно распределены по сечению.

Напомним основные правила составления уравнений равновесия:

- проекция силы на ось равна произведению модуля силы на косинус угла между линией действия силы и положительным направлением оси;
- проекция силы на ось равна нулю, если сила перпендикулярна оси;
- момент силы относительно оси равен произведению проекции силы на плоскость, перпендикулярную оси, на плечо силы;
- момент силы относительно оси равен нулю, если линия действия силы параллельна оси или пересекает эту ось.

1.4. Напряжения

Интенсивность внутренних сил характеризуется **напряжением**, которое показывает величину внутренней силы, приходящей на единицу площади **данного сечения**.

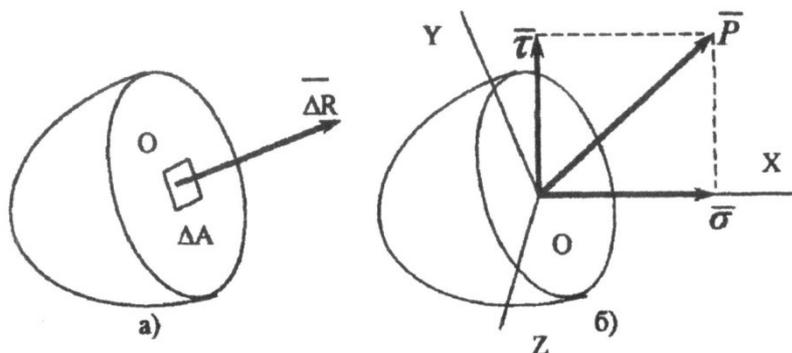


Рис. 1.4. Напряжение в точке:

а) внутренняя сила ΔR в точке O ; б) \vec{P} – полное напряжение в точке

Вокруг точки O данного тела выделяется малая площадка величиной A (рис 1.4,а).

Пусть R - равнодействующая внутренних сил, действующих на площадку AA . Средняя интенсивность внутренних сил (*среднее напряжение*):

Напряжение измеряется в **паскалях**. При проведении практических расчетов используют кратные единицы: мегапаскали $\text{МПа} = 10^6 \text{ Па} = 10^6 \text{ Н/мм}^2$ и гигапаскали $\text{ГПа} = 10^9 \text{ Па}$.

В пределе, получается **истинное (полное) напряжение в точке O** :

Полное напряжение P , направленное под произвольным углом к площади сечения, можно разложить на две составляющие (рис. 1.4, б):

Нормальное напряжение σ направлено по нормали к площадке сечения в данной точке.

Касательное напряжение T лежит в плоскости сечения и может иметь любое направление к ней.

Эти напряжения характеризуют напряженное состояние в точке O данного сечения.

1.5. Допущения, принятые в курсе «Сопротивление материалов»

Для упрощения инженерных расчетов в сопротивлении материалов принимаются следующие допущения относительно свойств материала, типа нагрузок и характера взаимодействия мчали и нагрузок:

- материал тела имеет сплошное (непрерывное) строение;
- материал детали **однороден**, т.е. обладает во всех точках одинаковыми свойствами;
- материал детали **изотропен**, т.е. обладает во всех направлениях одинаковыми свойствами;
- в теле до приложения нагрузки нет начальных внутренних усилий. (Это допущение полностью не выполняется ни для одного материала);
- результат воздействия на тело системы сил равен сумме результатов воздействия тех же сил, прикладываемых к телу последовательно в любом порядке (принцип независимости действия сил);
- в точках тела, достаточно удаленных от мест приложения нагрузок, величина внутренних сил весьма мало зависит от конкретного способа осуществления этих нагрузок.

Вопросы для контроля

1. Назовите типы внешних нагрузок и дайте характеристику каждой из них.
2. Как производится замена линейно распределенной нагрузки сосредоточенной силой?
3. Дайте определение деформации.
4. Чем отличается упругая деформация от пластической?
5. В чем заключается суть метода сечений для определения внутренних сил?
6. Что называется напряжением?
7. Какие виды напряжения характеризуют напряженное состояние в точке?

ОСЕВОЕ РАСТЯЖЕНИЕ И СЖАТИЕ

2.1. Напряжения и деформации

Если к призматическому стержню приложены вдоль его оси две равные, противоположно направленные силы, то они вызывают деформацию растяжения или сжатия. При растяжении стержень **удлиняется**, а при сжатии - **укорачивается**. Укорочение стержня представляет собой **отрицательное удлинение**. Для определения напряжений применяется **метод сечений**.

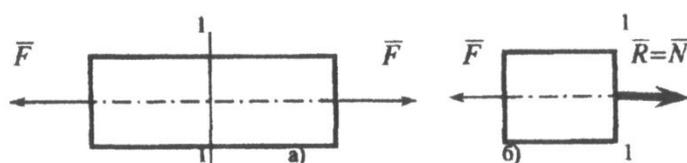


Рис. 2.1. Растяжение осевое: а) схема нагружения; б) определение внутренней силы

Брус, находящийся под действием осевой растягивающей нагрузки /келейно рассекается торцовым сечением 1-1. Правая часть отбрасывается* , Действие отброшенной части на оставшуюся показывается в виде сил упругости, направленных по нормали к плоскости сечения. Равнодействующая внутренних сил Y направлена вдоль оси бруса, уравнивает оставшуюся часть стержня (рис. 2.1, б) и будет состоять только из нормальной составляющей: Предполагается, что стержень состоит из бесконечно тонких волокон, параллельных его оси, и что внутренние силы распределяются по всем волокнам равномерно.

На основании таких допущений вычисляется величина нормальной силы N в точке приложения этой силы.

Нормальная сила считается *положительной*, если она *растягивает* стержень.

Вычисляется значение нормального напряжения σ в этой точке.

где A - площадь поперечного сечения стержня.

Величина нормального напряжения при действии нескольких сил:

где ΣF - сумма сил действующих по одну сторону от сечения; A - площадь поперечного сечения стержня»

Касательные напряжения в поперечных сечениях при растяжении не возникают.

Рассмотрим деформацию стержня при его растяжении. Пусть стержень длиной L_0 - с постоянной по длине площадью поперечного сечения A нагружен силой F (рис. 2.2).

При растяжении стержня увеличивается его длина и уменьшается поперечный размер (продольная и поперечная деформация).

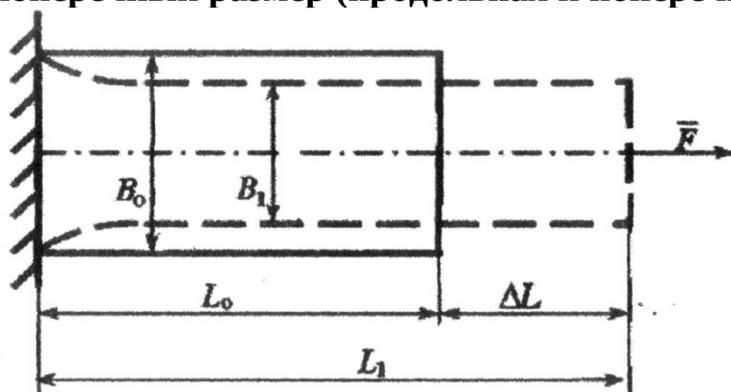


Рис. 2.2. Деформация растяжения

Вычисляется деформация в продольном направлении. Абсолютное удлинение стержня:

Относительное удлинение стержня:

Определяется деформация в поперечном направлении.

Абсолютное сужение стержня:

Относительное сужение:

При сжатии деформации рассчитываются аналогично и считаются отрицательными.

Опытным путем доказано, что для каждого материала отношение упругой относительной поперечной деформации к упругой относительной продольной деформации есть величина постоянная.

Эта величина называется коэффициентом Пуассона.

Коэффициент Пуассона характеризует упругие свойства материала. Величина его для большинства конструкционных материалов равна $\mu=0,25-0,35$.

2.2. Закон Гука

Закон Гука является одним из основных законов сопротивления материалов и устанавливает эмпирическую зависимость абсолютного удлинения стержня от величины растягивающей силы. Этот закон установлен экспериментально и справедлив лишь до предела пропорциональности материала:

где F - сила; L - длина стержня; A - площадь поперечного сечения; K - модуль упругости.

Упругое абсолютное удлинение стержня прямо пропорционально действующей силе, длине стержня и обратно пропорционально площади поперечного сечения и модулю упругости материала.

EA - жесткость стержня при растяжении.

С учетом формул (2.1.) и (2.4.) получено иное выражение закона Гука, позволяющее установить физический смысл модуля упругости E .

Нормальное напряжение при растяжении прямо пропорционально относительному удлинению стержня и модулю упругости.

При $\nu=1$ получаем $\sigma = \epsilon \cdot E$. Таким образом, модуль упругости равен напряжению, возникающему в материале при удлинении его в два раза.

Для мягкой низкоуглеродистой стали (Ст.3) $E=2 \cdot 10^5$ МПа.

2.3. Диаграмма растяжения мягкой стали

Полное представление о механических свойствах материала при растяжении может дать испытание его под нагрузкой.

Результаты испытаний нагляднее всего можно представить в виде диаграммы растяжения. На испытательных машинах имеется самописец, автоматически вычерчивающий диаграмму, отражающую зависимость удлинения от растягивающего усилия (Рис. 2.3.). Анализ этой зависимости позволяет ввести в **рассмотрение механические характеристики материала**, которые будут использоваться для расчетов на прочность.

На диаграмме можно выделить несколько характерных участков.

1. На прямолинейном участке OA удлинение пропорционально нагрузке и материал следует закону Гука.

Напряжение, соответствующее точке A называется **пределом Пропорциональности**.

где A_0 = площадь поперечного сечения образца. Для мягкой стали величина.

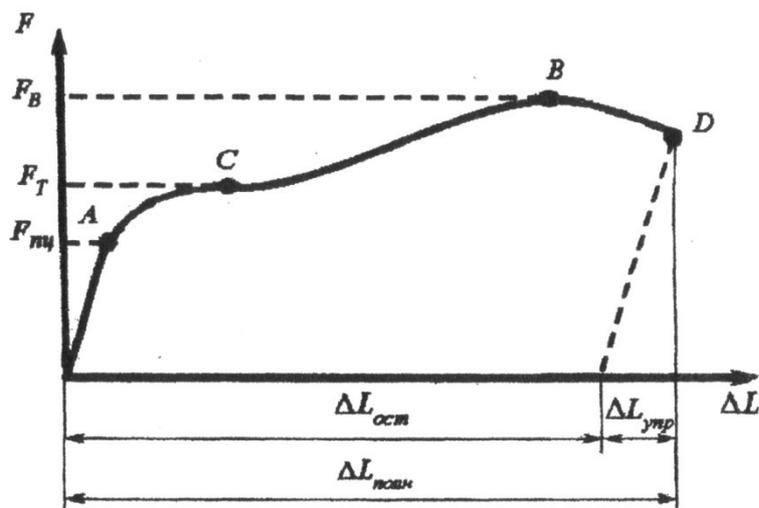


Рис.2.3. Диаграмма растяжения стали.

Пределу пропорциональности весьма близка еще одна важная характеристика материала - его **предел упругости**.

Предел упругости - наибольшее напряжение, до которого материал получает только упругие деформации.

2. Зона AC называется зоной **общей текучести**. Здесь происходит существенное изменение длины образца без заметного увеличения нагрузки (материал "течет" по всей длине).

Напряжение, соответствующее точке C, называется **пределом текучести**. Для мягкой стали величина.

3. Зона CB называется **зоной упрочнения**. При дальнейшем увеличении нагрузки материал вновь начинает сопротивляться растяжению. Это объясняется изменением внутренней структуры металла, что приводит к его упрочнению. В точке B нагрузка достигает наибольшего значения. Напряжение соответствующее точке B, называется **пределом прочности** (временным сопротивлением).

Для мягкой стали величина.

Образуется "шейка" - местное сужение образца, и деформация сосредотачивается здесь, в месте будущего разрыва. Для дальнейшего удлинения образца требуется все меньшая и меньшая сила. Наконец, в точке D происходит разрыв. Участок BD называется зоной **местной текучести**.

После разрушения образца его остаточное удлинение.

будет отличаться от полного удлинения на величину его упругой части.

Все рассмотренные **механические характеристики** показывают способность материала сопротивляться деформации и разрушению.

Абсцисса диаграммы характеризует пластичность и вязкость материала.

Остаточное относительное удлинение служит мерой пластичности: где L - расчетная (начальная) длина участка; L - длина того же участка после разрыва.

Остаточное относительное сужение также является характеристикой пластичности материала:

где A - первоначальная площадь сечения; A - площадь сечения в месте разрыва.

Для стали марки Ст 3 характеристики пластичности следующие. Необходимо отметить, что некоторые материалы (легированные стали, медь, бронза) не имеют площадки текучести. Прямая часть диаграммы растяжения переходит непосредственно в криволинейную.

При испытании на сжатие образец из мягкой стали ведет себя **немного** иначе, чем при растяжении. Достаточно сказать, что **довести** его до разрушения сжатием не удастся, поэтому предел Прочности при сжатии пластичного материала определить невозможно. Однако значение модуля упругости, пределов пропорциональности, упругости и текучести для большинства пластичных материалов можно считать совпадающими при растяжении и **сжатии**.

2.4. Усталость материалов

При действии циклических нагрузок разрушение материала **наступает** значительно раньше, чем напряжение достигает **предела** прочности.

Разрушение детали под действием таких нагрузок называют **разрушением** вследствие **усталости материала**. Усталостное **разрушение** начинается с микроскопических трещин на поверхности, которые затем распространяются в глубину детали.

Пределам выносливости называется наибольшее напряжение цикла, которое не вызывает разрушения материала при достаточно большом числе циклов.

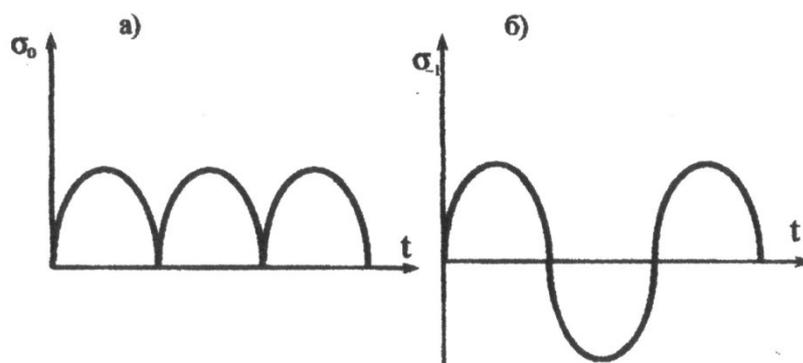


Рис 2.4. Циклические напряжения: а) пульсирующий цикл; б) симметричный цикл

Экспериментально установлено что при **пульсирующем** цикле (рис. 2.4, а) разрушение произойдет через большее время, чем при **симметричном** цикле (рис. 2.4. б).

где (σ - предел выносливости при симметричном цикле; (σ_0 -предел выносливости при пульсирующем цикле.

Экспериментально доказано, что ослабление детали за счёт выточек, отверстий, ухудшений чистоты поверхности приводит к снижению предела выносливости и к существенному увеличению напряжений в ослабленных сечениях. Поэтому, при проектировании изделий следует избегать неоправданных изменений диаметров, лишних выточек и отверстий на деталях.

2.5. Допускаемые напряжения

Допускаемым называется то наибольшее напряжение, при котором обеспечивается надежность и прочность рассчитываемого элемента конструкции.

Допускаемое напряжение составляет некоторую часть от **какой-либо механической характеристики материала**. На расчет допускаемых напряжений влияет **коэффициент запаса, который** показывает, во сколько раз допускаемое напряжение **меньше** предельного.

В зависимости от характера материала и типа нагрузки допускаемое напряжение может быть представлено следующим образом:

Здесь предел текучести; предел прочности; предел усталости;
- соответствующие коэффициенты запаса прочности.

Выбор коэффициента запаса является ответственным этапом и определяется многими факторами: назначением конструкции, условиями работы, точностью расчета, свойствами материала, типом нагрузки и другими.

Для конструкционных материалов величина коэффициента запаса прочности принимается $n = 1,5$; для хрупких материалов $n = 3$; для древесины $n = 5$.

Значения допускаемых напряжений для всех простых деформаций определены и используются для практических расчетов в виде табличных данных.

Вопросы для контроля

1. Какие напряжения действуют в торцевых сечениях стержня **при** осевом растяжении и как они определяются?
2. Приведите формулы для расчета продольной и поперечной деформаций и укажите зависимость между ними.
3. Сформулируйте закон Гука при растяжении.
4. Каков физический смысл модуля упругости E ?
5. Какие механические характеристики вводятся при рассмотрении диаграммы растяжений мягкой стали.
6. Что называется пределом выносливости?
7. Что такое допускаемое напряжение, и как оно вычисляется **для** различных материалов?
8. Дайте понятие коэффициента запаса. С учетом каких факторов производится определение коэффициента запаса?
9. Какие виды расчетов на прочность встречаются при решении конкретных инженерных задач?
10. В чем заключается суть проектного расчета при растяжении?
11. Как производится проверочный расчет заданного элемента конструкции?

Лекция 10. Сдвиг. Кручение. Изгиб.

Тема: Сдвиг.

Цель: Научить методам расчета на прочность при расчете соединений, работающих на сдвиг.

Вопросы:

1. Внутреннее усилие. Напряжения.
2. Условие прочности.

3. Деформации. Закон Гука.

Тема: Кручение.

Цель: Научить методам расчета на прочность и жесткость при кручении круглых стержней.

Вопросы:

1. Внутреннее усилие. Построение эпюр моментов крутящих.
2. Напряжения и деформации.
3. Расчет сплошных и полых валов на прочность и жесткость при кручении.

Тема: Прямой поперечный изгиб.

Цель: 1. Усвоить понятие изгибающего момента M и поперечной силы Q .

2. Научиться строить эпюры Q и M .

Вопросы:

1. Основные определения изгиба: чистый, поперечный, прямой, косой.
2. Балка. Основные опорные устройства балки.
3. Понятие статически неопределимой балки.
4. Внутренние усилия. Нахождение. Правило знаков.
5. Зависимости между поперечной силой Q , моментом изгибающим M , интенсивностью равномерно – распределенной нагрузки.
6. Построение эпюр Q и M .
7. Контроль правильности построения эпюр Q и M .

Лекция 11. Критерии работоспособности деталей машин. Стадии проектирования. Конструкторская документация.

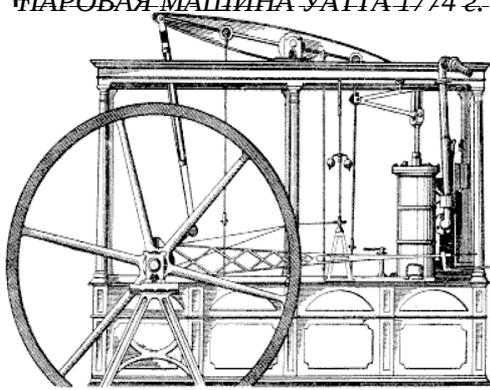
ВВЕДЕНИЕ

Современное общество отличается от первобытного использованием машин.

Применение предметов, усиливающих возможности рук (палки, камни), и особенно освоение дополнительных источников энергии (костёр, лошадь) не только позволило человечеству выжить, но и обеспечило в дальнейшем победу над превосходящими силами природы.

Жизнь людей, даже самых отсталых племён, теперь немислима без различных механических устройств и приспособлений (греч. "механа" – хитрость).

И хотя различные механические хитрости использовались уже в древнем



египетских пирамид, всерьёз говорить о применении машин только в результате промышленной революции XVIII века, когда изобретение паровой машины Уатта 1774 г. привнесло в мир настоящий технологический рывок и сформировало современный мир в привычном нам виде. Здесь важен энергетический аспект

С тех же пор наметились основные закономерности устройства и функционирования механизмов и машин, сложились наиболее рациональные и удобные формы их составных частей - деталей. В процессе механизации производства и транспорта, по мере увеличения нагрузок и сложности конструкций, возросла потребность не только в интуитивном, но и в научном подходе к созданию и эксплуатации машин.

В ведущих университетах Запада уже с 30-х годов XIX века, а в Санкт-Петербургском университете с 1892 года читается самостоятельный курс "Детали Машин". Без этого курса [9,16,18,22,23,32] теперь невозможна подготовка инженера-механика любой специальности.

Исторически сложившиеся в мире системы подготовки инженеров при всех национальных и отраслевых различиях имеют единую четырёхступенчатую структуру:

1. На младших курсах изучаются **ФУНДАМЕНТАЛЬНЫЕ НАУКИ**, которые представляют собой системы знаний о наиболее общих законах и принципах нашего мира. Это - Физика, Химия, Математика, Информатика, Теоретическая механика, Философия, Политология, Психология, Экономика, История и т.п.
2. Далее изучаются **ПРИКЛАДНЫЕ НАУКИ**, которые изучают действие фундаментальных законов природы в частных областях жизни, таковыми являются Техническая термодинамика, Теория прочности, Материаловедение, Сопротивление материалов, Теория механизмов и машин, Прикладная механика, Вычислительная техника и т.п.
3. На старших курсах (3-й и выше) студенты приступают к изучению **ОБЩЕТЕХНИЧЕСКИХ ДИСЦИПЛИН**, таких как **НАШ КУРС**, а также "Основы стандартизации", "Технология обработки материалов" и т.п.; отраслевые различия здесь ещё сравнительно невелики.
4. Обучение завершается освоением **СПЕЦИАЛЬНЫХ ДИСЦИПЛИН**, которые и составляют квалификацию инженера соответствующей специальности.

При этом подлинно высококвалифицированным специалистом, способным решать конкретные инженерно-технические проблемы становится лишь тот, кто усвоит взаимосвязь и преемственность между фундаментальными, прикладными, общетехническими и специальными знаниями.

Курс "**Детали машин и основы конструирования**" непосредственно опирается на курсы "**Сопротивление материалов**" и "**Теория механизмов и машин**", которыми, мы надеемся, студенты овладели в совершенстве. Кроме того, для успешного выполнения расчётно-графических работ и курсового проекта необходимы хорошие знания правил и приёмов курса "**Инженерная графика**".

ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ И ОПРЕДЕЛЕНИЯ КУРСА

Определим базовые понятия [21] в самом начале работы для систематизации учебного материала и во избежание двусмысленного толкования.

Расположим понятия по степени сложности.

ДЕТАЛЬ – (франц. *detail* – кусочек) – изделие, изготовленное из однородного по наименованию и марке материала без применения сборочных операций (ГОСТ 2.101-68).

ЗВЕНО – группа деталей, образующая подвижную или неподвижную относительно друг друга механическую систему тел.

СБОРОЧНАЯ ЕДИНИЦА – изделие, составные части которого подлежат соединению на предприятии-изготовителе посредством сборочных операций (ГОСТ 2.101-68).

УЗЕЛ – законченная сборочная единица, состоящая из деталей общего функционального назначения.

МЕХАНИЗМ – система деталей, предназначенная для передачи и преобразования движения.

АППАРАТ – (лат. *apparatus* – часть) прибор, техническое устройство, приспособление, обычно некая автономно-функциональная часть более сложной системы.

АГРЕГАТ – (лат. *aggrego* – присоединять) унифицированный функциональный узел, обладающий полной взаимозаменяемостью.

МАШИНА – (греч. "машина" – огромная, грозная) система деталей, совершающая механическое движение для преобразования энергии, материалов или информации с целью облегчения труда. Машина характерна наличием источника энергии и требует присутствия оператора для своего управления. Проницательный немецкий экономист К. Маркс заметил, что всякая машина состоит из двигательного, передаточного и исполнительного механизмов.

АВТОМАТ – (греч. "аутоматос" – самодвижущийся) машина, работающая по заданной программе без оператора.

РОБОТ – (чешск. *robot* – работник) машина, имеющая систему управления, позволяющую ей самостоятельно принимать исполнительские решения в заданном диапазоне.

Процесс разработки машин имеет сложную, разветвлённую неоднозначную структуру и обычно называется широким термином **ПРОЕКТИРОВАНИЕ** – создание прообраза объекта, представляющего в общих чертах его основные параметры. Под **КОНСТРУИРОВАНИЕМ** некоторые авторы понимают весь процесс от идеи до изготовления машин, некоторые – лишь завершающую стадию его подготовки [14, 24, 25, 38]. Но в любом случае **цель и конечный результат конструирования – создание рабочей документации** (ГОСТ 2.102-68), по которой можно без участия разработчика изготавливать, эксплуатировать, контролировать и ремонтировать изделие.

Здесь также требуется дать базовые понятия:

ТЕХНИЧЕСКОЕ ЗАДАНИЕ – документ, составляемый совместно заказчиком и разработчиком, содержащий общее представление о назначении, технических характеристиках и принципиальном устройстве будущего изделия.

ТЕХНИЧЕСКОЕ ПРЕДЛОЖЕНИЕ – дополнительные или уточнённые требования к изделию, которые не могли быть указаны в техническом задании (ГОСТ 2.118-73).

ТВОРЧЕСТВО – специфическая материальная или духовная деятельность, порождающая нечто новое или новую комбинацию известного.

ИЗОБРЕТЕНИЕ – новое решение технической задачи, дающее положительный эффект.

ЭСКИЗИРОВАНИЕ – процесс создания эскиза (*франц. esquisse – из размышлений*), предварительного рисунка или наброска, фиксирующего замысел и содержащего основные очертания создаваемого объекта.

КОМПОНОВКА – расположение основных деталей, узлов, сборочных единиц будущего объекта.

РАСЧЁТ – численное определение усилий, напряжений и деформаций в деталях, установление условий их нормальной работы; выполняется по мере необходимости на каждом этапе конструирования.

ЧЕРТЁЖ – точное графическое изображение объекта, содержащее полную информацию об его форме, размерах и основных технических условиях изготовления.

ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА – текстовый документ (ГОСТ 2.102-68), содержащий описание устройства и принципа действия изделия, а также технические характеристики, экономическое обоснование, расчёты, указания по подготовке изделия к эксплуатации.

СПЕЦИФИКАЦИЯ – текстовый табличный документ, определяющий состав изделия (ГОСТ 2.102-68).

ЭСКИЗНЫЙ ПРОЕКТ – первый этап проектирования (ГОСТ 2.119-73), когда устанавливаются принципиальные конструктивные и схемные решения, дающие общие представления об устройстве и работе изделия.

ТЕХНИЧЕСКИЙ ПРОЕКТ – заключительный этап проектирования (ГОСТ 2.120-73), когда выявляются окончательные технические решения, дающие полное представление об изделии.

РАБОЧИЙ ПРОЕКТ – полный комплект рабочей документации (текстовой и графической ГОСТ 2.102-68; 2.106-68), в которой содержится полная информация о конструкции, изготовлении, эксплуатации и ремонте машины.

ОСНОВНЫЕ ПРИНЦИПЫ И ЭТАПЫ РАЗРАБОТКИ МАШИН

Машины, как и другие изделия, изготавливаются только по проекту, который, в любом случае, является совокупностью графических и текстовых документов. Правила и порядок разработки, оформления и обращения этих

документов устанавливается комплексом стандартов – Единой системой конструкторской документации (ЕСКД), разработанной в 70-е годы XX в [15].

Проектирование машин выполняют в несколько стадий, установленных ГОСТ 2.103-68. Для единичного производства это:

1. Разработка технического предложения по ГОСТ 2.118-73.
2. Разработка эскизного проекта по ГОСТ 2.119-73.
3. Разработка технического проекта по ГОСТ 2.120-73.
4. Разработка документации для изготовления изделия.
5. Корректировка документации по результатам изготовления и испытания изделия.

Стадии проектирования при серийном производстве те же, но только корректировку документации приходится повторять несколько раз: сначала для опытного экземпляра, затем для опытной партии, затем по результатам изготовления и испытаний первой промышленной партии.

В любом случае, приступая к каждому этапу конструирования, как и вообще к любой работе, необходимо чётко обозначить три позиции:

Исходные данные – любые объекты и информация, относящиеся к делу ("что мы имеем?").

Цель – ожидаемые результаты, величины, документы, объекты ("что мы хотим получить?").

Средства достижения цели – методики проектирования, расчётные формулы, инструментальные средства, источники энергии и информации, конструкторские навыки, опыт ("что и как делать?").

Деятельность конструктора-проектировщика обретает смысл только при наличии заказчика – лица или организации, нуждающихся в изделии и финансирующих разработку.

Теоретически заказчик должен составить и выдать разработчику Техническое Задание – документ, в котором грамотно и чётко обозначены все технические, эксплуатационные и экономические параметры будущего изделия. Но, к счастью, этого не происходит, поскольку заказчик поглощён своими ведомственными задачами, а, главное, не имеет достаточных навыков проектирования. Таким образом, инженер не остаётся без работы.

Работа начинается с того, что заказчик и исполнитель совместно составляют (и подписывают) Техническое Задание. При этом исполнитель должен получить максимум информации о потребностях, пожеланиях, технических и финансовых возможностях заказчика, обязательных, предпочтительных и желательных свойствах будущего изделия, особенностях его эксплуатации, условиях ремонта, возможном рынке сбыта.

Тщательный анализ этой информации позволит проектировщику правильно выстроить логическую цепочку "Задание – Цель – Средства" и максимально эффективно выполнить проект.

Разработка **Технического Предложения** начинается с изучения Технического Задания. Выясняются назначение, принцип устройства и способы

соединения основных сборочных единиц и деталей. Всё это сопровождается анализом научно-технической информации об аналогичных конструкциях. Выполняются кинематический расчёт, проектировочные расчёты на прочность, жёсткость, износостойкость и по критериям работоспособности. Из каталогов предварительно выбираются все стандартные изделия – подшипники, муфты и т.п. Выполняются первые эскизы, которые постепенно уточняются. Необходимо стремиться к максимальной компактности расположения и удобства монтажа-демонтажа деталей.

На стадии **Эскизного Проекта** выполняются уточнённые и проверочные расчёты деталей, чертежи изделия в основных проекциях, прорабатывается конструкция деталей с целью их максимальной технологичности, выбираются сопряжения деталей, прорабатывается возможность сборки-разборки и регулировки узлов, выбирается система смазки и уплотнения. Эскизный проект должен быть рассмотрен и утверждён, после чего он становится основой для Технического Проекта. При необходимости изготавливаются и испытываются макеты изделия.

Технический Проект должен обязательно содержать чертёж общего вида, ведомость технического проекта и пояснительную записку. Чертёж общего вида по ГОСТ 2.119-73 должен дать сведения о конструкции, взаимодействии основных частей, эксплуатационно-технических характеристиках и принципах работы изделия. Ведомость Технического Проекта и Пояснительная Записка, как и все текстовые документы должны содержать исчерпывающую информацию о конструкции, изготовлении, эксплуатации и ремонте изделия. Они оформляются в строгом соответствии с нормами и правилами ЕСКД (ГОСТ 2.104-68; 2.105-79; 2.106-68).

Таким образом, проект приобретает окончательный вид – чертежей и пояснительной записки с расчётами, называемыми **рабочей документацией**.

Требования к машинам и критерии их качества

Поскольку человеку свойственно хотеть всего и сразу, то требования к машинам многообразны и часто противоречивы, однако их можно условно разделить на основные взаимосвязанные группы:

- технологические требования;
- экономические требования;
- эксплуатационные требования.

Качество машины, т.е. её максимальное соответствие всем требованиям [19, 37] невозможно без неустанного внимания инженера на всех стадиях "жизни" машины.

Качество закладывается на стадии проектирования, обеспечивается на стадии производства и поддерживается в процессе эксплуатации.

Степень соответствия требованиям характеризуют критерии качества (греч. "крит эрион" – узкое место) – некие конкретные параметры (греч. "пара мэтрос" – измеряемый), т.е. измеряемые или вычисляемые величины.

Однако известно, что полное удовлетворение всех требований – абсолютно невыполнимая задача, поэтому всегда приходится идти на компромисс, обозначая главные требования и обеспечивая соответствующие им критерии качества. Отметим поэтому лишь основные требования к деталям и машинам.

ТЕХНОЛОГИЧНОСТЬ – изготовление изделия при минимальных затратах труда, времени и средств при полном соответствии своему назначению.

ЭКОНОМИЧНОСТЬ – минимальная стоимость производства и эксплуатации.

РАБОТОСПОСОБНОСТЬ – состояние объекта, при котором он способен выполнять заданные функции.

НАДЁЖНОСТЬ – свойство объекта сохранять во времени способность к выполнению заданных функций (ГОСТ 27.002-83).

Основными критериями качества машин считают:

МОЩНОСТЬ – скорость преобразования энергии;

ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ – объём работы (продукции, информации), выполняемой в единицу времени;

КОЭФФИЦИЕНТ ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ – доля дошедшей до потребителя энергии (мощности);

ГАБАРИТЫ – предельные размеры;

ЭНЕРГОЁМКОСТЬ - расход топлива или электричества отнесённый к объёму работы (пройденному расстоянию, произведённой продукции);

МАТЕРИАЛОЁМКСТЬ – количество конструкционного материала машины, обычно отнесённого к единице мощности;

ТОЧНОСТЬ – способность максимально соответствовать заданному положению (скорости и т.п.);

ПЛАВНОСТЬ ХОДА – минимальные ускорения при работе машины.

Условия нормальной работы деталей и машин

Успешная работа деталей и машин заключается в обеспечении работоспособности и надёжности.

РАБОТОСПОСОБНОСТЬ деталей и машин определяется как свойство выполнять свои функции с заданными показателями и характеризуется следующими критериями:

ПРОЧНОСТЬ – способность детали сопротивляться разрушению или необратимому изменению формы (деформации);

ЖЁСТКОСТЬ – способность детали сопротивляться любой деформации;

ИЗНОСОСТОЙКОСТЬ – способность сохранять первоначальную форму своей поверхности, сопротивляясь износу;

ТЕПЛОСТОЙКОСТЬ – способность сохранять свои свойства при действии высоких температур;

ВИБРОУСТОЙЧИВОСТЬ – способность работать в нужном диапазоне режимов без недопустимых колебаний.

НАДЁЖНОСТЬ определяется как свойство детали и машины выполнять свои функции, сохраняя заданные показатели в течение заданного времени и, по существу, выражает собой перспективы сохранения работоспособности [30, 33].

В процессе работы детали и машины подвергаются не только расчётным нагрузкам, которые конструктор ожидает и учитывает, но и попадают во внештатные ситуации [13], которые очень трудно предусмотреть, как, например, удары, вибрация, загрязнение, экстремальные природные условия и т.п. При этом возникает отказ – утрата работоспособности вследствие разрушения деталей или нарушения их правильного взаимодействия. Отказы бывают полные и частичные; внезапные (поломки) и постепенные (износ,

коррозия); опасные для жизни; тяжёлые и лёгкие; устранимые и неустранимые; приработочные (возникают в начале эксплуатации) и связанные с наличием дефектных деталей; отказы по причине износа, усталости и старения материалов.

Надёжной можно считать машину, имеющую следующие свойства.
БЕЗОТКАЗНОСТЬ – способность сохранять свои эксплуатационные показатели в течение заданной наработки без вынужденных перерывов.
ДОЛГОВЕЧНОСТЬ – способность сохранять заданные показатели до предельного состояния с необходимыми перерывами для ремонтов и технического обслуживания.
РЕМОНТОПРИГОДНОСТЬ – приспособленность изделия к предупреждению, обнаружению и устранению отказов и неисправностей посредством техобслуживания и ремонта.
СОХРАНЯЕМОСТЬ – способность сохранять требуемые эксплуатационные показатели после установленного срока хранения и транспортирования.
Надёжность трудно рассчитать количественно, она обычно оценивается как вероятность безотказной работы на основании статистики эксплуатации группы идентичных машин.

При всей значимости всех описанных критериев, нетрудно заметить, что **ПРОЧНОСТЬ ЯВЛЯЕТСЯ ВАЖНЕЙШИМ КРИТЕРИЕМ РАБОТОСПОСОБНОСТИ И НАДЁЖНОСТИ.**

Невыполнение условия прочности автоматически делает бессмысленными все другие требования и критерии качества машин [5, 26, 30, 36].

Действительно, немногого стоит технологичная, жёсткая, износостойкая, теплостойкая, виброустойчивая, дешёвая в эксплуатации, ремонтпригодная конструкция самого передового дизайна, если она сломалась при первой же нагрузке!

Общие принципы прочностных расчётов

Все этапы проектирования, каждый шаг конструктора сопровождается расчётами. Это естественно, т.к. грамотно выполненный расчёт намного проще и в сотни раз дешевле экспериментальных испытаний.

Чаще всего конструктор имеет дело с расчётами на прочность [5, 12, 35].

Различают **проектировочные** и **проверочные** расчёты.

Проектировочный расчёт выполняется, когда по ожидаемым нагрузкам, с учётом свойств материала определяются геометрические параметры деталей.

Проверочный расчёт выполняют, когда известна вся "геометрия" детали и максимальные нагрузки, а с учётом свойств материала определяются максимальные напряжения, которые должны быть меньше допускаемых.

Несмотря на такие "провокационные" названия, следует помнить, что оба этих вида расчётов всегда сопутствуют друг другу и выполняются на стадии проектирования деталей и машин.

Математическая формулировка условия прочности любой детали очень проста:

$$\sigma \leq [\sigma], \quad \tau \leq [\tau].$$

Или, говоря техническим языком:

НАПРЯЖЕНИЯ В МАТЕРИАЛЕ ДЕТАЛИ
--

Всегда, везде, при любых обстоятельствах конструктор обязан учитывать и обеспечивать такие условия работы, чтобы напряжения в материале деталей не превышали допускаемых.

В качестве допускаемых **нельзя** назначать предельные напряжения, при которых наступает разрушение материала.

Разница между допускаемыми и предельными напряжениями похожа на разницу между краем платформы метро и «белой линией», проведённой примерно в полуметре перед краем. Переход через «белую линию» грозит замечанием от дежурного, а стояние на краю – гибелью.

Допускаемые напряжения следует принимать меньше предельных, "с запасом":

$$[\sigma] = \sigma_{\text{предельное}} / n,$$

где n - коэффициент запаса (обычно $1,2 < n < 2,5$).

В разных обстоятельствах коэффициент запаса может быть либо задан заказчиком, либо выбран из справочных нормативов, либо вычислен с учётом точности определения нагрузок, однородности материала и специфических требований к надёжности машин.

Выполнение всех видов прочностных расчётов для каждой детали займёт очень много времени. Поэтому инженер должен сначала изучить опыт эксплуатации подобных изделий. Это особенно удобно для типовых деталей и машин. Следует обратить внимание на то, какой вид поломок встречается чаще всего. Именно по этому виду поломок, точнее по вызывающим их напряжениям, следует выполнять предварительно проектировочный расчёт. По

его результатам строится форма детали, а проверочный расчёт выполняется по напряжениям, вызывающим менее опасные дефекты.

В расчётах не следует гнаться за "абсолютной" точностью и использовать сложные "многоэтажные" формулы. Обширный опыт инженеров-расчётчиков показывает, что усложнение методик расчёта не даёт новых результатов.

Крупнейший советский специалист по прочностным расчётам деталей машин И.А. Биргер заметил [5], что в технических расчётах **"всё нужное является простым, а всё сложное – ненужным"**. Впрочем, похожая мысль высказывалась уже в библейских текстах, хотя и не по поводу машин.

В расчётах необходимо стремиться к корректным упрощениям.

Понятие об автоматизированном проектировании

Современные достижения науки и техники, возрастающая функциональность современных изделий требуют выполнения проектных работ большого объема. Требования к качеству проектов, срокам их выполнения оказываются все более жесткими в условиях конкурентной борьбы за потребителя. Удовлетворить эти требования путем количественного увеличения проектировщиков невозможно, так как распараллеливание проектных работ не безгранично.

Решение проблемы возможно путем внедрения в практику инженерного проектирования методов и средств автоматизированного проектирования.

Цель автоматизации проектирования - повышение качества, снижение материальных затрат, сокращение сроков проектирования и повышение производительности труда проектировщиков.

Под автоматизацией проектирования понимается такой способ проектирования при котором весь цикл проектных работ осуществляется рационально распределенным взаимодействием человека и ЭВМ.

В настоящее время термин "автоматизация проектирования" характеризует целое научно-техническое направление, базирующееся на современных достижениях физики, математики, вычислительной техники и теории проектирования.

Предметом автоматизации проектирования являются формализация проектных процедур, структурирование и типизация процессов проектирования, постановки, модели, методы и алгоритмы, информационная поддержка решения проектных задач, а также технические средства и способы их объединения в единую проектирующую систему.

В первые годы применения ЭВМ в процессе проектирования бытовало мнение о снижении требований к квалификации проектировщиков при использовании автоматизированного проектирования, однако эта точка зрения не получила подтверждения практикой, так как инженер - проектировщик помимо владения предметной областью должен знать модели, методы и

методики автоматизированного проектирования. А это предъявляет повышенные требования к уровню профессиональной подготовки инженера, который помимо знания средств автоматизированного проектирования должен уметь отбирать и эксплуатировать эти средства в конкретном процессе создания определенного класса аппаратуры.

Системный подход при проектировании

Современные методы проектирования деятельности пользователей АСУ сложились в рамках системотехнической концепции проектирования, в силу чего учет человеческого фактора ограничился решением проблем согласования «входов» и «выходов» человека и машины. Вместе с тем при анализе неудовлетворенности пользователей АСУ удается выявить, что она часто объясняется отсутствием единого, комплексного подхода к проектированию систем взаимодействия.

Использование системного подхода позволяет принять во внимание множество факторов самого различного характера, выделить из них те, которые оказывают самое большое влияние с точки зрения имеющихся общесистемных целей и критериев, и найти пути и методы эффективного воздействия на них. Системный подход основан на применении ряда основных понятий и положений, среди которых можно выделить понятия системы, подчиненности целей и критериев подсистем общесистемным целям и критериям и т.д. Системный подход позволяет рассматривать анализ и синтез различных по своей природе и сложности объектов с единой точки зрения, выявляя при этом важнейшие характерные черты функционирования системы и учитывая наиболее существенные для всей системы факторы. Значение системного подхода особенно велико при проектировании и эксплуатации таких систем, как автоматизированные системы управления (АСУ), которые по существу являются человеко-машинными системами, где человек выполняет роль субъекта управления.

Системный подход при проектировании представляет собой комплексное, взаимосвязанное, пропорциональное рассмотрение всех факторов, путей и методов решения сложной многофакторной и многовариантной задачи проектирования интерфейса взаимодействия. В отличие от классического инженерно-технического проектирования при использовании системного подхода учитываются все факторы проектируемой системы - функциональные, психологические, социальные и даже эстетические.

Автоматизация управления неизбежно влечет за собой осуществление системного подхода, так как она предполагает наличие саморегулирующейся системы, обладающей входами, выходами и механизмом управлением. Уже само понятие системы взаимодействия указывает на необходимость рассмотрения окружающей среды, в которой она должна функционировать. Таким образом, система взаимодействия должна рассматриваться как часть

более обширной системы - АСУ реального времени, тогда как последняя - системы управляемой среды.

Лекция 11. Критерии работоспособности деталей машин. Стадии проектирования. Конструкторская документация.

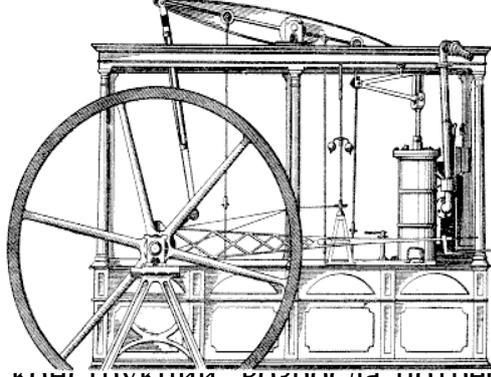
ВВЕДЕНИЕ

Современное общество отличается от первобытного использованием машин.

Применение предметов, усиливающих возможности рук (палки, камни), и особенно освоение дополнительных источников энергии (костёр, лошадь) не только позволило человечеству выжить, но и обеспечило в дальнейшем победу над превосходящими силами природы.

Жизнь людей, даже самых отсталых племён, теперь немислима без различных механических устройств и приспособлений (греч. "механа" – хитрость).

И хотя различные механические хитрости использовались уже в древнем



Египта, всерьёз говорить о применении машин ленной революции XVIII века, когда изобретение тский технологический рывок и сформировало эшнем виде. Здесь важен энергетический аспект

лись основные закономерности устройства и в и машин, сложились наиболее рациональные и их частей - деталей. В процессе механизации по мере увеличения нагрузок и сложности конструкции, возросла потребность не только в интуитивном, но и в научном подходе к созданию и эксплуатации машин.

В ведущих университетах Запада уже с 30-х годов XIX века, а в Санкт-Петербургском университете с 1892 года читается самостоятельный курс "Детали Машин". Без этого курса [9,16,18,22,23,32] теперь невозможна подготовка инженера-механика любой специальности.

Исторически сложившиеся в мире системы подготовки инженеров при всех национальных и отраслевых различиях имеют единую четырёхступенчатую структуру:

5. На младших курсах изучаются **ФУНДАМЕНТАЛЬНЫЕ НАУКИ**, которые представляют собой системы знаний о наиболее общих законах и принципах нашего мира. Это - Физика, Химия, Математика, Информатика, Теоретическая механика, Философия, Политология, Психология, Экономика, История и т.п.

6. Далее изучаются ПРИКЛАДНЫЕ НАУКИ, которые изучают действие фундаментальных законов природы в частных областях жизни, таковыми являются Техническая термодинамика, Теория прочности, Материаловедение, Сопротивление материалов, Теория механизмов и машин, Прикладная механика, Вычислительная техника и т.п.
7. На старших курсах (3-й и выше) студенты приступают к изучению ОБЩЕТЕХНИЧЕСКИХ ДИСЦИПЛИН, таких как **НАШ КУРС**, а также "Основы стандартизации", "Технология обработки материалов" и т.п.; отраслевые различия здесь ещё сравнительно невелики.
8. Обучение завершается освоением СПЕЦИАЛЬНЫХ ДИСЦИПЛИН, которые и составляют квалификацию инженера соответствующей специальности.

При этом подлинно высококвалифицированным специалистом, способным решать конкретные инженерно-технические проблемы становится лишь тот, кто усвоит взаимосвязь и преемственность между фундаментальными, прикладными, общетехническими и специальными знаниями.

Курс "**Детали машин и основы конструирования**" непосредственно опирается на курсы "**Сопротивление материалов**" и "**Теория механизмов и машин**", которыми, мы надеемся, студенты овладели в совершенстве. Кроме того, для успешного выполнения расчётно-графических работ и курсового проекта необходимы хорошие знания правил и приёмов курса "**Инженерная графика**".

ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ И ОПРЕДЕЛЕНИЯ КУРСА

Определим базовые понятия [21] в самом начале работы для систематизации учебного материала и во избежание двусмысленного толкования.

Расположим понятия по степени сложности.

ДЕТАЛЬ – (*франц. detail – кусочек*) – изделие, изготовленное из однородного по наименованию и марке материала без применения сборочных операций (ГОСТ 2.101-68).

ЗВЕНО – группа деталей, образующая подвижную или неподвижную относительно друг друга механическую систему тел.

СБОРОЧНАЯ ЕДИНИЦА – изделие, составные части которого подлежат соединению на предприятии-изготовителе посредством сборочных операций (ГОСТ 2.101-68).

УЗЕЛ – законченная сборочная единица, состоящая из деталей общего функционального назначения.

МЕХАНИЗМ – система деталей, предназначенная для передачи и преобразования движения.

АППАРАТ – (*лат. apparatus – часть*) прибор, техническое устройство, приспособление, обычно некая автономно-функциональная часть более сложной системы.

АГРЕГАТ – (лат. *aggrego* – присоединять) унифицированный функциональный узел, обладающий полной взаимозаменяемостью.

МАШИНА – (греч. "машина" – огромная, грозная) система деталей, совершающая механическое движение для преобразования энергии, материалов или информации с целью облегчения труда. Машина характерна наличием источника энергии и требует присутствия оператора для своего управления. Проницательный немецкий экономист К. Маркс заметил, что всякая машина состоит из двигательного, передаточного и исполнительного механизмов.

АВТОМАТ – (греч. "аутоматос" – самодвижущийся) машина, работающая по заданной программе без оператора.

РОБОТ – (чешск. *robot* – работник) машина, имеющая систему управления, позволяющую ей самостоятельно принимать исполнительские решения в заданном диапазоне.

Процесс разработки машин имеет сложную, разветвлённую неоднозначную структуру и обычно называется широким термином **ПРОЕКТИРОВАНИЕ** – создание прообраза объекта, представляющего в общих чертах его основные параметры. Под **КОНСТРУИРОВАНИЕМ** некоторые авторы понимают весь процесс от идеи до изготовления машин, некоторые – лишь завершающую стадию его подготовки [14, 24, 25, 38]. Но в любом случае **цель и конечный результат конструирования – создание рабочей документации** (ГОСТ 2.102-68), по которой можно без участия разработчика изготавливать, эксплуатировать, контролировать и ремонтировать изделие.

Здесь также требуется дать базовые понятия:

ТЕХНИЧЕСКОЕ ЗАДАНИЕ – документ, составляемый совместно заказчиком и разработчиком, содержащий общее представление о назначении, технических характеристиках и принципиальном устройстве будущего изделия.

ТЕХНИЧЕСКОЕ ПРЕДЛОЖЕНИЕ – дополнительные или уточнённые требования к изделию, которые не могли быть указаны в техническом задании (ГОСТ 2.118-73).

ТВОРЧЕСТВО – специфическая материальная или духовная деятельность, порождающая нечто новое или новую комбинацию известного.

ИЗОБРЕТЕНИЕ – новое решение технической задачи, дающее положительный эффект.

ЭСКИЗИРОВАНИЕ – процесс создания эскиза (*франц. esquisse* – из размышлений), предварительного рисунка или наброска, фиксирующего замысел и содержащего основные очертания создаваемого объекта.

КОМПОНОВКА – расположение основных деталей, узлов, сборочных единиц будущего объекта.

РАСЧЁТ – численное определение усилий, напряжений и деформаций в деталях, установление условий их нормальной работы; выполняется по мере необходимости на каждом этапе конструирования.

ЧЕРТЁЖ – точное графическое изображение объекта, содержащее полную информацию об его форме, размерах и основных технических условиях изготовления.

ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА – текстовый документ (ГОСТ 2.102-68), содержащий описание устройства и принципа действия изделия, а также технические характеристики, экономическое обоснование, расчёты, указания по подготовке изделия к эксплуатации.

СПЕЦИФИКАЦИЯ – текстовый табличный документ, определяющий состав изделия (ГОСТ 2.102-68).

ЭСКИЗНЫЙ ПРОЕКТ – первый этап проектирования (ГОСТ 2.119-73), когда устанавливаются принципиальные конструктивные и схемные решения, дающие общие представления об устройстве и работе изделия.

ТЕХНИЧЕСКИЙ ПРОЕКТ – заключительный этап проектирования (ГОСТ 2.120-73), когда выявляются окончательные технические решения, дающие полное представление об изделии.

РАБОЧИЙ ПРОЕКТ – полный комплект рабочей документации (текстовой и графической ГОСТ 2.102-68; 2.106-68), в которой содержится полная информация о конструкции, изготовлении, эксплуатации и ремонте машины.

ОСНОВНЫЕ ПРИНЦИПЫ И ЭТАПЫ РАЗРАБОТКИ МАШИН

Машины, как и другие изделия, изготавливаются только по проекту, который, в любом случае, является совокупностью графических и текстовых документов. Правила и порядок разработки, оформления и обращения этих документов устанавливается комплексом стандартов – Единой системой конструкторской документации (ЕСКД), разработанной в 70-е годы XX в [15].

Проектирование машин выполняют в несколько стадий, установленных ГОСТ 2.103-68. Для единичного производства это:

- 6.** Разработка технического предложения по ГОСТ 2.118-73.
- 7.** Разработка эскизного проекта по ГОСТ 2.119-73.
- 8.** Разработка технического проекта по ГОСТ 2.120-73.
- 9.** Разработка документации для изготовления изделия.
- 10.** Корректировка документации по результатам изготовления и испытания изделия.

Стадии проектирования при серийном производстве те же, но только корректировку документации приходится повторять несколько раз: сначала для опытного экземпляра, затем для опытной партии, затем по результатам изготовления и испытаний первой промышленной партии.

В любом случае, приступая к каждому этапу конструирования, как и вообще к любой работе, необходимо чётко обозначить три позиции:

Исходные данные – любые объекты и информация, относящиеся к делу ("что мы имеем?").

Цель – ожидаемые результаты, величины, документы, объекты ("что мы хотим получить?").

Средства достижения цели – методики проектирования, расчётные формулы, инструментальные средства, источники энергии и информации, конструкторские навыки, опыт ("что и как делать?").

Деятельность конструктора-проектировщика обретает смысл только при наличии заказчика – лица или организации, нуждающихся в изделии и финансирующих разработку.

Теоретически заказчик должен составить и выдать разработчику Техническое Задание – документ, в котором грамотно и чётко обозначены все технические, эксплуатационные и экономические параметры будущего изделия. Но, к счастью, этого не происходит, поскольку заказчик поглощён своими ведомственными задачами, а, главное, не имеет достаточных навыков проектирования. Таким образом, инженер не остаётся без работы.

Работа начинается с того, что заказчик и исполнитель совместно составляют (и подписывают) Техническое Задание. При этом исполнитель должен получить максимум информации о потребностях, пожеланиях, технических и финансовых возможностях заказчика, обязательных, предпочтительных и желательных свойствах будущего изделия, особенностях его эксплуатации, условиях ремонта, возможном рынке сбыта.

Тщательный анализ этой информации позволит проектировщику правильно выстроить логическую цепочку "Задание – Цель – Средства" и максимально эффективно выполнить проект.

Разработка **Технического Предложения** начинается с изучения Технического Задания. Выясняются назначение, принцип устройства и способы соединения основных сборочных единиц и деталей. Всё это сопровождается анализом научно-технической информации об аналогичных конструкциях. Выполняются кинематический расчёт, проектировочные расчёты на прочность, жёсткость, износостойкость и по критериям работоспособности. Из каталогов предварительно выбираются все стандартные изделия – подшипники, муфты и т.п. Выполняются первые эскизы, которые постепенно уточняются. Необходимо стремиться к максимальной компактности расположения и удобства монтажа-демонтажа деталей.

На стадии **Эскизного Проекта** выполняются уточнённые и проверочные расчёты деталей, чертежи изделия в основных проекциях, прорабатывается конструкция деталей с целью их максимальной технологичности, выбираются сопряжения деталей, прорабатывается возможность сборки-разборки и регулировки узлов, выбирается система смазки и уплотнения. Эскизный проект

должен быть рассмотрен и утверждён, после чего он становится основой для Технического Проекта. При необходимости изготавливаются и испытываются макеты изделия.

Технический Проект должен обязательно содержать чертёж общего вида, ведомость технического проекта и пояснительную записку. Чертёж общего вида по ГОСТ 2.119-73 должен дать сведения о конструкции, взаимодействии основных частей, эксплуатационно-технических характеристиках и принципах работы изделия. Ведомость Технического Проекта и Пояснительная Записка, как и все текстовые документы должны содержать исчерпывающую информацию о конструкции, изготовлении, эксплуатации и ремонте изделия. Они оформляются в строгом соответствии с нормами и правилами ЕСКД (ГОСТ 2.104-68; 2.105-79; 2.106-68).

Таким образом, проект приобретает окончательный вид – чертежей и пояснительной записки с расчётами, называемыми **рабочей документацией**.

Требования к машинам и критерии их качества

Поскольку человеку свойственно хотеть всего и сразу, то требования к машинам многообразны и часто противоречивы, однако их можно условно разделить на основные взаимосвязанные группы:

- ➔ технологические требования;
- ➔ экономические требования;
- ➔ эксплуатационные требования.

Качество машины, т.е. её максимальное соответствие всем требованиям [19, 37] невозможно без неустанного внимания инженера на всех стадиях "жизни" машины.

Качество закладывается на стадии проектирования, обеспечивается на стадии производства и поддерживается в процессе эксплуатации.

Степень соответствия требованиям характеризуют критерии качества (греч. "крит эрион" – узкое место) – некие конкретные параметры (греч. "пара мэтрос" – измеряемый), т.е. измеряемые или вычисляемые величины.

Однако известно, что полное удовлетворение всех требований – абсолютно невыполнимая задача, поэтому всегда приходится идти на компромисс, обозначая главные требования и обеспечивая соответствующие им критерии качества. Отметим поэтому лишь основные требования к деталям и машинам.

ТЕХНОЛОГИЧНОСТЬ – изготовление изделия при минимальных затратах труда, времени и средств при полном соответствии своему назначению.

ЭКОНОМИЧНОСТЬ – минимальная стоимость производства и эксплуатации.

РАБОТОСПОСОБНОСТЬ – состояние объекта, при котором он способен выполнять заданные функции.

НАДЁЖНОСТЬ – свойство объекта сохранять во времени способность к выполнению заданных функций (ГОСТ 27.002-83).

Основными критериями качества машин считают:

МОЩНОСТЬ – скорость преобразования энергии;

ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ – объём работы (продукции, информации), выполняемой в единицу времени;

КОЭФФИЦИЕНТ ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ – доля дошедшей до потребителя энергии (мощности);

ГАБАРИТЫ – предельные размеры;

ЭНЕРГОЁМКОСТЬ – расход топлива или электричества отнесённый к объёму работы (пройденному расстоянию, произведённой продукции);

МАТЕРИАЛОЁМКОСТЬ – количество конструкционного материала машины, обычно отнесённого к единице мощности;

ТОЧНОСТЬ – способность максимально соответствовать заданному положению (скорости и т.п.);

ПЛАВНОСТЬ ХОДА – минимальные ускорения при работе машины.

Условия нормальной работы деталей и машин

Успешная работа деталей и машин заключается в обеспечении работоспособности и надёжности.

РАБОТОСПОСОБНОСТЬ деталей и машин определяется как свойство выполнять свои функции с заданными показателями и характеризуется следующими критериями:

ПРОЧНОСТЬ – способность детали сопротивляться разрушению или необратимому изменению формы (деформации);

ЖЁСТКОСТЬ – способность детали сопротивляться любой деформации;

ИЗНОСОСТОЙКОСТЬ – способность сохранять первоначальную форму своей поверхности, сопротивляясь износу;

ТЕПЛОСТОЙКОСТЬ – способность сохранять свои свойства при действии высоких температур;

ВИБРОУСТОЙЧИВОСТЬ – способность работать в нужном диапазоне режимов без недопустимых колебаний.

НАДЁЖНОСТЬ определяется как свойство детали и машины выполнять свои функции, сохраняя заданные показатели в течение заданного времени и, по существу, выражает собой перспективы сохранения работоспособности [30, 33].

В процессе работы детали и машины подвергаются не только расчётным нагрузкам, которые конструктор ожидает и учитывает, но и попадают во внештатные ситуации [13], которые очень трудно предусмотреть, как, например, удары, вибрация, загрязнение, экстремальные природные условия и т.п. При этом возникает отказ – утрата работоспособности вследствие разрушения деталей или нарушения их правильного взаимодействия. Отказы бывают полные и частичные; внезапные (поломки) и постепенные (износ, коррозия); опасные для жизни; тяжёлые и лёгкие; устранимые и неустранимые; приработочные (возникают в начале эксплуатации) и связанные с наличием дефектных деталей; отказы по причине износа, усталости и старения материалов.

Надёжной можно считать машину, имеющую следующие свойства.

БЕЗОТКАЗНОСТЬ – способность сохранять свои эксплуатационные показатели в течение заданной наработки без вынужденных перерывов.

ДОЛГОВЕЧНОСТЬ – способность сохранять заданные показатели до предельного состояния с необходимыми перерывами для ремонтов и технического обслуживания.

РЕМОНТОПРИГОДНОСТЬ – приспособленность изделия к предупреждению, обнаружению и устранению отказов и неисправностей посредством техобслуживания и ремонта.

СОХРАНЯЕМОСТЬ – способность сохранять требуемые эксплуатационные показатели после установленного срока хранения и транспортирования. Надёжность трудно рассчитать количественно, она обычно оценивается как вероятность безотказной работы на основании статистики эксплуатации группы идентичных машин.

При всей значимости всех описанных критериев, нетрудно заметить, что **ПРОЧНОСТЬ ЯВЛЯЕТСЯ ВАЖНЕЙШИМ КРИТЕРИЕМ РАБОТОСПОСОБНОСТИ И НАДЁЖНОСТИ.**

Невыполнение условия прочности автоматически делает бессмысленными все другие требования и критерии качества машин [5, 26, 30, 36].

Действительно, немногого стоит технологичная, жёсткая, износостойкая, теплостойкая, виброустойчивая, дешёвая в эксплуатации, ремонтпригодная конструкция самого передового дизайна, если она сломалась при первой же нагрузке!

Общие принципы прочностных расчётов

Все этапы проектирования, каждый шаг конструктора сопровождается расчётами. Это естественно, т.к. грамотно выполненный расчёт намного проще и в сотни раз дешевле экспериментальных испытаний.

Чаще всего конструктор имеет дело с расчётами на прочность [5, 12, 35].

Различают **проектировочные** и **проверочные** расчёты.

Проектировочный расчёт выполняется, когда по ожидаемым нагрузкам, с учётом свойств материала определяются геометрические параметры деталей.

Проверочный расчёт выполняют, когда известна вся "геометрия" детали и максимальные нагрузки, а с учётом свойств материала определяются максимальные напряжения, которые должны быть меньше допустимых.

Несмотря на такие "провокационные" названия, следует помнить, что оба этих вида расчётов всегда сопутствуют друг другу и выполняются на стадии проектирования деталей и машин.

Математическая формулировка условия прочности любой детали очень проста:

$$\sigma \leq [\sigma], \quad \tau \leq [\tau].$$

Или, говоря техническим языком:

НАПРЯЖЕНИЯ В МАТЕРИАЛЕ ДЕТАЛИ
--

Всегда, везде, при любых обстоятельствах конструктор обязан учитывать и обеспечивать такие условия работы, чтобы напряжения в материале деталей не превышали допускаемых.

В качестве допускаемых **нельзя** назначать предельные напряжения, при которых наступает разрушение материала.

Разница между допускаемыми и предельными напряжениями похожа на разницу между краем платформы метро и «белой линией», проведённой примерно в полуметре перед краем. Переход через «белую линию» грозит замечанием от дежурного, а стояние на краю – гибелью.

Допускаемые напряжения следует принимать меньше предельных, "с запасом":

$$[\sigma] = \sigma_{\text{предельное}} / n,$$

где n - коэффициент запаса (обычно $1,2 < n < 2,5$).

В разных обстоятельствах коэффициент запаса может быть либо задан заказчиком, либо выбран из справочных нормативов, либо вычислен с учётом точности определения нагрузок, однородности материала и специфических требований к надёжности машин.

Выполнение всех видов прочностных расчётов для каждой детали займёт очень много времени. Поэтому инженер должен сначала изучить опыт эксплуатации подобных изделий. Это особенно удобно для типовых деталей и машин. Следует обратить внимание на то, какой вид поломок встречается чаще всего. Именно по этому виду поломок, точнее по вызывающим их напряжениям, следует выполнять предварительно проектировочный расчёт. По его результатам строится форма детали, а проверочный расчёт выполняется по напряжениям, вызывающим менее опасные дефекты.

В расчётах не следует гнаться за "абсолютной" точностью и использовать сложные "многоэтажные" формулы. Обширный опыт инженеров-расчётчиков показывает, что усложнение методик расчёта не даёт новых результатов.

Крупнейший советский специалист по прочностным расчётам деталей машин И.А. Биргер заметил [5], что в технических расчётах **"всё нужное является простым, а всё сложное – ненужным"**. Впрочем, похожая мысль высказывалась уже в библейских текстах, хотя и не по поводу машин.

В расчётах необходимо стремиться к корректным упрощениям.

Понятие об автоматизированном проектировании

Современные достижения науки и техники, возрастающая функциональность современных изделий требуют выполнения проектных работ большого объема. Требования к качеству проектов, срокам их выполнения оказываются все более жесткими в условиях конкурентной борьбы за потребителя. Удовлетворить эти требования путем количественного увеличения проектировщиков невозможно, так как распараллеливание проектных работ не безгранично.

Решение проблемы возможно путем внедрения в практику инженерного проектирования методов и средств автоматизированного проектирования.

Цель автоматизации проектирования - повышение качества, снижение материальных затрат, сокращение сроков проектирования и повышение производительности труда проектировщиков.

Под автоматизацией проектирования понимается такой способ проектирования при котором весь цикл проектных работ осуществляется рационально распределенным взаимодействием человека и ЭВМ.

В настоящее время термин "автоматизация проектирования" характеризует целое научно-техническое направление, базирующееся на современных достижениях физики, математики, вычислительной техники и теории проектирования.

Предметом автоматизации проектирования являются формализация проектных процедур, структурирование и типизация процессов проектирования, постановки, модели, методы и алгоритмы, информационная поддержка решения проектных задач, а также технические средства и способы их объединения в единую проектирующую систему.

В первые годы применения ЭВМ в процессе проектирования бытовало мнение о снижении требований к квалификации проектировщиков при использовании автоматизированного проектирования, однако эта точка зрения не получила подтверждения практикой, так как инженер - проектировщик помимо владения предметной областью должен знать модели, методы и методики автоматизированного проектирования. А это предъявляет повышенные требования к уровню профессиональной подготовки инженера, который помимо знания средств автоматизированного проектирования должен уметь отбирать и эксплуатировать эти средства в конкретном процессе создания определенного класса аппаратуры.

Системный подход при проектировании

Современные методы проектирования деятельности пользователей АСУ сложились в рамках системотехнической концепции проектирования, в силу чего учет человеческого фактора ограничился решением проблем согласования «входов» и «выходов» человека и машины. Вместе с тем при анализе неудовлетворенности пользователей АСУ удается выявить, что она часто объясняется отсутствием единого, комплексного подхода к проектированию систем взаимодействия.

Использование системного подхода позволяет принять во внимание множество факторов самого различного характера, выделить из них те, которые оказывают самое большое влияние с точки зрения имеющихся общесистемных целей и критериев, и найти пути и методы эффективного воздействия на них. Системный подход основан на применении ряда основных понятий и положений, среди которых можно выделить понятия системы, подчиненности

целей и критериев подсистем общесистемным целям и критериям и т.д. Системный подход позволяет рассматривать анализ и синтез различных по своей природе и сложности объектов с единой точки зрения, выявляя при этом важнейшие характерные черты функционирования системы и учитывая наиболее существенные для всей системы факторы. Значение системного подхода особенно велико при проектировании и эксплуатации таких систем, как автоматизированные системы управления (АСУ), которые по существу являются человеко-машинными системами, где человек выполняет роль субъекта управления.

Системный подход при проектировании представляет собой комплексное, взаимосвязанное, пропорциональное рассмотрение всех факторов, путей и методов решения сложной многофакторной и многовариантной задачи проектирования интерфейса взаимодействия. В отличие от классического инженерно-технического проектирования при использовании системного подхода учитываются все факторы проектируемой системы - функциональные, психологические, социальные и даже эстетические.

Автоматизация управления неизбежно влечет за собой осуществление системного подхода, так как она предполагает наличие саморегулирующейся системы, обладающей входами, выходами и механизмом управлением. Уже само понятие системы взаимодействия указывает на необходимость рассмотрения окружающей среды, в которой она должна функционировать. Таким образом, система взаимодействия должна рассматриваться как часть более обширной системы - АСУ реального времени, тогда как последняя - системы управляемой среды.

Лекция 13. Соединения деталей машин.

СОЕДИНЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

Детали объединяются в машину посредством соединений.

Соединения состоят из соединительных деталей и прилегающих частей соединяемых деталей, форма которых подчинена задаче соединения. В отдельных конструкциях специальные соединительные детали могут отсутствовать. Все соединения делятся на:

- **Неразъёмные**, разборка которых возможна лишь при разрушении соединяющих или соединяемых деталей;
- **Разъёмные**, позволяющие разборку без разрушения.
- Выбор типа соединения определяет конструктор.

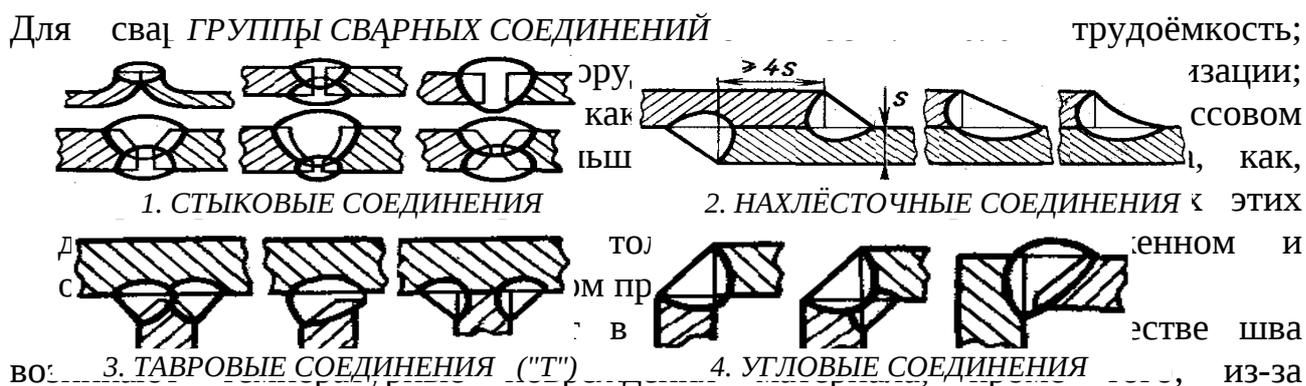
НЕРАЗЪЁМНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

Сварные соединения

Не имеют соединяющих деталей. Выполняются за счёт местного нагрева и диффузии (перемешивания частиц) соединяемых деталей. Создают, практически, одну целую, монолитную деталь. Весьма прочны, т.к. используют одну из самых могучих сил природы - силы межмолекулярного сцепления.

Сварку (дуговую электросварку) изобрел в 1882 году российский инженер Н.И. Бенардос. С тех пор технология процесса значительно усовершенствована. Прочность сварного шва теперь практически не отличается от монолита, освоена сварка всех конструкционных материалов, включая алюминий и неметаллы.

Сварные соединения (швы) по взаимному расположению соединяемых элементов делятся на следующие группы:



неравномерности нагрева возникает коробление деталей. Это устраняется либо привлечением квалифицированного (высокооплачиваемого) сварщика, либо применением автоматической сварки, а также специальными приспособлениями, в которых деталь фиксируется до полного остывания.

Общее условие проектирования сварных соединений – обеспечение равнопрочности шва и свариваемых деталей [27].

Расчёт на прочность сварных швов

По ориентации относительно приложенных сил различают:

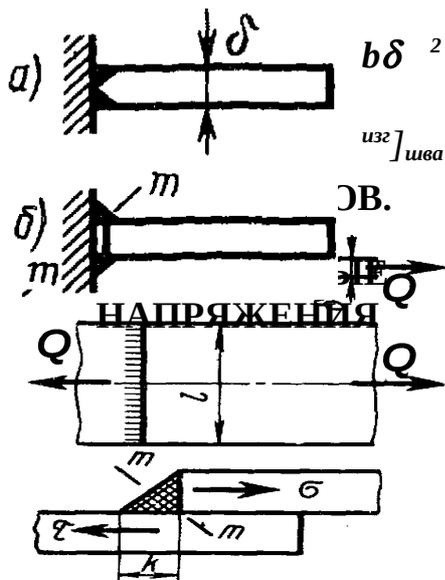
- лобовые швы – перпендикулярные силам;
- фланговые швы – параллельны силам;
- косые швы – под углом к силам.

Эти виды швов в различных сочетаниях применяются в разных соединениях.



обычно выполняются лобовыми швами. При нагружении соединения разрушаются не по шву, а в зоне утолщения. Поэтому рассчитываются на прочность свариваемых деталей без учёта утолщения швов. Расчет – работа на растяжение и на изгиб.

$$\sigma_{раст} = Q / S = Q / b\delta \leq [\sigma_{раст}]_{шва}$$



Напряжения изгиба: $\sigma_{изг} = M_{изг} / W = 6 M_{изг} /$

$$b \delta^2 \leq [\sigma_{изг}]_{шва}.$$

Допускаемые напряжения шва $[\sigma_{расч}]_{шва}$ и $[\sigma_{изг}]_{шва}$ принимаются в размере 90% от соответствующих допускаемых напряжений материала свариваемых деталей.

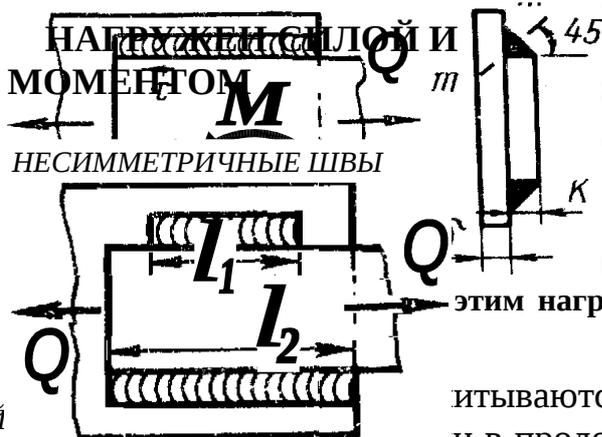
Соединения внахлестку выполняются лобовыми, фланговыми и косыми швами.

Лобовые швы в инженерной практике рассчитывают только по касательным напряжениям. За расчетное сечение принимают биссектрису $m-m$, где обычно наблюдается разрушение. Расчет только по касательным напряжениям не зависит от угла приложения нагрузки.

При этом $\tau = Q / (0,707 k l) \leq [\tau']_{шва}.$

Фланговые швы характерны неравномерным распределением напряжений, поэтому их сателльным напряжениям. При действии льные напряжения равны:

ФЛАНГОВЫЙ ШОВ



$$7 k \delta l \leq [\tau']_{шва}.$$

о нагрузка на фланговые швы $Q_{1,2} = Q l_{1,2} / (l_1 + l_2),$ где l_1 и l_2 -

соответствующим нагрузкам, а длины швов этим нагрузкам. Касательные напряжения в швах $\tau_{1,2} =$

итываются аналогичным образом. Нагрузка Q и в продольном и нормальном направлениях к шву, аются расчёты лобового и флангового швов.

звые и фланговые швы рассчитывают на основе узки пропорционально несущей способности силы Q касательные напряжения равны: $l \leq [\tau']_{шва}.$

$$l, 707 k l_n (l_\phi + l_n / 6) \leq [\tau']_{шва}.$$

ии силы и момента касательные напряжения $l_{шва}.$

ияют элементы в перпендикулярных ются либо стыковым швом с разделкой

кромки (а), либо угловым без разделки кромки (б). При нагружении изгибающим моментом и силой прочность соединения оценивают:

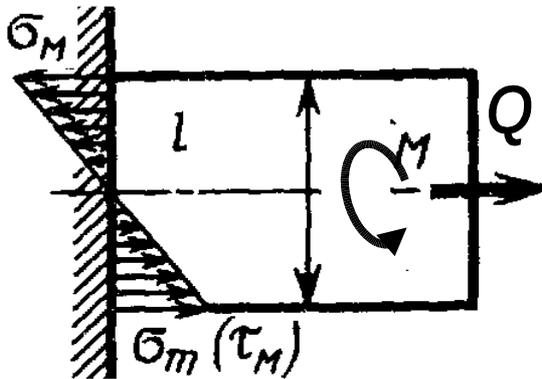
для стыкового шва (а) по нормальным напряжениям

$$\sigma = 6M / (b\delta^2) + Q / (l\delta) \leq [\sigma^{расч}]_{шва},$$

для углового шва (б) по касательным напряжениям

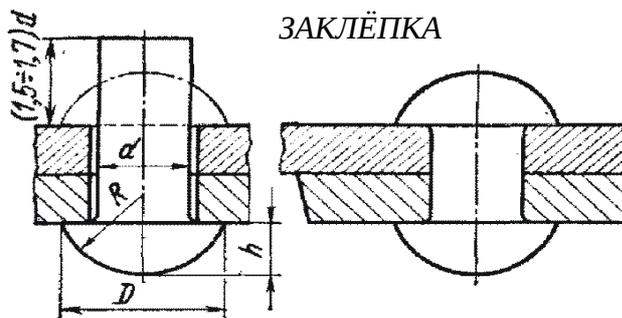
$$\tau = 6M / (1,414 l^2 k) + Q / (1,414 l k) \leq [\tau']_{шва}.$$

ТАВРОВОЕ СОЕДИНЕНИЕ



четыре самых сложных сварных швов сначала и момент к шву и распределить их длины (длине) всех простых участков. Таким образом, переходят к сумме простейших расчётных схем.

для специальных деталей – заклёпок [1, 10, 38].



формы и выпускается с одной головкой и просверленные детали, а затем хвостовик ударами молотка или прессы расклёпывается, образуя вторую головку (закрывающую). При этом детали сильно сжимаются, образуя прочное, неподвижное неразъёмное соединение.

Достоинства заклёпочного соединения:

+ соединяют не свариваемые

детали (Al);

- + не дают температурных деформаций;
- + детали при разборке не разрушаются.

Недостатки заклёпочного соединения:

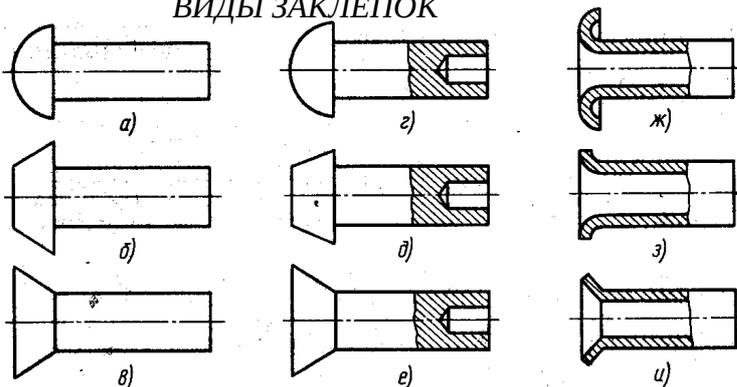
- детали ослаблены отверстиями;
- высокий шум и ударные нагрузки при изготовлении;
- повышенный расход материала.

Заклёпки изготавливают из сравнительно мягких материалов: Ст2, Ст3, Ст10, Ст15, латунь, медь, алюминий.

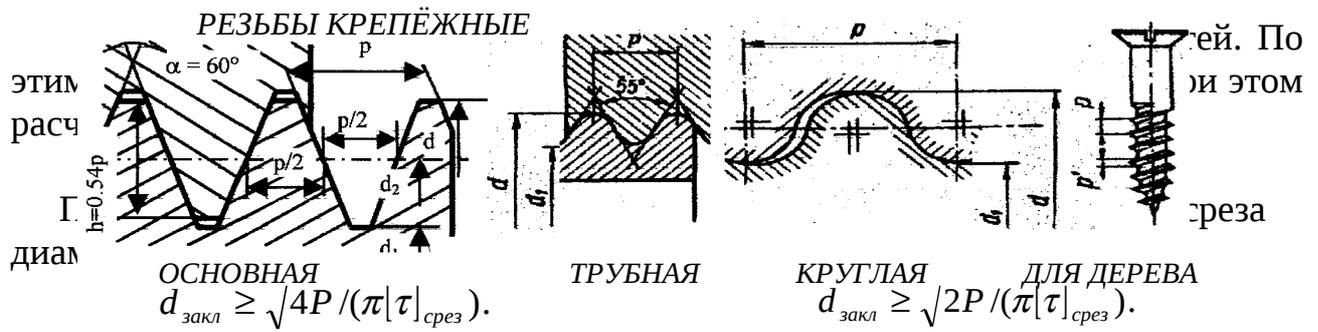
Заклёпки стандартизованы и выпускаются в разных модификациях.

→ Сплошные с полукруглой головкой (а) ГОСТ 10299-80, 14797-85 для

ВИДЫ ЗАКЛЁПОК



1801-85 для коррозионных сред;
ГОСТ 10300-80, 14798-85 для самолёты, катера);
12643-80 и пустотелые (ж,з,и) тонких листов и неметаллических



Напряжения смятия на боковых поверхностях заклёпки $\sigma_{см} = P/Sd \leq [\sigma]_{см}$, где S – толщина наименьшей из соединяемых деталей. При проектировании заклёпочных швов как, например, в цистернах, необходимо следить, чтобы равнодействующая нагрузок приходилась на центр тяжести шва.



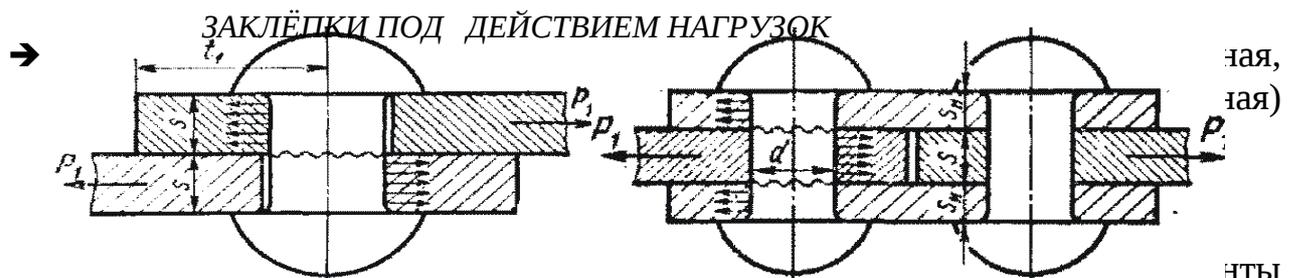
Резьбовые соединения

Являются наиболее совершенным, а потому массовым видом разъёмных соединений. Применяются в огромном количестве во всех машинах, механизмах, агрегатах и узлах [4,10].

РЕЗЬБОВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

а) б) в)

ия имеют наружную либо внутреннюю
жены ограниченными поверхностями для
ой и наружной резьбой. Проходит сквозь
я гайкой (а) – деталью с резьбовым
ется от болта, но заворачивается в резьбу
Пилька – винт без головки с резьбой на
т по назначению на:
ии деталей (основная – метрическая с
треугольным профилем, трубная – треугольная со скруглёнными
вершинами и впадинами, круглая, резьба винтов для дерева) должны
обладать самоторможением для надёжной фиксации;



НТЫ
и болты с коническими и сферическими головками (как у заклёпок), снабжёнными линейными или крестообразными углублениями для затяжки

отвёрткой. Для соединения деревянных и пластмассовых деталей применяют шурупы и саморезы – винты со специальным заострённым хвостовиком.

Болты и гайки стандартизованы. В их обозначении указан наружный диаметр резьбы.

Резьбовые соединения имеют ряд существенных достоинств:

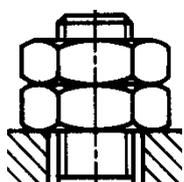
- + высокая надёжность;
- + удобство сборки-разборки;
- + простота конструкции;
- + дешевизна (вследствие стандартизации);
- + технологичность;
- + возможность регулировки силы сжатия.

Недостатки резьбовых соединений:

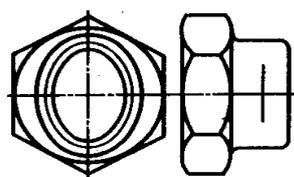
- концентрация напряжений во впадинах резьбы;
- низкая вибрационная стойкость (самоотвинчивание при вибрации).

Это серьёзные недостатки, однако, их можно свести к минимуму и, практически, полностью исключить. Это делается посредством правильного проекторочного расчёта и специальных мер стопорения, называемых на техническом языке "контровка". Известны следующие виды стопорения.

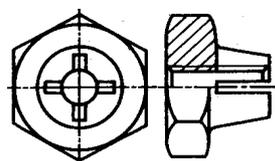
1. Стопорение дополнительным трением, за счёт создания дополнительных сил трения, сохраняющихся при снятии с винта внешней нагрузки.



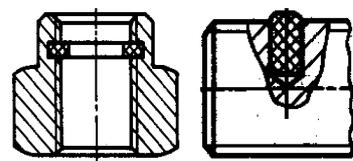
Контргайка воспринимает основную осевую нагрузку, а сила трения и затяжки в резьбе основной гайки ослабляется. Необходима взаимная затяжка гаек.



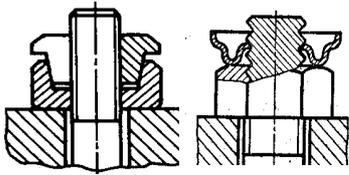
Самоконтрящиеся гайки с радиальным натягом резьбы после нарезания резьбы и пластического обжатия специальной шейки гайки на эллипс.



Иногда самоконтрящиеся гайки выполняются с несколькими радиальными прорезями.

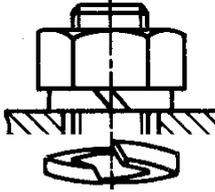


Гайки с полиамидными кольцами без резьбы, которая нарезается винтом при завинчивании, обеспечивают большие силы трения. Применяют полиамидную пробку в винте.

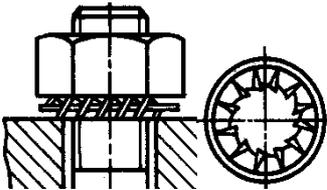


Контргайка цангового типа (слева) при навинчивании обжимается на конической поверхности.

Контргайка арочного типа (справа) при навинчивании разгибается и расклинивает резьбу.

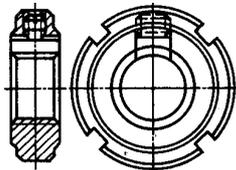


Пружинные шайбы обеспечивают трение в резьбе. Повышают сцепление врезанием своих острых срезов. Изготавливаются для правой и левой резьбы. Создают некоторое смещение нагрузки.



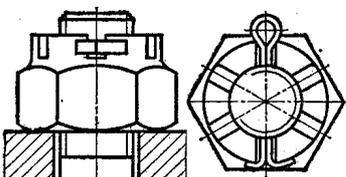
У пружинных шайб с несколькими отогнутыми усиками сила упругости направлена строго по оси болта.

Стопорение пружинными шайбами ненадёжно.

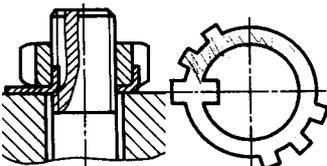


При спокойных нагрузках резьбы стопорят специальными винтами через медную или свинцовую прокладку или деформированием гайки с прорезями, перпендикулярными оси.

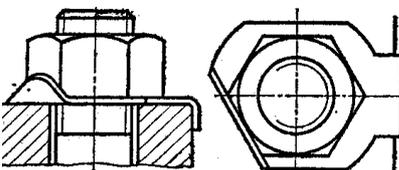
2. Стопорение специальными запирающими элементами, полностью исключающими самопроизвольный проворот гайки.



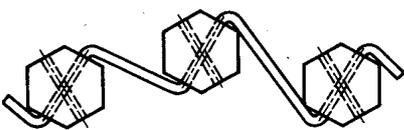
Шплинты ГОСТ 397-79 сгибают из проволоки полукруглого сечения плоскими сторонами внутрь. Выпадению шплинта препятствуют его петля и разогнутые концы.



Шайбы с лапками ГОСТ 11872-80 стопорят гайки со шлицами при регулировке подшипников качения на валу. Внутренний носик отгибается в канавку винта, а наружные лапки – в шлицы гайки.



У шайб с лапками ГОСТ 3693/95-52 одна отгибается по грани гайки, а другая по грани детали. Стопорение такими шайбами, как и шплинтами, весьма надёжно и широко распространено.



В групповых соединениях головки болтов обвязывают проволокой через отверстия с натяжением проволоки в сторону затяжки резьбы.

3. И, наконец, стопорение может выполняться также пластическим деформированием или приваркой после затяжки.

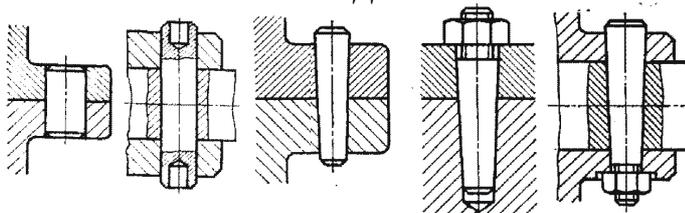
Винты и гайки обычно выполняются из Ст3, Ст4, Ст5, Ст35, Ст45. Наиболее напряжённые соединения из Ст40, 40ХН. Декоративные винты и гайки выполняются из цветных металлов и пластмасс.

Выбор материалов, как и всех параметров резьбовых соединений, определяется расчётом на прочность.

Штифтовые соединения

Образуются совместным сверлением соединяемых деталей и установкой в отверстие с натягом специальных цилиндрических или конических штифтов.

ШТИФТОВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ



Соединения предназначены для точного взаимного фиксирования деталей, а также для передачи небольших нагрузок.

цилиндрические (а,б), конические (в,г), разрезные (е), просечённые цилиндрические (б,в), в другую сторону (гладкие, с насечками и канавками), из ленты, снабжённые резьбой для закрепления. Применяются специальные срезаемые штифты.

Гладкие штифты выполняют из стали, пружинные – из пружинной стали.

При закреплении колёс на валу передают момент, так и осевое усилие.

Достоинства штифтовых соединений:

- + простота конструкции;
- + простота монтажа-демонтажа;
- + точное центрирование деталей благодаря посадке с натягом;
- + работа в роли предохранителя, особенно при креплении колёс к валу.

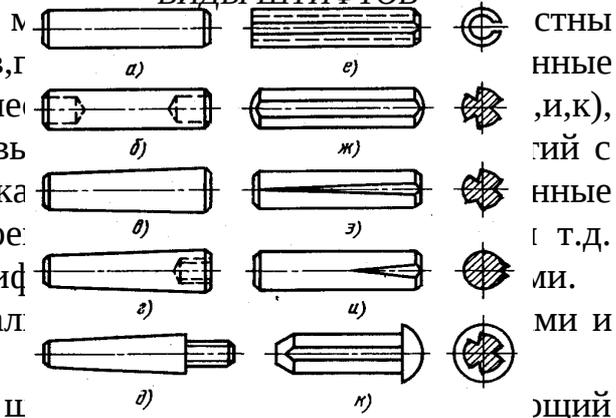
Недостатком штифтовых соединений является ослабление соединяемых деталей отверстием.

Подобно заклёпкам штифты работают на срез и смятие. Соответствующие расчёты выполняют обычно как проверочные

$$\tau_{срез} = \frac{8M_{вращ}}{\pi d_{вала}^2 d_{штифта}} \leq [\tau]_{срез}, \quad \sigma_{смят} = \frac{2M_{вращ}}{d_{вала} d_{штифта} (D_{ступицы} - d_{вала})} \leq [\sigma]_{смят}$$

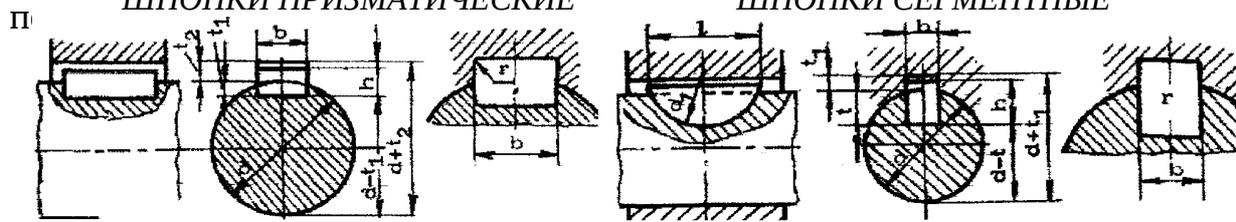
Штифты с канавками рассчитывают также, как гладкие, но допускаемые напряжения материала занижают на 50%.

Конструкции штифтов



Шпоночные соединения

Передают вращающий момент между валом и колесом. Образуются ШПОНКИ ПРИЗМАТИЧЕСКИЕ ШПОНКИ СЕГМЕНТНЫЕ



Шпонка имеет вид призмы, клина или сегмента, реже применяются шпонки других форм.

Шпоночные соединения:

- + просты, надёжны;
- + удобны в сборке-разборке;
- + дешёвы.

Шпонки, однако:

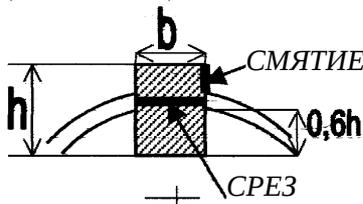
- ослабляют сечение валов и ступиц колёс;
- концентрируют напряжения в углах пазов;
- нарушают центрирование колеса на валу (для этого приходится применять две противоположные шпонки).

Шпоночные соединения могут быть:

- ненапряжёнными, выполняемыми призматическими или сегментными шпонками. Они передают момент только боковыми гранями;
- напряжёнными, выполняемыми клиновыми шпонками. Они передают момент за счёт сил трения по верхним и нижним граням.

Шпонки всех основных типов стандартизованы.

ДЕФОРМАЦИИ ШПОНКИ



Для призматических шпонок стандарт указывает ширину и высоту сечения. Глубина шпоночного паза в валу принимается как **0,6** от высоты шпонки.

Призматические и сегментные шпонки всех форм испытывают смятие боковых поверхностей и срез по средней продольной плоскости:

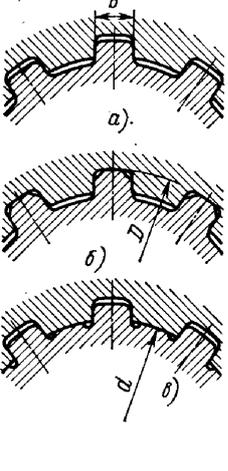
$$\sigma_{\text{смят}} = M_{\text{вращ}} / (0,2hdl) \leq [\sigma]_{\text{смят}}; \quad \tau_{\text{срез}} = 2M_{\text{вращ}} / (dbl) \leq [\tau]_{\text{срез}},$$

здесь **h** – высота сечения шпонки, **d** – диаметр вала, **b** – ширина сечения шпонки, **l** – рабочая длина шпонки (участок, передающий момент).

Исходя из статистики поломок, расчёт на смятие проводится как проектный. По известному диаметру вала задаются стандартным сечением призматической шпонки и рассчитывают её рабочую длину.

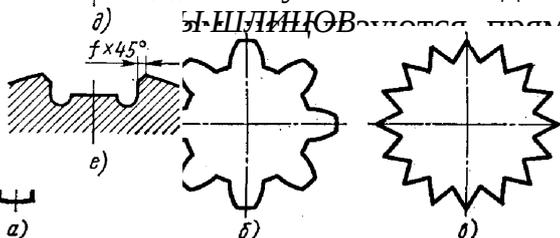
Расчёт на срез – проверочный. При невыполнении условий прочности увеличивают рабочую длину шпонки.

ЦЕНТРИРОВАНИЕ ШЛИЦОВ



ЦЕНТРИРОВАНИЕ ШЛИЦОВ в соединении

Центрирование шлицев в соединении осуществляется выступами на валу, входящими в сопряжённые пазы ступицы. Как по внешнему виду, так и по динамическим условиям можно считать многошпоночными соединениями. Некоторые из них зубчатыми соединениями.



Центрирование шлицев осуществляется выступами на валу, входящими в сопряжённые пазы ступицы. Как по внешнему виду, так и по динамическим условиям можно считать многошпоночными соединениями. Некоторые из них зубчатыми соединениями.

В сравнении со шпонками шлицы:

- + имеют большую несущую способность;
- + лучше центрируют колесо на валу;
- + усиливают сечение вала за счёт большего момента инерции ребристого сечения по сравнению с круглым;
- требуют специального оборудования для изготовления отверстий.

Основными критериями работоспособности шлицов являются:

- сопротивление боковых поверхностей смятию (расчёт аналогичен шпонкам);
- сопротивление износу при фреттинг-коррозии (малые взаимные вибрационные перемещения).

Смятие и износ связаны с одним параметром – контактным напряжением (давлением) $\sigma_{см}$. Это позволяет рассчитывать шлицы по обобщённому критерию одновременно на смятие и контактный износ. Допускаемые напряжения $[\sigma]_{см}$ назначают на основе опыта эксплуатации подобных конструкций.

Для расчёта учитывается неравномерность распределения нагрузки по зубьям

$$\sigma_{см} = 8M_{вращ} / (Zhd_{ср}) \leq [\sigma]_{см},$$

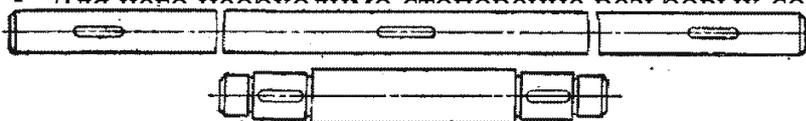
где Z – число шлицов, h – рабочая высота шлицов, l – рабочая длина шлицов, $d_{ср}$ – средний диаметр шлицевого соединения. Для эвольвентных шлицов рабочая высота принимается равной модулю профиля, за $d_{ср}$ принимают делительный диаметр.

Условные обозначения прямобочного шлицевого соединения составляют из обозначения поверхности центрирования D , d или b , числа зубьев Z , номинальных размеров $d \times D$ (а также обозначения полей допусков по центрирующему диаметру и по боковым сторонам зубьев). Например, $D 8 \times 36 H7/g6 \times 40$ означает восьмишлицевое соединение с центрированием по наружному диаметру с размерами $d = 36$ и $D = 40$ мм и посадкой по центрирующему диаметру $H7/g6$.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

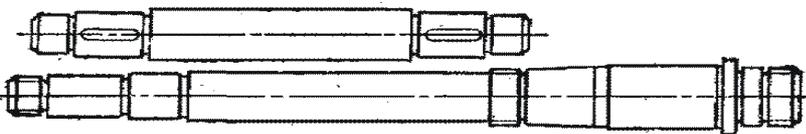
- В чём различие между разъёмными и неразъёмными соединениями ?
- Где и когда применяются сварные соединения ?
- Каковы достоинства и недостатки сварных соединений ?
- Каковы основные группы сварных соединений ?
- Как различаются основные типы сварных швов ?
- Каковы достоинства и недостатки заклёпочных соединений ?
- Где и когда применяются заклёпочные соединения ?
- Каковы критерии прочностного расчёта заклёпок ?
- В чём состоит принцип конструкции резьбовых соединений ?
- Каковы области применения основных типов резьб ?

- Каковы достоинства и недостатки резьбовых соединений ?
- Для чего необходимо стопорение резьбовых соединений ?



ля резьбовых соединений ?
яжке резьбы ?

- Как учитывается погрешность деталей при расчёте резьбового соединения ?



о расчёта ?
резьбы ?
шпифтовых соединений ?

КОЖАНЫЕ ВАЛЫ И ПРУЖИНЫ КРОМЕ ДЕТАЛЕЙ РАСЧЁТА ШТИФТОВ ?

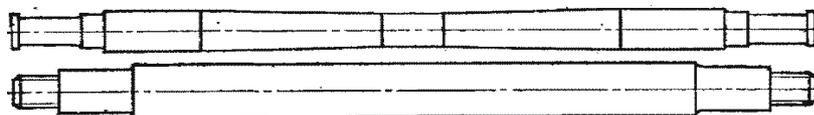
ПЕРЕДАЧ Какова конструкция и основное назначение шпоночных соединений ?

РАБОЧИЕ ОРГАНЫ МАШИНЫ: КОЛЁСА, ДИСКИ И



шпонок ?
лицевых соединений ?
шлицов ?

КОЛЕНЧАТЫЕ ВАЛЫ, НЕСУЩИЕ НА СЕБЕ ШАТУНЫ



поры.

ОСИ ВРАЩАЮЩИЕСЯ И НЕПОДВИЖНЫЕ

ВАЛЫ И ОСИ

Колёса передач установлены на специальных продолговатых деталях круглого сечения. Среди таких деталей различают оси и валы [7,11,38].

Ось – деталь, служащая для удержания колёс и центрирования их вращения. **Вал** – ось, передающая вращающий момент.

Не следует путать понятия "ось колеса", это деталь и "ось вращения", это геометрическая линия центров вращения.

Формы валов и осей весьма многообразны от простейших цилиндров до сложных коленчатых конструкций. Известны конструкции гибких валов, которые предложил шведский инженер Карл де Лаваль ещё в 1889 г.

Форма вала определяется распределением изгибающих и крутящих моментов по его длине. Правильно спроектированный вал представляет собой балку равного сопротивления.

Валы и оси вращаются, а следовательно, испытывают знакопеременные нагрузки, напряжения и деформации. Поэтому поломки валов и осей имеют усталостный характер.



КОЛЕБАНИЯ ИЗГИБНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ ОСИ КОЛЕСНОЙ ПАРЫ В ДВИЖЕНИИ

3. На стадии эксплуатации – неверная регулировка подшипниковых узлов.

Для работоспособности вала или оси необходимо обеспечить:

- объёмную прочность (способность сопротивляться $M_{изг}$ и $M_{крут}$);
- поверхностную прочность (особенно в местах соединения с другими деталями);
- жёсткость на изгиб;
- крутильную жёсткость (особенно для длинных валов).

Все валы в обязательном порядке рассчитывают на объёмную прочность.

Схемы нагружения валов и осей зависят от количества и места установки на них вращающихся деталей и направления действия сил. При сложном нагружении выбирают две ортогональные плоскости (например, фронтальную и горизонтальную) и рассматривают схему в каждой плоскости. Рассчитываются, конечно, не реальные конструкции, а упрощённые расчётные модели, представляющие собой балки на шарнирных опорах, балки с заделкой и даже статически неопределимые задачи [7].

При составлении расчётной схемы валы рассматривают как прямые бруссы, лежащие на шарнирных опорах. При выборе типа опоры полагают, что деформации валов малы и, если подшипник допускает хотя бы небольшой наклон или перемещение цапфы, его считают шарнирно-неподвижной или шарнирно-подвижной опорой. Подшипники скольжения или качения, воспринимающие одновременно радиальные и осевые усилия, рассматривают как шарнирно-неподвижные опоры, а подшипники, воспринимающие только радиальные усилия, - как шарнирно-подвижные.

Такие задачи хорошо известны студентам из курсов теоретической механики (статики) и сопротивления материалов.

Расчёт вала на объёмную прочность выполняют в три этапа.

I. Предварительный расчёт валов

Выполняется на стадии проработки Технического Задания, когда известны только вращающие моменты на всех валах машины. При этом считается, что вал испытывает только касательные напряжения кручения

$$\tau_{кр} = M_{кр} / W_p \leq [\tau]_{кр},$$

где W_p - полярный момент сопротивления сечения.

Для круглого сечения: $W_p = \pi d^3/16$, $[\tau]_{кр} = 15 \div 20 \text{ Н/мм}^2$.

Условие прочности по напряжениям кручения удобно решать относительно диаметра вала

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{кр}}{0,2[\tau]_{кр}}}$$

Это – минимальный диаметр вала. На всех других участках вала он может быть только больше. Вычисленный минимальный диаметр вала округляется до ближайшего большего из нормального ряда. Этот диаметр является исходным для дальнейшего проектирования.

II. Уточнённый расчёт валов

На данном этапе учитывают не только вращающий, но и изгибающие моменты. Выполняется на этапе эскизной компоновки, когда предварительно выбраны подшипники, известна длина всех участков вала, известно положение всех колёс на валу, рассчитаны силы, действующие на вал.

Чертятся расчётные схемы вала в двух плоскостях. По известным силам в зубчатых передачах и расстояниям до опор строятся эпюры изгибающих моментов в горизонтальной и фронтальной плоскостях. Затем вычисляется суммарный изгибающий момент

$$M_{изг_{сумм}} = \sqrt{M_{zy}^2 + M_{xy}^2}.$$

Далее рассчитывается и строится эпюра эквивалентного "изгибающе-вращающего" момента

$$M_{эkv} = \sqrt{M_{изг_{сумм}}^2 + \alpha M_{вр}^2},$$

где $\alpha = 0,75$ или 1 в зависимости от принятой энергетической теории прочности [5], принимаемый большинством авторов равным 1 .

Вычисляется эквивалентное напряжение от совместного действия изгиба и кручения $\sigma_{эkv} = M_{эkv} / W_p$.

Уравнение также решается относительно минимального диаметра вала

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{эkv}}{0,2[\tau]}}.$$

Или то же самое для сравнения с допускаемыми нормальными напряжениями:

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{эkv}}{0,1[\sigma]}}.$$

Полученный в уточнённом расчёте минимальный диаметр вала принимается окончательно для дальнейшего проектирования.

III. Расчёт вала на выносливость

Выполняется как проверочный на стадии рабочего проектирования, когда практически готов рабочий чертёж вала, т.е. известна его точная форма, размеры и все концентраторы напряжений: шпоночные пазы, кольцевые канавки, сквозные и глухие отверстия, посадки с натягом, галтели (плавные, скруглённые переходы диаметров).

При расчёте полагается, что напряжения изгиба изменяются по симметричному циклу, а касательные напряжения кручения – по отнулевому пульсирующему циклу.

Проверочный расчёт вала на выносливость по существу сводится к определению фактического коэффициента запаса прочности n , который сравнивается с допускаемым

$$n = \frac{n_\sigma n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} \geq [n] = 1,5 \div 2.$$

Здесь n_σ и n_τ - коэффициенты запаса по нормальным и касательным напряжениям

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{k_\sigma \sigma_a / \varepsilon_\sigma + \psi_\sigma \sigma_m}, \quad n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{k_\tau \tau_a / \varepsilon_\tau + \psi_\tau \tau_m},$$

где σ_{-1} и τ_{-1} – пределы выносливости материала вала при изгибе и кручении с симметричным циклом; k_σ и k_τ – эффективные коэффициенты концентрации напряжений при изгибе и кручении, учитывающие галтели, шпоночные канавки, пресовые посадки и резьбу; ε_σ и ε_τ – масштабные коэффициенты диаметра вала; σ_a и τ_a – амплитудные значения напряжений; σ_m и τ_m – средние напряжения цикла ($\sigma_m = 0$, $\tau_m = \tau_a$); ψ_σ и ψ_τ – коэффициенты влияния среднего напряжения цикла на усталостную прочность зависят от типа стали.

Вычисление коэффициентов запаса прочности по напряжениям подробно излагалось в курсе "Сопротивление материалов", в разделе "Циклическое напряжённое состояние".

Если коэффициент запаса оказывается меньше требуемого, то сопротивление усталости можно существенно повысить, применив поверхностное упрочнение: азотирование, поверхностную закалку токами высокой частоты, дробеструйный наклёп, обкатку роликами и т.д. При этом можно получить увеличение предела выносливости до 50% и более.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

- Чем различаются валы и оси ?
 - Какой динамический характер имеют напряжения изгиба в валах и осях ?
 - Каковы причины поломок валов и осей ?
- В каком порядке выполняются этапы прочностного расчёта валов ?
 - Какой диаметр определяется в проектировочном расчёте валов ?

ОПОРЫ ВАЛОВ И ОСЕЙ – ПОДШИПНИКИ

Валы и оси поддерживаются специальными деталями, которые являются опорами. Название "подшипник" происходит от слова "шип" (*англ. shaft, нем. zapfen, голл. shiffen – вал*). Так раньше называли хвостовики и шейки вала, где, собственно говоря, подшипники и устанавливаются.

Назначение подшипника состоит в том, что он должен обеспечить надёжное и точное соединение вращающейся (вал, ось) детали и неподвижного корпуса. Следовательно, главная особенность работы подшипника – трение сопряжённых деталей.

По характеру трения подшипники разделяют на две большие группы:

- ➔ подшипники скольжения (трение скольжения);
- ➔ подшипники качения (трение качения).

ПОДШИПНИКИ СКОЛЬЖЕНИЯ

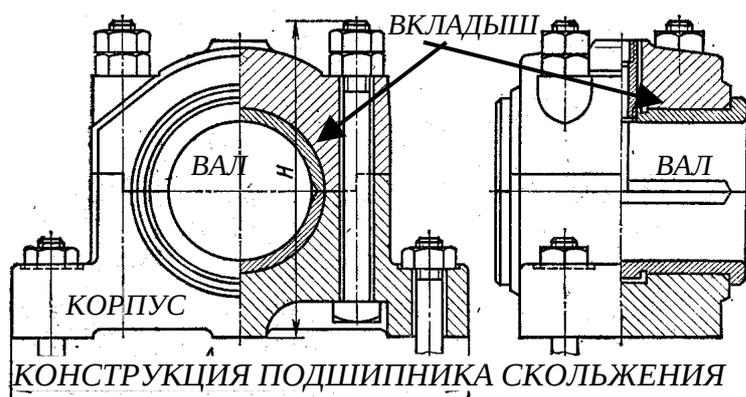
Основным элементом таких подшипников является вкладыш из антифрикционного материала или, по крайней мере, с антифрикционным покрытием. Вкладыш устанавливают (вкладывают) между валом и корпусом подшипника [43].

Трение скольжения безусловно больше трения качения, тем не менее, достоинства подшипников скольжения заключаются в многообразных областях использования:

- + в разъёмных конструкциях (см. рисунок);
- + при больших скоростях вращения (газодинамические подшипники в турбореактивных двигателях при $n > 10\,000$ об/мин);
- + при необходимости точного центрирования осей;
- + в машинах очень больших и очень малых габаритов;
- + в воде и других агрессивных средах.

Недостатки таких подшипников – трение и потребность в дорогих антифрикционных материалах.

Кроме того, подшипники скольжения применяют во вспомогательных,



тихоходных,

малоответственных

механизмах.

Характерные дефекты и поломки подшипников скольжения вызваны трением

[41]:

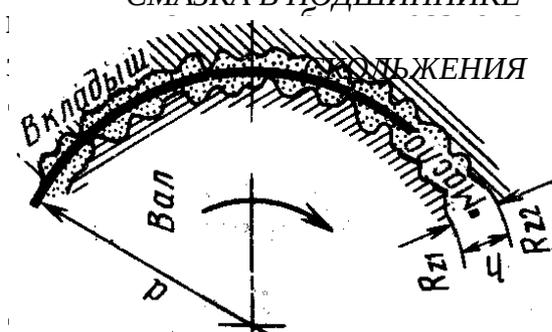
- температурные дефекты (заедание и выплавление вкладыша);
- абразивный износ;
- усталостные разрушения вследствие пульсации нагрузок.

При всём многообразии и сложности конструктивных вариантов подшипниковых узлов скольжения принцип их устройства состоит в том, что между корпусом и валом устанавливается тонкостенная втулка из антифрикционного материала, как правило, бронзы или бронзовых сплавов, а для малонагруженных механизмов из пластмасс. Имеется успешный опыт эксплуатации в тепловозных дизелях М753 и М756 тонкостенных биметаллических вкладышей толщиной не более 4 мм, выполненных из стальной полосы и алюминиево-оловянного сплава АО 20-1.

Большинство радиальных подшипников имеет цилиндрический вкладыш, который, однако, может воспринимать и осевые нагрузки за счёт галтелей на валу и закругления кромок вкладыша. Подшипники с коническим вкладышем

применяются редко, их используют при небольших нагрузках, когда необходимо систематически устранять ("отслеживать") зазор от износа подшипника для сохранения точности механизма.

Для правильной работы подшипников без износа поверхности цапфы и



и слоем смазки достаточной толщины. В подшипнике в нём может быть:

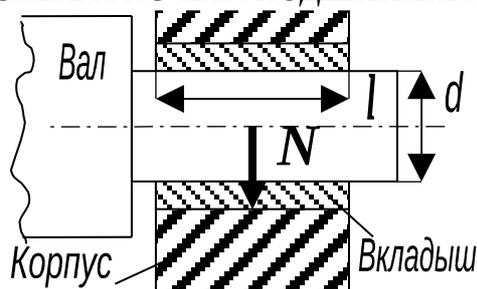
эти поверхности вала и вкладыша разделены. Если сумма высот шероховатости вала и вкладыша больше суммы высот шероховатости вкладыша, воспринимает внешнюю нагрузку, изолируя вала от вкладыша. Соппротивление движению очень

и неровности вала и вкладыша могут касаться друг друга и в этих местах происходит их схватывание и отрыв частиц вкладыша. Такое трение приводит к абразивному износу даже без попадания пыли извне.

Обеспечение режима жидкостного трения является основным критерием расчёта подшипника скольжения. При этом одновременно обеспечивается работоспособность по критериям износа и заедания.

Критерием прочности, а следовательно, и работоспособности подшипника скольжения являются контактные напряжения в зоне трения или, что, в принципе, то же самое – контактное

СХЕМА РАСЧЁТА ПОДШИПНИКА



давление. Расчётное контактное давление сравнивают с допускаемым $p = N / (l d) \leq [p]$. Здесь N – сила нормального давления вала на втулку (реакция опоры), l – рабочая длина втулки подшипника, d – диаметр цапфы вала.

Иногда удобнее сравнивать расчётное и допускаемое произведение давления на скорость скольжения. Скорость скольжения

легко рассчитать, зная диаметр и частоту вращения вала.

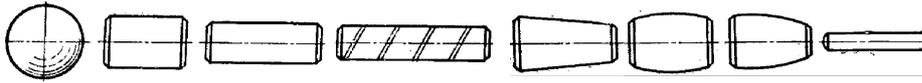
$$pV = \frac{NV}{ld} = \frac{2\pi * ndN}{60ld * 2} = \frac{Nn\pi}{60l} \leq [pV] = 2 \div 10 \frac{Нм}{мм^2сек}$$

Произведение давления на скорость скольжения характеризует тепловыделение и износ подшипника. Наиболее опасным является момент пуска механизма, т.к. в покое вал опускается ("ложится") на вкладыш и при начале движения неизбежно сухое трение.

ПОДШИПНИКИ КАЧЕНИЯ

Принцип их конструкции заключается в наличии между валом и корпусом группы одинаковых круглых тел, называемых телами качения [2,28].

ТЕЛА КАЧЕНИЯ, ПРИМЕНЯЕМЫЕ В ПОДШИПНИКАХ



Это могут быть и шарик, или ролики (короткие толстые либо длинные

иглообразные), или конические ролики, или бочкообразные, или даже спиралевидные пружины. Обычно подшипник выполняется как самостоятельная сборочная единица, состоящая из наружного и внутреннего колец, между которыми и помещены тела качения.

Тела качения во избежание ненужного контакта друг с другом и равномерного распределения по окружности заключены в специальную кольцеобразную обойму – сепаратор (лат. *Separatum* – разделять).

В некоторых конструкциях, где приходится бороться за уменьшение радиальных габаритов, применяются т.н. "бескольцевые" подшипники, когда тела качения установлены непосредственно между валом и корпусом. Однако нетрудно догадаться, что такие конструкции требуют сложной, индивидуальной, а, следовательно, и дорогой сборки-разборки.

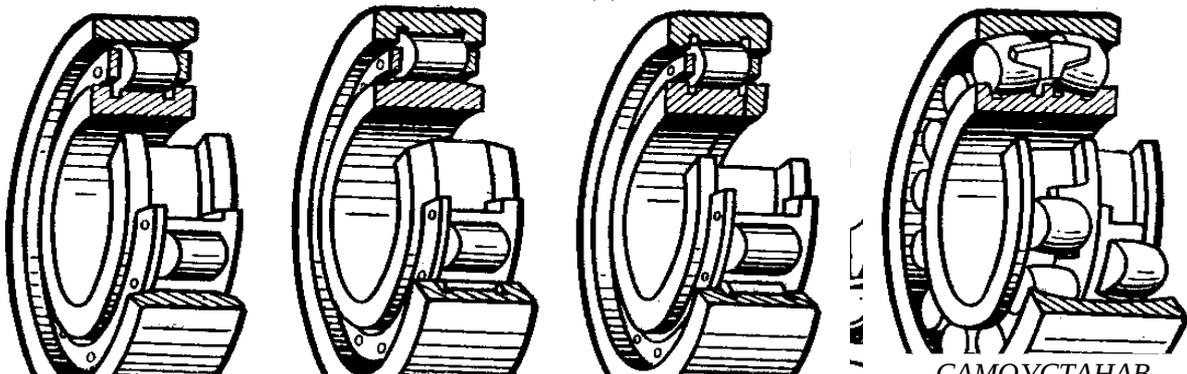
Достоинства подшипников качения:

- + низкое трение, низкий нагрев;
- + экономия смазки;
- + высокий уровень стандартизации;
- + экономия дорогих антифрикционных материалов.

Недостатки подшипников качения:

- высокие габариты (особенно радиальные) и вес;
- высокие требования к оптимизации выбора типоразмера;
- слабая виброзащита, более того, подшипники сами являются генераторами вибрации за счёт даже очень малой неизбежной

РОЛИКОВЫЕ ПОДШИПНИКИ



ЦИЛИНДРИЧЕСКИЕ РОЛИКОВЫЕ РАДИАЛЬНЫЕ

САМОУСТАНОВ-

РАДИАЛЬНЫЙ

ЛИВАЮЩИЙСЯ / ТИ САМОУСТАНОВЛИ-

→ Роли грузс спосс По

ВАЮЩИЙСЯ (более ащения не

КОНИЧЕСКИ

ИГОЛЬЧАТЫЙ

ерий:



По осевым габаритам подшипники сгруппированы в четыре серии:

По классам точности подшипники различают следующим образом:

- "0" – нормального класса;
- "6" – повышенной точности;
- "5" – высокой точности;
- "4" – особовысокой точности;
- "2" – сверхвысокой точности.

При выборе класса точности подшипника необходимо помнить о том, что "чем точнее, тем дороже".

По воспринимаемым силам все подшипники делятся на четыре группы. Вычислив радиальную F_r и осевую F_a реакции опор вала, конструктор может выбрать:

- **Радиальные** подшипники (если $F_r \ll F_a$), воспринимающие только радиальную нагрузку и незначительную осевую. Это цилиндрические роликовые (если $F_a = 0$) и радиальные шариковые подшипники.
- **Радиально-упорные** подшипники (если $F_r > F_a$), воспринимающие большую радиальную и меньшую осевую нагрузки. Это радиально-упорные шариковые и конические роликовые с малым углом конуса.
- **Упорно-радиальные** подшипники (если $F_r < F_a$), воспринимающие большую осевую и меньшую радиальную нагрузки. Это конические роликовые подшипники с большим углом конуса.
- **Упорные подшипники**, "подпятники" (если $F_r \ll F_a$), воспринимающие только осевую нагрузку. Это упорные шариковые и упорные роликовые подшипники. Они не могут центрировать вал и применяются только в сочетании с радиальными подшипниками.

Материалы подшипников качения назначаются с учётом высоких требований к твёрдости и износостойкости колец и тел качения.

Здесь используются шарикоподшипниковые высокоуглеродистые хромистые стали ШХ15 и ШХ15СГ, а также цементируемые легированные стали 18ХГТ и 20Х2Н4А.

Твёрдость колец и роликов обычно **HRC 60 ÷ 65**, а у шариков немного больше – **HRC 62 ÷ 66**, поскольку площадка контактного давления у шарика меньше. Сепараторы изготавливают из мягких углеродистых сталей либо из антифрикционных бронз для высокоскоростных подшипников. Широко внедряются сепараторы из дюралюминия, металлокерамики, текстолита, пластмасс.

6.2.1. Причины поломок и критерии расчёта подшипников

Главная особенность динамики подшипника – знакопеременные нагрузки.

Циклическое перекачивание тел качения может привести к появлению усталостной микротрещины. Постоянно прокатывающиеся тела качения вдавливают в эту микротрещину смазку. Пульсирующее давление смазки расширяет и расшатывает микротрещину, приводя к **усталостному выкрашиванию** и, в конце концов, к поломке кольца. Чаще всего ломается внутреннее кольцо, т.к. оно меньше наружного и там, следовательно, выше удельные нагрузки. Усталостное выкрашивание – основной вид выхода из строя подшипников качения.

В подшипниках также возможны статические и динамические перегрузки, разрушающие как кольца, так и тела качения.

Следовательно, при проектировании машины необходимо определить, во-первых, количество оборотов (циклов), которое гарантированно выдержит подшипник, а, во-вторых – максимально допустимую нагрузку, которую выдержит подшипник.

Вывод: работоспособность подшипника сохраняется при соблюдении двух критериев:

- ➔ Долговечность.
- ➔ Грузоподъёмность.

Расчёт номинальной долговечности подшипника

Номинальная долговечность это число циклов (или часов), которые подшипник должен проработать до появления первых признаков усталости. Существует эмпирическая (найденная из опыта) зависимость для определения номинальной долговечности $L_n = (C / P)^\alpha$, [млн. оборотов], где C – грузоподъёмность, P – эквивалентная динамическая нагрузка, $\alpha = 0,3$ для шариков, $\alpha = 0,33$ для роликов.

Номинальную долговечность можно вычислить и в часах

$$L_h = (10^6 / 60 n) L_n, \text{ [часов]},$$

где n – частота вращения вала.

Эквивалентная динамическая нагрузка это такая постоянная нагрузка, при которой долговечность подшипника та же, что и при реальных условиях работы. Здесь для радиальных и радиально упорных подшипников подразумевается радиальная нагрузка, а для упорных и упорно-радиальных - центральная осевая нагрузка.

Эквивалентная динамическая нагрузка вычисляется по эмпирической формуле

$$P = (V X F_r + Y F_a) K_B K_T,$$

где F_r, F_a – радиальная и осевая реакции опор;

V – коэффициент вращения вектора нагрузки ($V = 1$ если вращается внутреннее кольцо, $V = 1,2$ если вращается наружное кольцо)

X, Y – коэффициенты радиальной и осевой нагрузок, зависящие от типа подшипников, определяются по справочнику;

K_B – коэффициент безопасности, учитывающий влияние динамических условий работы ($K_B = 1$ для передач, $K_B = 1,8$ для подвижного состава),

K_T – коэффициент температурного режима (до 100°C $K_T = 1$).

Грузоподъёмность это постоянная нагрузка, которую группа идентичных подшипников выдержит в течение одного миллиона оборотов. Здесь для радиальных и радиально упорных подшипников подразумевается радиальная нагрузка, а для упорных и упорно-радиальных - центральная осевая нагрузка. Если вал вращается медленнее одного оборота в минуту, то речь идёт о статической грузоподъёмности C_0 , а если вращение быстрее одного оборота в минуту, то говорят о динамической грузоподъёмности C . Величина грузоподъёмности рассчитывается при проектировании подшипника, определяется на экспериментальной партии подшипников и заносится в каталог.

Методика выбора подшипников качения

Опытный проектировщик может назначать конкретный тип и размер подшипника, а затем делать проверочный расчёт. Однако здесь требуется большой конструкторский опыт, ибо в случае неудачного выбора может не выполниться условие прочности, тогда потребуется выбрать другой подшипник и повторить проверочный расчёт.

Во избежание многочисленных "проб и ошибок" можно предложить методику выбора подшипников, построенную по принципу проектировочного расчёта, когда известны нагрузки, задана требуемая долговечность, а в результате определяется конкретный типоразмер подшипника из каталога [31].

Методика выбора состоит из пяти этапов:

1. Вычисляется требуемая долговечность подшипника исходя из частоты вращения и заданного заказчиком срока службы машины.
2. По найденным ранее реакциям опор выбирается тип подшипника (радиальный, радиально-упорный, упорно-радиальный или упорный), из справочника находят коэффициенты радиальной и осевой нагрузок X, Y .

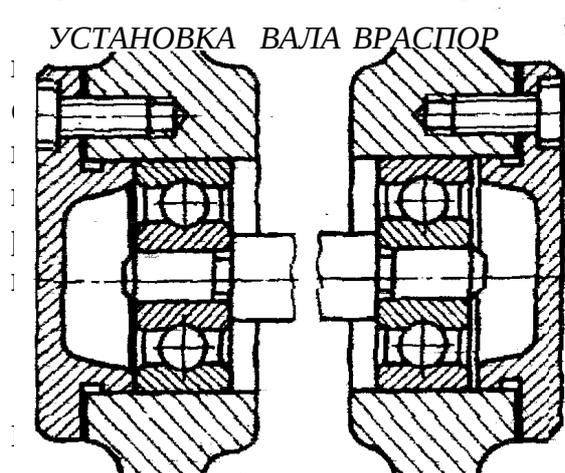
3. Рассчитывается эквивалентная динамическая нагрузка.
4. Определяется требуемая грузоподъёмность $C = P * L^{(1/\alpha)}$.
5. По каталогу, исходя из требуемой грузоподъёмности, выбирается конкретный типоразмер ("номер") подшипника, причём должны выполняться два условия:
 - грузоподъёмность по каталогу не менее требуемой;
 - внутренний диаметр подшипника не менее диаметра вала.

Особенности проектирования подшипниковых узлов

Неточность монтажа, нагрев, деформации вала могут привести к заклиниванию вращающихся колёс, что, особенно в момент движения, чревато весьма неприятными последствиями. Предотвращение этого достигается различными мероприятиями [2, 14,24,25]:

Схемы установки подшипников

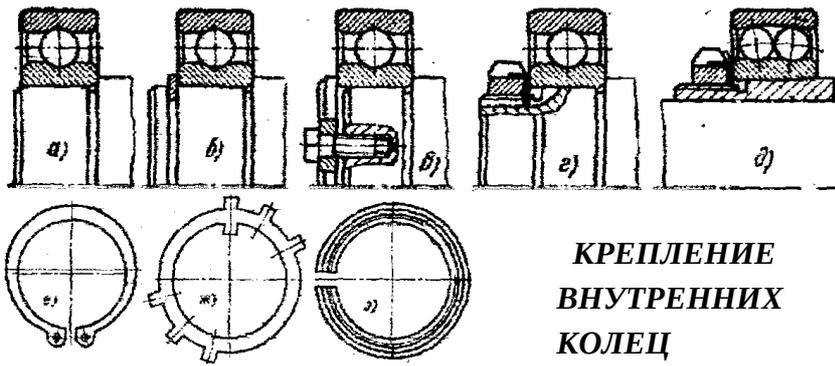
Применяют фиксированные и плавающие опоры. В фиксированных внутренние и наружные кольца неподвижны в осевом направлении. В плавающих внешнее кольцо может перемещаться в осевом направлении за счёт установки подшипника в специальном стакане с зазором. Плавающей обычно делают ту опору, где меньше радиальная нагрузка. При большом расстоянии между опорами (вал червяка) фиксированная опора для жёсткости имеет два подшипника. Для свободных температурных перемещений подходят радиальные роликоподшипники с цилиндрическими роликами и радиальные шарикоподшипники с незакреплёнными наружными кольцами.



нагреве можно устанавливать на подшипники фиксирует осевое смещение вала в одну а с фиксацией подшипников враспор удобна допусков на линейные размеры и опасна гия при нагреве. При установке враспор для ют осевой зазор, а для радиально-упорных зку.

тусе

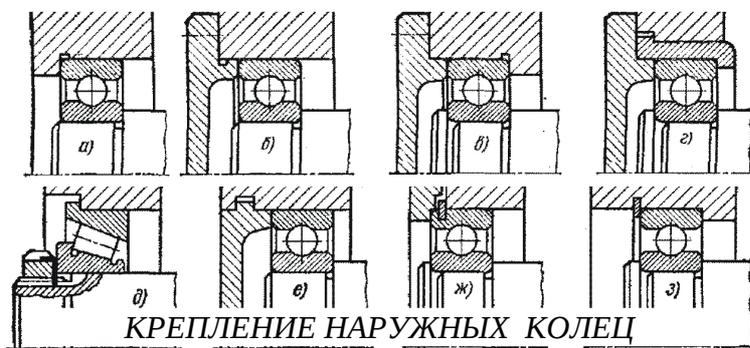
Для восприятия осевых нагрузок кольца подшипника закрепляют на валу и в корпусе.



**КРЕПЛЕНИЕ
ВНУТРЕННИХ
КОЛЕЦ**

Для закрепления внутренних колец на валу применяются различные средства:

- уступы вала (а);
- пружинные стопорные кольца (б,е);
- торцовые шайбы (в);
- упорные гайки (г,ж);
- конические разрезные втулки (д,з).



КРЕПЛЕНИЕ НАРУЖНЫХ КОЛЕЦ

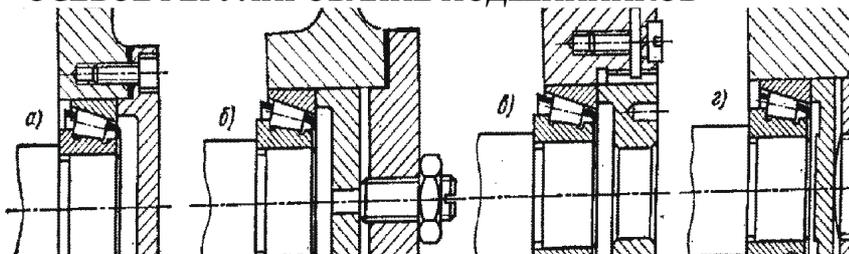
Для фиксации наружных колец применяют:

- уступы в корпусе и стакане (а);
- крышки (б);
- крышки и уступы (в,г);
- упорные борта (д);
- врезные крышки при разъёмных корпусах (е);
- пружинные кольца (ж,з).

Радиально-упорные подшипники требуют осевого регулирования, которое делается смещением наружного кольца:

- прокладками из металла (а);

ОСЕВОЕ РЕГУЛИРОВАНИЕ ПОДШИПНИКОВ

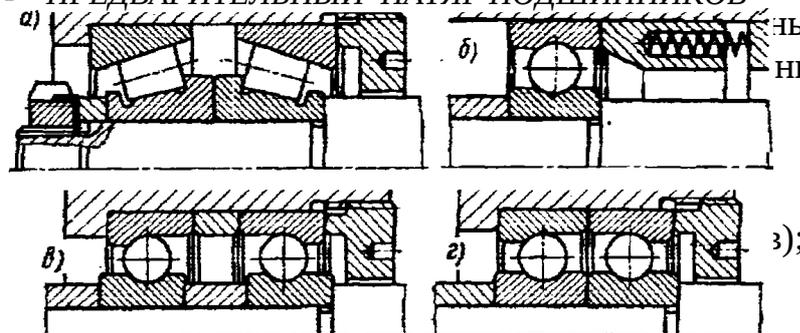


- крепёжным винтом (б,г) при малых осевых силах;
- резьбовой крышкой или кольцом (в).

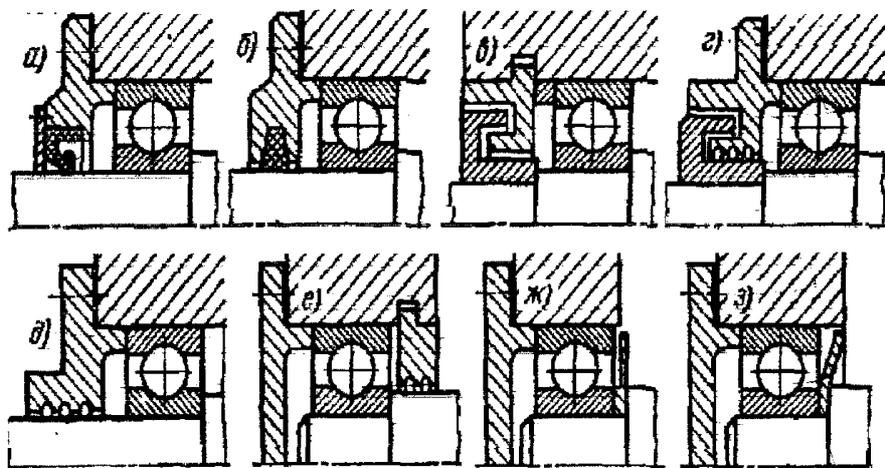
Жёсткость подшипников и их предварительный натяг

Деформации подшипников качения примерно равны деформациям валов. Поддержание высокой жёсткости подшипниковых узлов обеспечивает точность вращения системы. Максимальную жёсткость имеют точные

Р⁰ ПРЕДВАРИТЕЛЬНЫЙ НАТЯГ ПОДШИПНИКОВ



ым натягом, суть которого в ния. Это достигается взаимным



УПЛОТНЕНИЯ ПОДШИПНИКОВЫХ УЗЛОВ

→ → шлифовкой торцов колец (г).

Излишний преднатяг приводит к усилению износа сепаратора из-за набегания на него части тел качения и отставания другой части в связи с разными их диаметрами.

Уплотняющие устройства

Это специальные детали, выполненные из мягких упругих материалов (мягкие металлы, резина, пластмасса, войлок и т.п.), которые предотвращают вытекание смазки из подшипниковых узлов и попадание в них загрязнения.

По принципу действия уплотнения разделяются на:

- контактные манжетные, войлочные, с металлическими кольцами (а,б), применяются на низких и средних скоростях, дают плотный контакт подвижных и неподвижных деталей;
- щелевые и лабиринтные, препятствуют протеканию жидкостей и даже газа через каскад щелей и камер (в,г,д,е), так, типовая букса грузового вагона имеет четырёхкамерное лабиринтное уплотнение с зазором 0,8 мм;
- центробежные (ж,з);
- комбинированные.

Известны конструкции подшипников со встроенными уплотнениями.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

- Что является обязательным элементом в конструкции подшипников скольжения ?
- Какие поломки наблюдаются у подшипников скольжения ?
- Для чего в подшипниках качения применяется смазка ?
- Какие режимы трения возможны в подшипниках скольжения со смазкой ?
- Что считается критерием работоспособности подшипников качения ?
- В чём заключается принцип конструкции подшипников качения ?
- Какие тела качения применяются в подшипниках ?
- Для чего в подшипниках качения устанавливают сепаратор ?
- Каковы достоинства и недостатки подшипников качения ?
- По каким признакам классифицируются подшипники качения ?
- Какие типы подшипников назначаются в зависимости от действующих в опорах нагрузок ?
- Каковы причины поломок и критерии расчёта подшипников качения ?
- Что такое долговечность подшипника ?
- Что такое грузоподъёмность подшипника ?
- Что такое эквивалентная динамическая нагрузка на подшипник и как она определяется ?
- Как фиксируются внутреннее и наружное кольца подшипника качения ?
- Как и зачем регулируется жёсткость подшипника качения ?

Лекция 15. Расчет зубчатых передач

Выбор материалов зубчатых передач и вида термообработки

При выборе материала зубчатых колес следует учитывать назначение проектируемой передачи, условия эксплуатации, требования к габаритным размерам и возможную технологию изготовления колёс. Основным материалом для изготовления зубчатых колёс является сталь. Необходимую твердость в сочетании с другими механическими характеристиками (а следовательно, желаемые габариты и массу передачи) можно получить за счет назначения соответствующей термической или химико-термической обработки стали.

В условиях индивидуального и мелкосерийного производства, в мало- и средненагруженных передачах, а также в передачах с большими габаритами колес (когда термическая обработка их затруднена) обычно применяют стали с твердостью не более 350 НВ, которая обеспечивается нормализацией или термоулучшением материала. При этом возможно чистовое нарезание зубьев непосредственно после термообработки с высокой точностью изготовления, а

при работе передачи обеспечивается хорошая прирабатываемость зубьев без хрупкого разрушения их при динамических нагрузках.

Для равномерного изнашивания зубьев и лучшей их прирабатываемости твёрдость шестерни HB1 рекомендуют назначать больше твёрдости HB2 колеса не менее чем на (10...15) HB.

В условиях крупносерийного и массового производства целесообразно применять зубчатые колеса с высокотвёрдыми зубьями. При твердости более 350 HB её обычно выражают в единицах Роквелла - HRC ($1 \text{ HRC} \approx 10 \text{ HB}$).

Такая твердость обеспечивается после проведения упрочняющих видов термической и химикотермической обработки: закалки (объемной или поверхностной), цементации с последующей закалкой, азотирования и др.

Применение высокотвёрдых материалов является резервом повышения нагрузочной способности зубчатых передач, уменьшения их габаритов и массы. Однако с высокой твердостью материала связаны дополнительные трудности: плохая прирабатываемость зубьев, прогрессирующее усталостное выкрашивание рабочих поверхностей зубьев, необходимость проведения термообработки после зубонарезания. Большинство видов упрочняющей термообработки сопровождается значительным короблением зубьев. Для исправления формы зубьев, восстановления требуемой степени точности требуются дополнительные дорогостоящие зубоотделочные операции (шлифование, полирование, притирка и т.п.), что удлинит технологический процесс изготовления зубчатых колес и значительно повышает стоимость передачи.

Рекомендуемые для изготовления зубчатых колес марки конструкционных сталей, виды их термообработки и соответствующие основные механические характеристики приведены в табл. 2.1. При этом важно, чтобы размеры заготовок колес (диаметр $D_{заг}$ и толщина обода или диска $S_{заг}$) не превышали предельных значений $D_{пред}$ и $S_{пред}$.

Таблица 2.1

Механические характеристики сталей

Марка стали	$D_{пред}$, мм	$S_{пред}$, мм	Термообработка	Твёрдость заготовки		σ_B	σ_T	σ_{-1}
				поверхности	сердцевины			
1	2	3	4	5	6	7	8	9
35	-	-	H	163...192 HB		550	270	235
40	120	60	У	192...228 HB		700	400	300
45	-	-	H	179...207 HB		600	320	260
45	125	80	У	235...262 HB		780	540	335
45	80	50	У	269...302 HB		890	650	380
40X	200	135	У	235...262 HB		790	640	375

40X	125	80	У	269...302 HB		900	750	410
40X	125	80	У+ТВЧ	45...50 HRC _э	269...302 HB	900	750	410
40ХН	315	200	У	235...262 HB		800	630	380
40ХН	200	125	У	269...302 HB		920	750	420
40ХН	200	125	У+ТВЧ	48...53 HRC _э	269...302 HB	920	750	420
35ХМ	315	200	У	235...262 HB		800	670	380
35ХМ	200	125	У	269...302 HB		920	790	420
35ХМ	200	125	У+ТВЧ	48...53 HRC _э	269...302 HB	920	790	420
35Л	-	-	Н	163...207 HB		550	270	235
40Л	-	-	Н	147 HB		520	295	225
45Л	315	200	У	207...235 HB		680	440	285
40ГЛ	315	200	У	235...262 HB		850	600	365
20X 18ХГТ 12ХНЗ А	200	125	У+ЦК	56...63 HRC _э	300...400 HB	900	800	400
38ХМ ЮА	-	-	А	57...67 HRC _э	30...35 HRC	1050	900	500
35ХМ 40ХН	-	40	З	45...53 HRC		1060	1400	500

Примечания:

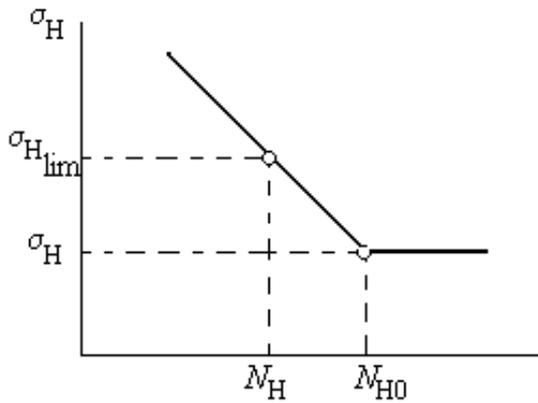
1. В графе "Термообработка" приняты следующие обозначения:

Н - нормализация, У - улучшение, ТВЧ - закалка токами высокой частоты, З – объемная закалка, ЦК – цементация, А - азотирование.

2. Для цилиндрических и конических колёс с выточками принять меньшее из значений Dзаг, Sзаг.

Расчет допускаемых напряжений

Допускаемые контактные напряжения. Расчет на усталость рабочих поверхностей зубьев колес при циклических контактных напряжениях базируется на экспериментальных кривых усталости [1], которые обычно строят в полулогарифмических координатах (рис.2.1).



Здесь: σ_H - наибольшее напряжение цикла, N_H - число циклов нагружений, $\sigma_{H\lim}$ (σ_{H0})* - предел выносливости материала, N_{HG} (N_{H0}) - базовое число циклов (абсцисса точки перелома кривой усталости).

Рис. 2.1

* В расчётных формулах данного раздела в скобках приведены условные обозначения величин, принятые в технической литературе более ранних лет издания.

Допускаемое контактное напряжение рассчитывают для каждого зубчатого колеса передачи по формуле

$$[\sigma_H]_{1,2} = \frac{\sigma_{H\lim 1,2}}{S_{H1,2}} Z_{N1,2}$$

где $\sigma_{H\lim 1,2}$ определяют по эмпирическим зависимостям, указанным в табл.2.2;

$S_{H1,2}$ - коэффициент безопасности, рекомендуют назначать $S_H = 1,1$ при нормализации, термоулучшении или объемной закалке зубьев (при однородной структуре материала по всему объему); $S_H = 1,2$ при поверхностной закалке, цементации, азотировании (при неоднородной структуре материала по объему зуба);

Z_N (K_{HL}) - коэффициент долговечности,

$$Z_{N1,2} = \sqrt[6]{\frac{N_{HG1,2}}{N_{H1,2}}} \geq 1, \quad \begin{array}{l} \text{но } \leq 2,6 \text{ при } S_H = 1,1; \\ \text{и } \leq 1,8 \text{ при } S_H = 1,2. \end{array}$$

Если $N_{H1,2} \geq N_{HG1,2}$, то следует принимать $Z_{N1,2} = 1$.

Коэффициент Z_N учитывает возможность повышения допускаемых напряжений для кратковременно работающих передач (при $N_H < N_{HG}$).

Расчет числа циклов перемены напряжений выполняют с учетом режима нагружения передачи. Различают режимы постоянной и переменной нагрузки. При постоянном режиме нагрузки расчетное число циклов напряжений

$$N_{H1,2} = 60c n_{1,2} t$$

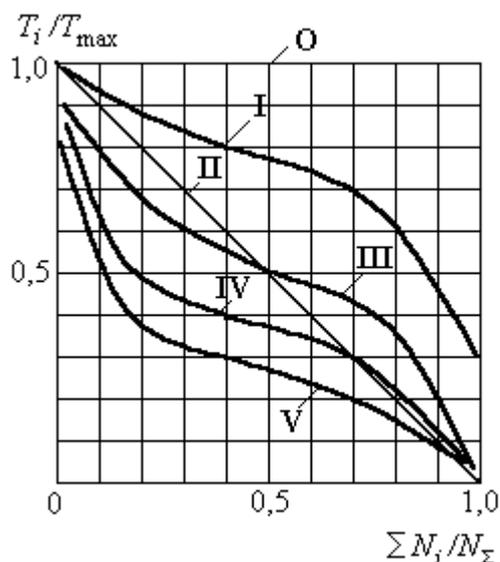
где c - число зацеплений зуба за один оборот (для проектируемого редуктора $c=1$);

$n_{1,2}$ - частота вращения того зубчатого колеса, по материалу которого определяют допускаемые напряжения, об/мин;

t – время работы передачи (ресурс) в часах; $t = Lh$.

Постоянный режим нагрузки является наиболее тяжелым для передачи, поэтому его принимают за расчетный также в случае неопределенного (незадаваемого) режима нагружения.

Большинство режимов нагружения современных машин сводятся приблизительно к шести типовым режимам (рис.2.2):



- O - постоянный,
- I - тяжелый,
- II - средний равновероятный,
- III - средний нормальный,
- IV - легкий,
- V - особо легкий

Рис.2.2

Режим работы передачи с переменной нагрузкой при расчете допускаемых контактных напряжений заменяют некоторым постоянным режимом, эквивалентным по усталостному воздействию. При этом в формулах расчетное число циклов N_H перемены напряжений заменяют эквивалентным числом циклов N_{HE} до разрушения при расчетном контактном напряжении.

$$N_{HE1,2} = \mu_H \cdot N_{H1,2},$$

где $\mu_H(K_{HE})$ - коэффициент эквивалентности, значения которого для типовых режимов нагружения приведены в табл.2.3.

Таблица 2.3

Ре- жим ра- боты	Расчёт на контакт. усталость			Расчёт на изгибную усталость					
	Термоо б работка	m/ 2	μ_H (K_{HE})	Термическая обработка	m	μ_F (K_{FE})	Термическ. обработка	m	μ_F (K_{FE})
0			1,0	улучшение,	6	1,0	закалка объёмная,		1,0
I			0,5			0,3			0,20

II	любая	3	0,25	нормализация , азотирование	66	0,14	поверхност - ная, цементация	9	0,10
III			0,18			0,06		0,04	
IV			0,125			0,038		0,016	
V			0,063			0,013		0,004	

Базовое число циклов NHG перемены напряжений, соответствующее пределу контактной выносливости $\sigma_{H \text{ lim}}$, определяют по графику на рис.2.2 в зависимости от твердости поверхности зуба или рассчитывают по эмпирическим следующим зависимостям

$$N_{HG1,2} = 30 \cdot HB_{1,2}^{2,4} \approx HB_{1,2}^3 \leq 120 \cdot 10^6$$

Из двух значений (для зубьев шестерни и колеса) рассчитанного по формуле (2.1) допускаемого контактного напряжения в дальнейшем за расчетное принимают:

- для прямозубых (цилиндрических и конических) передач - меньшее из двух значений допускаемых напряжений $[\sigma_{H1}]$ и $[\sigma_{H2}]$;

- для косозубых цилиндрических передач с твердостью рабочих поверхностей зубьев $H1$ и $H2 \geq 350$ HB - меньшее из двух напряжений $[\sigma_{H1}]$ и $[\sigma_{H2}]$;

- для косозубых цилиндрических передач, у которых зубья шестерни значительно (не менее 70...80 HB) тверже зубьев колеса -

$$[\sigma_H] = 0,5 ([\sigma_{H1}] + [\sigma_{H2}]) \leq 1,25 [\sigma_H]_{\text{min}},$$

где $[\sigma_H]_{\text{min}}$ - меньшее из значений $[\sigma_{H1}]$ и $[\sigma_{H2}]$.

Допускаемые напряжения изгиба. Расчет зубьев на изгибную выносливость выполняют отдельно для зубьев шестерни и колеса, для которых вычисляют допускаемые напряжения изгиба по формуле [1]

$$[\sigma_F]_{1,2} = \frac{\sigma_{F \text{ lim}1,2}}{S_{F1,2}} \cdot Y_A \cdot Y_{N1,2}$$

где $\sigma_{F \text{ lim}}(\sigma_{F0})$ - предел выносливости зубьев по напряжениям изгиба, значения которого приведены в табл. 2.2;

SF - коэффициент безопасности, рекомендуют SF = 1,5...1,75 (смотри табл. 2.2);

YA(KFC) - коэффициент, учитывающий влияние двустороннего приложения нагрузки (например, реверсивные передачи), при односторонней нагрузке YA = 1 и при реверсивной YA = 0,7...0,8 (здесь большие значения назначают при H1 и H2 > 350 HB);

YN(KFL) - коэффициент долговечности, методика расчета которого аналогична расчету ZN (смотри выше).

$$\text{При } H \leq 350 \text{ НВ} \quad Y_{N1,2} = \sqrt[6]{\frac{N_{FG}}{N_{FE1,2}}} \geq 1, \text{ но } \leq 4.$$

$$\text{При } H > 350 \text{ НВ} \quad Y_{N1,2} = \sqrt[9]{\frac{N_{FG}}{N_{FE1,2}}} \geq 1, \text{ но } \leq 2,6.$$

При $N_{FE1,2} \geq N_{FG}$ следует принимать $Y_{N1,2} = 1$. Рекомендуют принимать для всех сталей $N_{FG} = 4 \cdot 10^6$. При постоянном режиме нагружения передачи $N_{FE1,2} = N_{F1,2} = N_{H1,2} = 60 \cdot c \cdot n_{1,2} \cdot t$.

При переменных режимах нагрузки, подчиняющихся типовым режимам нагружения (рис.2.2),

$$N_{FE1,2} = \mu_F \cdot N_{F1,2},$$

где $\mu_F (K_{FE})$ принимают по табл. 2.3.

2.3. Проектный расчёт закрытой цилиндрической зубчатой передачи

При проектном расчёте прежде всего определяют главный параметр цилиндрической передачи – межосевое расстояние a_w , в мм. Расчёт производят по следующим формулам [1]:

- для прямозубой передачи

$$a_w = 0,85(u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot K_{H\beta} \cdot E_{пр}}{[\sigma_H]^2 \cdot u^2 \cdot \psi_{ba}}};$$

- для косозубой передачи

$$a_w = 0,75(u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot K_{H\beta} \cdot E_{пр}}{[\sigma_H]^2 \cdot u^2 \cdot \psi_{ba}}}.$$

В указанных формулах знак "+" принимают в расчётах передачи внешнего зацепления, а знак "-" - внутреннего зацепления.

Рекомендуется следующий порядок расчётов.

При необходимости определяют (или уточняют) величину вращающего момента на колесе передачи T_2 в Н·мм. В случае задания в исходных данных на курсовой проект вращающего момента $T_{вых}$ номинальный момент на колесе

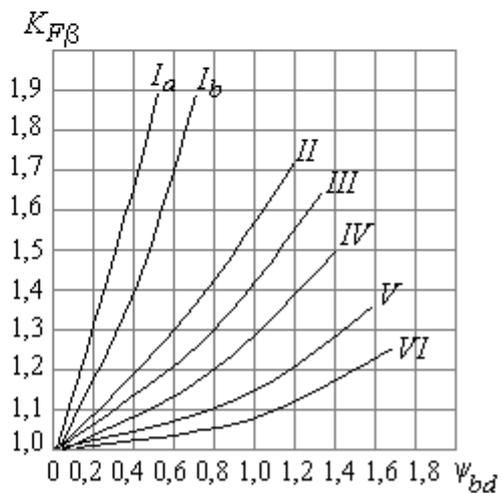
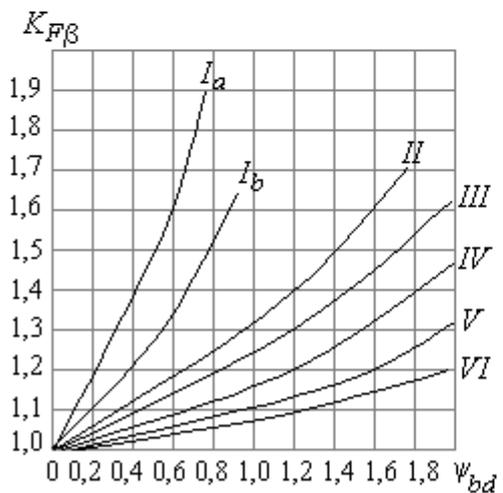
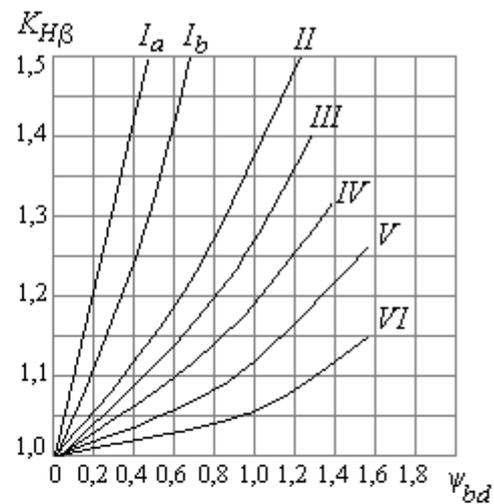
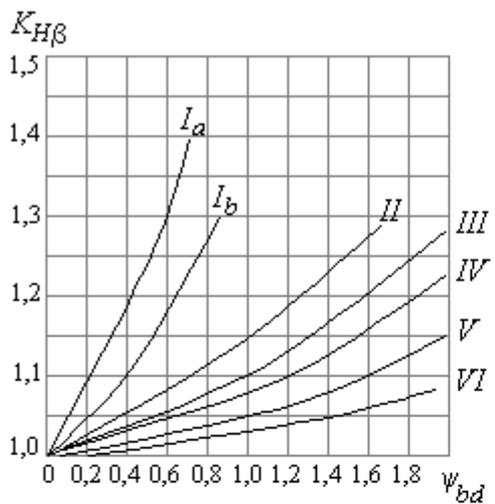
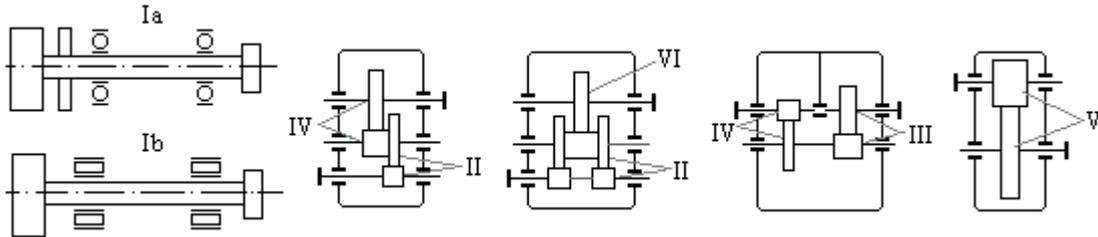
$$T_2 = \frac{10^3 \cdot T_{вых}}{\eta_{nk}}$$

рассчитываемой передачи η_{nk} . При задании полезной мощности привода $P_{пол}$ (кВт) номинальный вращающий момент на колесе рассчитывают

по формуле $T_2 = 9550 \frac{P_{\text{пол.}}}{n_2} \cdot 10^3$, где n_2 - частота вращения вала колеса, мин⁻¹.

Из табл. 2.4 назначают относительную ширину колёс $\psi_{ba} = b_w/a_w$ в соответствии со схемой расположения колес относительно опор и выбранной ранее твёрдостью поверхностей зубьев. Большие значения ψ_{ba} целесообразно принимать для передач с постоянными или близкими к ним нагрузками. В дальнейшем в расчетах может встретиться относительная ширина колес

$$\psi_{bd} = b_w/d_{w1}, \text{ которую рассчитывают с учетом зависимости } \psi_{bd} = \frac{\psi_{ba}(u_p \pm 1)}{2}.$$



а) При $HB_2 < 350$

б) При $HB_1 > 350$ и $HB_2 > 350$

Рис.2.3

Коэффициент неравномерности нагрузки по длине контакта $KH\beta$ выбирают по кривым на графиках рис. 2.3 а, б в соответствии с расположением колёс относительно опор и твёрдостью рабочих поверхностей зубьев колёс.

Приведённый модуль упругости $E_{пр}$ в случае различных материалов колёс рассчитывают по соотношению

$$E_{пр} = \frac{2E_1E_2}{E_1 + E_2}.$$

Если в передаче используется для изготовления колёс один материал (например, сталь с $E = 2.1 \cdot 10^5$ МПа или чугун с $E = 0.9 \cdot 10^5$ МПа), тогда $E_{пр} = E$, МПа.

Таблица 2.4

Относительная ширина колёс Ψ_{ba}

Схема расположения колёс относительно опор	Твёрдость рабочих поверхностей зубьев	
	$H2 \leq 350$ НВ или $H1$ и $H2 \leq 350$ НВ	$H1$ и $H2 > 350$ НВ
Симметричная	0,3...0,5	0,25...0,3
Несимметричная	0,25...0,4	0,20...0,25
Консольная	0,20...0,25	0,15...0,20

Полученное значение межосевого расстояния a_w (мм) для нестандартных передач рекомендуется округлить до ближайшего большего значения по ряду Ra20 нормальных линейных размеров (табл. 2.5).

Таблица 2.5

Нормальные линейные размеры, мм (ГОСТ 6636-69)

Ряды			Дополн. размеры	Ряды			Дополн. размеры
Ra10	Ra20	Ra40		Ra10	Ra20	Ra40	
1	2	3	4	5	6	7	8
40	40	40	41	200	200	200	205
		42				210	
		44	220			220	
	45	230					
	48	240					
49							
50	50	50		250	250	250	

		53	52			260	
			55				270
	56	56	58		280	280	290
		60	62			300	310
63	63	63	65	320	320	320	330
		67	70			340	350
	71	71	73		360	360	370
		75	78			380	
80	80	80	82	400	400	400	410
		85				420	440
	90	90	92		450	450	460
		95	98			480	490
100	100	100	102	500	500	500	515
		105	108			530	545
	110	110	112		560	560	580
		120	115			600	615
			118				
125	125	125		630	630	630	650
		130	135			670	690
	140	140	145		710	710	730
		150	155			750	775
160	160	160	165	800	800	800	825
		170	175			850	875
	180	180	185		900	900	925

		190				950			
			195					975	

метрический расчёт закрытой цилиндрической передачи

Определяют модуль зацепления m (или m_n для косозубой передачи) из соотношения $m(m_n) = (0.01...0.02) \cdot a_w$, если $H1$ и $H2 \leq 350$ НВ и $m(m_n) = (0.016...0.0315) \cdot a_w$, если $H1$ и $H2 > 350$ НВ.

Полученное значение модуля необходимо округлить до стандартного значения по 1-му ряду модулей: 1,0; 1,25; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10 мм. При этом для силовых передач рекомендуют [1] принимать $m(m_n) \geq 1,5$ мм.

Для косозубой передачи угол наклона линии зуба назначают в пределах $\beta = 8^\circ...20^\circ$.

Далее определяют суммарное число зубьев шестерни и колеса:

$$\text{для прямозубых колёс} \quad z_\Sigma = z_1 + z_2 = 2a_w/m$$

$$\text{для косозубых колёс} \quad z_\Sigma = z_1 + z_2 = 2a_w \cos\beta/m_n$$

Полученное значение z_Σ округляют до целого числа.

Число зубьев шестерни определяют из соотношения: $z_1 = z_\Sigma / (u \pm 1)$, где u – передаточное число передачи, $u = z_2/z_1 \geq 1$. Здесь знак "+" - для внешнего зацепления, знак "-" - для внутреннего зацепления.

Значение z_1 следует округлить до целого числа. Из условия отсутствия подрезания зубьев необходимо назначать: для прямозубых $z_1 \geq z_{\min} = 17$ и $z_1 \geq 17 \cdot \cos^3\beta$ - для косозубых колёс. Зачастую для уменьшения шума в быстроходных передачах принимают $z_1 \geq 25$.

$$\text{Рассчитывают число зубьев колеса передачи} \quad z_2 = z_\Sigma - z_1$$

Определяют фактическое значение передаточного числа передачи

$u_\phi = z_2/z_1$ с точностью до двух знаков после запятой. Определяют фактическое межосевое расстояние. Для прямозубой передачи

$a_{w\phi} = m(z_1 + z_2)/2$. Для косозубой передачи уточняют значение фактического угла наклона линии зуба $\beta = \arccos(z_\Sigma m_n / (2a_{w\phi}))$.

Рабочую ширину зубчатого венца колеса рассчитывают как

$b_w = \psi_{ba} \cdot a_{w\phi}$ и округляют до целого числа по ряду Ra20 нормальных линейных размеров (табл. 2.5). Тогда ширина зубчатого венца колеса $b_2 = b_w$, ширина зуба шестерни $b_1 = b_2 + (2...5)$ мм.

Делительные диаметры рассчитывают по формулам:

$$d_{1,2} = m \cdot z_{1,2} \quad \text{- для прямозубых колёс}$$

$$\text{и} \quad d_{1,2} = \frac{m_n z_{1,2}}{\cos\beta} \quad \text{- для косозубых колёс.}$$

Начальный диаметр шестерни - $d_{w1} = \frac{2a_{w\phi}}{u_{\phi} \pm 1}$.

$$d_{w2} = \frac{2a_{w\phi} \cdot u_{\phi}}{u_{\phi} \pm 1}$$

Начальный диаметр колеса передачи -

Диаметры вершин зубьев колёс $d_{a1,2} = d_{1,2} + 2 \cdot m$ для прямозубых и $d_{a1,2} = d_{1,2} + 2 \cdot m_h$ - для косозубых колёс. Диаметры впадин зубьев колёс $d_{f1,2} = d_{1,2} - 2,5 \cdot m$ - для прямозубых и $d_{f1,2} = d_{1,2} - 2,5 \cdot m_h$ - для косозубых колёс. Точность вычислений диаметральных размеров колёс должна быть не выше 0,001 мм. Угол α_w зацепления передачи принимают равным углу α профиля исходного контура: $\alpha_w = \alpha = 20^\circ$.

Проверочный расчёт закрытой цилиндрической передачи

Проверка контактной выносливости рабочих поверхностей зубьев колёс. Расчётом должна быть проверена справедливость соблюдения следующих неравенств [1]:

- для прямозубых колёс

$$\sigma_H = 1,18 \cdot \sqrt{\frac{T_1 \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV} \cdot E_p \cdot (u_{\phi} \pm 1)}{d_{w1}^2 \cdot b_w \cdot \sin 2\alpha_w \cdot u_{\phi}}} \leq [\sigma_H];$$

- для косозубых колёс

$$\sigma_H = 1,18 \cdot Z_{H\beta} \cdot \sqrt{\frac{T_1 \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV} \cdot E_p \cdot (u_{\phi} \pm 1)}{d_w^2 \cdot b_w \cdot \sin 2\alpha_w \cdot u_{\phi}}} \leq [\sigma_H],$$

где $Z_{H\beta}$ - коэффициент повышения прочности косозубых передач по

контактным напряжениям, $Z_{H\beta} = \sqrt{K_{H\alpha} \cos^2 \beta / \epsilon_{\alpha}}$.

Все геометрические параметры рассчитываемых колёс определены в

п.2.4. Для косозубой передачи дополнительно рассчитывают ϵ_{α} - коэффициент торцового перекрытия зубчатой передачи по формуле [1]:

$$\epsilon_{\alpha} = \left[1,88 - 3,2 \cdot \left(\frac{1}{z_1} \pm \frac{1}{z_2} \right) \right] \cdot \cos \beta.$$

Здесь также знак "+" относится к передачам внешнего зацепления, а "-" - внутреннего зацепления.

Рассчитывают (или уточняют) величину вращающего момента T_1 в Н·мм на шестерне проверяемой передачи:

$$T_1 = \frac{T_2}{u_{\phi} \cdot \eta},$$

где η - КПД передачи, он учитывает потери мощности в зубчатой передаче; обычно $\eta = 0,97$.

Для определения коэффициента внутренней динамической нагрузки K_{HV} необходимо по табл. 2.6 назначить степень точности передачи в зависимости от окружной скорости в зацеплении

$$V = \pi d_{\text{вл}} \cdot n_1 / (60 \cdot 1000), \text{ м/с.}$$

Таблица 2.6

Степени точности зубчатых передач

Степень точности	Окружные скорости вращения колёс V , м/с		
	прямозубых		косозубых
	цилиндрических	конических	цилиндрических
6	до 15	до 12	до 30
7	до 10	до 8	до 15
8	до 6	до 4	до 10
9	до 2	до 1,5	до 4

Затем по табл. 2.7 находят значение коэффициента K_{HV} для рассчитываемой передачи.

В косозубой передаче теоретически зацепляется одновременно не менее двух пар зубьев. Однако практически ошибки нарезания зубьев могут устранить двухпарное зацепление, и при контакте одной пары между зубьями второй пары может быть небольшой зазор, который устраняется под нагрузкой вследствие упругих деформаций зубьев. Это учитывают коэффициентом $K_{H\alpha}$, назначаемым из табл. 2.8.

Таблица 2.7

Значения коэффициентов K_{Hv} и K_{Fv}

Степень точности	Твёрдость поверхностей зубьев	Коэффициенты	Окружная скорость V , м/с					
			1	2	4	6	8	10
1	2	3	4	5	6	7	8	9
6	a	K_{Hv}	1.03	1.06	1.12	1.17	1.23	1.28
			1.01	1.02	1.03	1.04	1.06	1.07
		K_{Fv}	1.06	1.13	1.26	1.40	1.53	1.67
			1.02	1.05	1.10	1.15	1.20	1.25
			1.02	1.04	1.07	1.10	1.15	1.18

	б	KH _v	1.00	1.00	1.02	1.02	1.03	1.04
		KF _v	1.02	1.04	1.08	1.11	1.14	1.17
7	а	KH _v	1.04	1.07	1.14	1.21	1.29	1.36
		KF _v	1.01	1.02	1.03	1.04	1.06	1.07
	б	KH _v	1.02	1.03	1.05	1.06	1.07	1.08
		KF _v	1.08	1.16	1.33	1.50	1.67	1.80
	б	KH _v	1.03	1.05	1.09	1.14	1.19	1.24
		KF _v	1.00	1.01	1.02	1.03	1.03	1.04
8	а	KH _v	1.04	1.08	1.16	1.24	1.32	1.40
		KF _v	1.01	1.02	1.04	1.06	1.07	1.08
	б	KH _v	1.10	1.20	1.38	1.58	1.78	1.96
		KF _v	1.03	1.06	1.11	1.17	1.23	1.29
	б	KH _v	1.03	1.06	1.10	1.16	1.22	1.26
		KF _v	1.01	1.01	1.02	1.03	1.04	1.05
9	а	KH _v	1.04	1.06	1.12	1.16	1.21	1.26
		KF _v	1.01	1.02	1.03	1.05	1.07	1.08
	а	KH _v	1.05	1.10	1.20	1.30	1.40	1.50
		KF _v	1.01	1.03	1.05	1.07	1.09	1.12
	б	KH _v	1.13	1.28	1.50	1.77	1.98	2.25
		KF _v	1.04	1.07	1.14	1.21	1.28	1.35
б	KH _v	1.04	1.07	1.13	1.20	1.26	1.32	
	KF _v	1.01	1.01	1.02	1.03	1.04	1.05	
		KH _v	1.04	1.07	1.14	1.21	1.27	1.34
		KF _v	1.01	1.02	1.04	1.06	1.08	1.09

Примечания: 1. Твёрдость поверхностей зубьев

$$a - \begin{cases} H_1 \leq 350\text{HB}, H_2 \leq 350\text{HB}; \\ H_1 \geq 45\text{HRC}, H_2 \leq 350\text{HB}; \end{cases}$$

$$б - H_1 \geq 45\text{HRC}, H_2 \geq 45\text{HRC}.$$

2. Верхние цифры относятся к прямым зубьям, нижние – к косым зубьям.

Таблица 2.8

Окружная скорость V, м/с	Степень точности	КН _α	КF _α
До 5	7	1.03	1.07
	8	1.07	1.22
	9	1.13	1.35
5-10	7	1.05	1.20

	8	1.10	1.30
10-15	7	1.08	1.25
	8	1.15	1.40

Если в результате проверки выявится существенная недогрузка (свыше 10 %) передачи, то с целью более полного использования возможностей материалов зубчатых колёс возможна корректировка рабочей ширины

зубчатого венца по соотношению

$$b_{\text{уточн.}} = b_w \cdot \left(\frac{\sigma_H}{[\sigma_H]} \right)^2$$

Уточнённое значение рабочей ширины венца рекомендуется округлить до нормального линейного размера (по табл.2.5).

Проверка прочности зубьев по напряжениям изгиба. Расчёт выполняют отдельно для шестерни и для зубчатого колеса передачи после уточнения нагрузок на зубчатые колёса и их геометрических параметров.

Проверяют справедливость соотношения расчётных напряжений изгиба σ_F и допускаемых напряжений $[\sigma_F]$:
для прямозубых колёс

$$\sigma_{F1,2} = \frac{F_t \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV} \cdot Y_{F1,2}}{m \cdot b_{\text{уточн}}} \leq [\sigma_F]_{1,2}$$

и для косозубых колёс

$$\sigma_{F1,2} = Z_{F\beta} \cdot \frac{F_t \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV} \cdot Y_{F1,2}}{m_n \cdot b_{\text{уточн.}}} \leq [\sigma_F]_{1,2}$$

где $Z_{F\beta}$ - коэффициент повышения прочности косозубых передач по

напряжениям изгиба, $Z_{F\beta} = \frac{K_{F\alpha} \cdot Y_{\beta}}{\epsilon_{\alpha}}$. Здесь Y_{β} - коэффициент, учитывающий повышение изгибной прочности вследствие наклона контактной линии на зубе к основанию зуба, $Y_{\beta} = 1 - \beta/140$, где β подставляют в градусах.

Коэффициент неравномерности распределения нагрузки между одновременно зацепляющимися зубьями $K_{F\alpha}$ назначают по табл. 2.8.

Окружное усилие в зацеплении колёс рассчитывают по формуле

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1}, \text{ Н.}$$

Коэффициент неравномерности распределения нагрузки по длине линии контакта $K_{F\beta}$ определяют по графикам рис. 2.7 в, аналогично рассмотренному выше определению значения коэффициента $K_{H\beta}$.

Коэффициент формы зуба Y_F для прямозубых колёс назначают по табл. 2.9 в зависимости от фактического числа зубьев для прямозубых колёс и от

числа зубьев эквивалентных колёс $Z_{V1,2} = Z_{1,2} / \cos^3 \beta$ - для косозубых колес. Табл. 2.9 составлена для случая отсутствия смещения зуборезного инструмента ($x=0$) при зубонарезании.

Если при проверочном расчёте рабочие напряжения изгиба $\sigma_{F1,2}$ в зубьях колёс оказываются значительно меньшей величины, чем допускаемые напряжения $[\sigma_F]_{1,2}$, то для закрытых передач это вполне допустимо, так как нагрузочная способность таких передач ограничивается, как правило, контактной выносливостью зубьев.

Таблица 2.9

Коэффициент формы зуба YF											
Z или ZV	YF	Z или ZV	YF	Z или ZV	YF	Z или ZV	YF	Z или ZV	YF	Z или ZV	YF
16	4,28	24	3,92	30	3,80	45	3,66	71	3,61	180	3,62
17	4,27	25	3,90	32	3,78	50	3,65	80	3,61	∞	3,63
20	4,07	26	3,88	35	3,75	60	3,68	90	3,60		
22	3,98	28	3,81	40	3,70	65	3,62	100	3,60		

2.5. Расчёт открытой цилиндрической зубчатой передачи

Учитывая условия и характер работы открытых передач (недостаточная защищённость от загрязнения абразивными частицами и увеличенный абразивный износ при плохой смазке, большие деформации валов, что приводит к увеличению зазоров в зацеплении, возрастанию динамических нагрузок, к понижению прочности изношенных зубьев вследствие уменьшения площади их поперечного сечения и, как следствие, к поломке зубьев), данные передачи рекомендуют рассчитывать по напряжениям изгиба. В этих передачах выкрашивание не наблюдается, так как поверхностные слои зубьев изнашиваются и удаляются раньше, чем появляются усталостные трещины.

Для проектного расчёта открытых передач по напряжениям изгиба определяют модуль зацепления из выражений [1]:

для прямозубых колес

$$m \geq \sqrt[3]{3T_{\text{вых}} \cdot 10^3 \cdot K_{F\beta} \cdot Y_{F3} / (Z_3 \cdot \psi_{bm} \cdot [\sigma_{F3}])},$$

для косозубых колес

$$m_n \geq \sqrt[3]{2T_{\text{вых}} \cdot 10^3 \cdot K_{F\beta} \cdot Z_{F\beta} \cdot Y_{F3} / (Z_3 \cdot \psi_{bm} \cdot [\sigma_{F3}])}.$$

Здесь:

Z_3 - число зубьев шестерни открытой передачи (см. исходные данные);

$\psi_{bm} = b_w / m$ - коэффициент ширины зубчатого венца колеса

относительно модуля, рекомендуют назначать для открытых передач $\psi_{bm} = 10 \dots 15$;

$[\sigma_{F1}]$ - допускаемое напряжение изгиба зубьев шестерни, Н/мм², определяют в соответствии с п.2.2. («Расчет допускаемых напряжений»);

T_3 - момент на шестерне, Н·мм; $T_3 = T_{\text{вых}}$;

$Z_{F\beta}$ - определяют по п.2.5. («Проверка прочности зубьев по напряжениям изгиба»);

$K_{F\beta}$ - смотри рис. 2.3, б;

Y_{F3} - смотри табл. 2.9.

Полученное значение модуля округляют в большую сторону до значения из стандартного ряда модулей (см. п.2.4).

Зная значение модуля, определяют геометрические размеры шестерни :

$$\begin{aligned} \text{диаметр делительный} - d_3 &= m \cdot z_3 \quad \text{или} \quad d_3 = \frac{m_n}{\cos\beta} \cdot z_3, \\ \text{диаметр вершин зубьев} - d_{a3} &= d_3 + 2 \cdot m, \\ \text{диаметр впадин зубьев} - d_{f3} &= d_3 - 2,5 \cdot m, \\ \text{ширина венца} - b_3 &= \psi_{bm} \cdot m + (2..4). \end{aligned}$$

Точность вычисления диаметров шестерни до 0,001 мм, значение ширины зубчатого венца округляют до целого числа по нормальным линейным размерам (см. табл. 2.5). Проверочный расчет такой передачи по контактным напряжениям выполняют в соответствии с п.2.5. («Проверочный расчет закрытой цилиндрической передачи»).

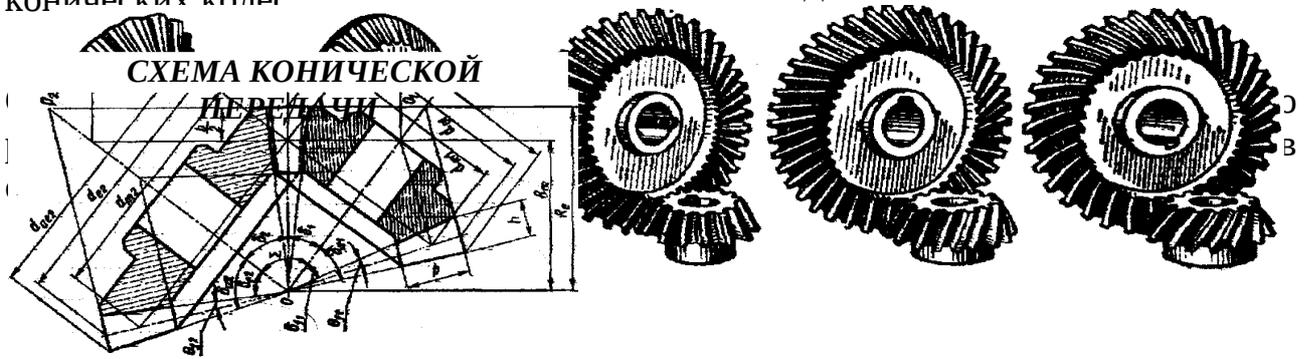
Лекция 16. Пространственные зубчатые передачи

КОНИЧЕСКИЕ ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Передают вращающий момент между валами с пересекающимися осями (чаще всего под углом 90°). Их зубья бывают прямыми, косыми, круговыми и обычно имеют эвольвентный профиль.

И хотя, конические колёса сложнее цилиндрических как по своей геометрии, так и в изготовлении, принципы силового взаимодействия, условия работы, а следовательно, и методика расчёта аналогичны цилиндрическим.

Здесь мы рассмотрим только отличительные особенности расчёта
 КОНИЧЕСКИХ КОЛЕС. **КОНИЧЕСКИЕ ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ**



где R_e – внешнее конусное расстояние.

Силы в конической передаче действуют аналогично цилиндрической, однако следует помнить, что из-за перпендикулярности осей радиальная сила на шестерне аналогична осевой силе для колеса и наоборот, а окружная сила при переходе от шестерни к колесу только меняет знак

$$\bar{F}_{r1} = -\bar{F}_{a2}; \quad \bar{F}_{r2} = \bar{F}_{a1}; \quad \bar{F}_{t1} = -\bar{F}_{t2}.$$

Прочностные расчёты конических колёс [45] проводят аналогично цилиндрическим, по той же методике [3]. Из условия контактной выносливости определяют внешний делительный диаметр d_{we} , из условия прочности на изгиб находят нормальный модуль в середине зуба m_{nm} . При этом в расчёт принимаются воображаемые эквивалентные колёса с числами зубьев $Z_{\alpha 1,2} = Z_{1,2} / \cos \delta_{1,2}$ и диаметры $d_{\alpha 1,2} = m_{te} Z_{1,2} / \cos \delta_{1,2}$. Здесь Z_1, Z_2 , - фактические числа зубьев конических колёс. При этом числа $Z_{\alpha 1,2}$ могут быть дробными.

В эквивалентных цилиндрических колёсах [32] диаметр начальной окружности и модуль соответствуют среднему сечению конического зуба, вместо межосевого расстояния берётся среднее конусное расстояние [45], а профили эквивалентных зубьев получают развёрткой дополнительного конуса на плоскость.

Расчёт закрытой конической зубчатой передачи

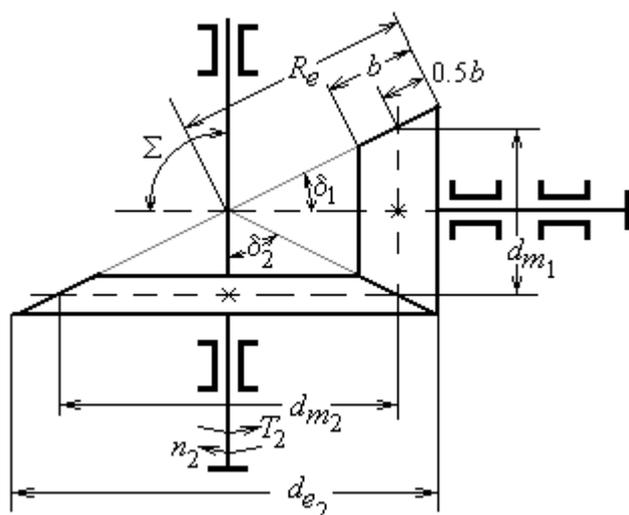


Рис.2.4

Наибольшее применение в редукторостроении получили прямозубые конические колёса, у которых оси валов пересекаются под углом $\Sigma = 90^\circ$ (рис. 2.4).

Проектный расчёт. Основной габаритный размер передачи - делительный диаметр колеса по внешнему торцу - рассчитывают по формуле [1] :

$$d_{e2} \geq 1,7 \cdot 3 \sqrt{\frac{E_{пр} \cdot T_2 \cdot K_{H\beta} \cdot u_p}{0,85 \cdot [\sigma_H]^2 \cdot (1 - K_{be}) \cdot K_{be}}}$$

где $E_{пр}$ - приведённый модуль упругости, для стальных колёс $E_{пр} = E_{стали} = 2,1 \cdot 10^5$ МПа;

T_2 - вращающий момент на валу колеса, Н·мм (см.п.2.3);

$K_{H\beta}$ - коэффициент неравномерности распределения нагрузки по длине зуба, определяют по графикам на рис. 2.5.

Здесь K_{be} - коэффициент ширины зубчатого венца относительно внешнего конусного расстояния, $K_{be} = b_w/R_e$. Рекомендуют принять $K_{be} \leq 0,3$. Меньшие значения назначают для неприрабатываемых зубчатых колёс, когда $H1$ и $H2 > 350$ НВ или $V > 15$ м/с.

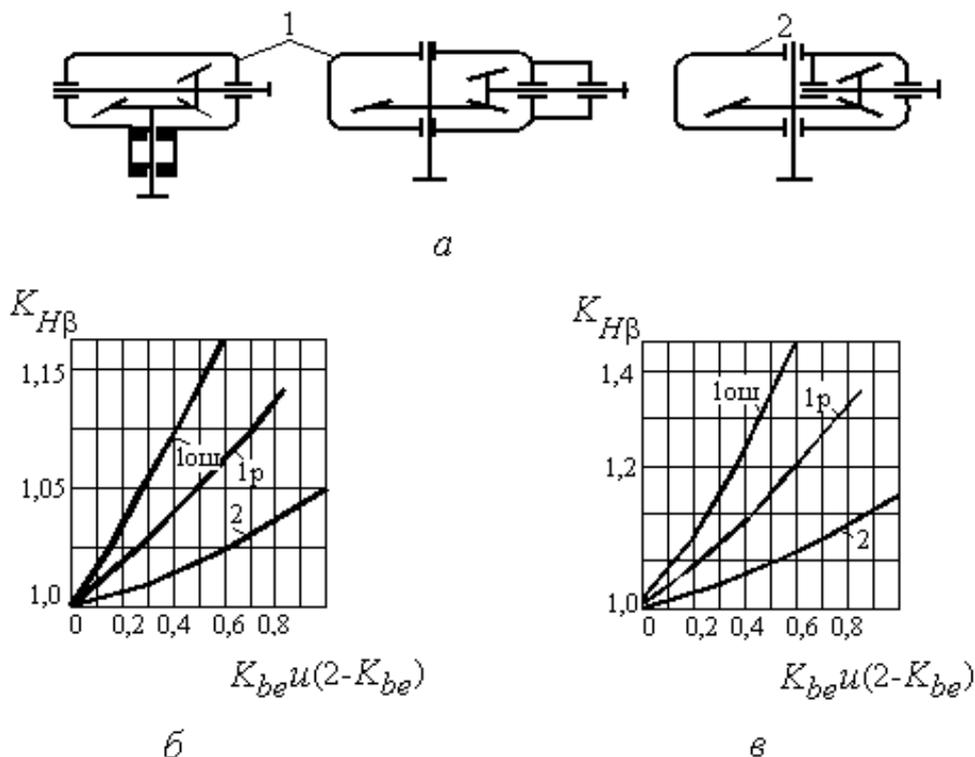


Рис. 2.5

Наиболее распространено в редукторостроении значение $K_{be} = 0,285$, тогда предыдущее выражение для определения делительного диаметра по внешнему торцу колеса принимает вид

$$d_{e2} \geq 2,9 \cdot \sqrt[3]{\frac{E_p \cdot T_2 \cdot K_{H\beta} \cdot u_p}{0,85 \cdot [\sigma_H]^2}},$$

где u_p – расчетное передаточное число конической передачи.

Геометрический расчёт. Определяют диаметр шестерни по внешнему

торцу

$$d_{1p} = \frac{d_{12p}}{u_p}.$$

Число зубьев шестерни Z'_1 назначают по рекомендациям, представленным на рис. 2.6.

По значению Z'_1 определяют число зубьев шестерни:

$$z_1 = 1,6Z'_1 \text{ при } H1 \text{ и } H2 \leq 350 \text{ НВ,}$$

$z_1 = 1,3z'_1$ при $H1 \geq 45$ HRC и $H2 \leq 350$ HB ,

$z_1 = z'_1$ при $H1$ и $H2 \geq 45$ HRC .

Вычисленное значение z_1 округляют до целого числа.

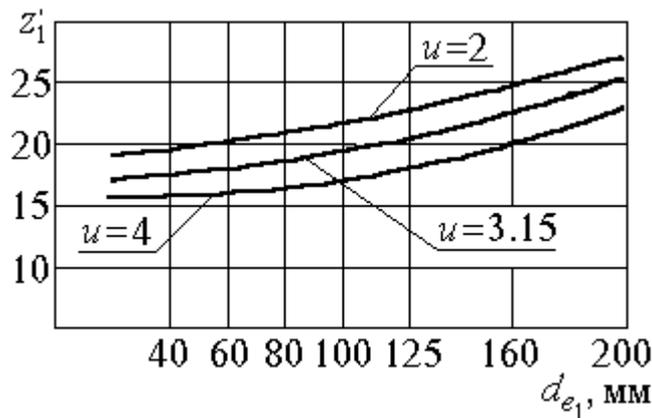


Рис.2.6

Определяют число зубьев колеса $z_2 = u \cdot z_1$.

Вычисленное значение z_2 округляют до целого числа. После этого необходимо уточнить:

- передаточное число передачи $u_{\phi} = z_2/z_1$,
- угол делительного конуса колеса $\delta_{2\phi} = \text{arctg } u_{\phi}$,
- угол делительного конуса шестерни $\delta_{1\phi} = 90 - \delta_{2\phi}$,
- внешний окружной модуль $m_e = d_{e2}/z_2$.

Рекомендуется округлить m_e до стандартного значения $m_{e\phi}$ по ряду модулей: 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10. После этого уточняют величины диаметров $d_{e1\phi} = m_{e\phi} \cdot z_1$ и $d_{e2\phi} = m_{e\phi} \cdot z_2$.

Рассчитывают величину внешнего конусного расстояния передачи

$$R_e = \frac{d_{e2\phi}}{2 \cdot \sin \delta_{2\phi}} .$$

(рис.2.4)

Рабочая ширина зубчатого венца колеса $b_w = K_{be} \cdot R_e$.

Полученное значение b_w округляют до ближайшего из ряда нормальных линейных размеров (табл. 2.5).

Определяют расчётный модуль зацепления в среднем сечении зуба

$$m_m = m_{e\phi} (1 - 0,5b_w/R_e) .$$

При этом найденное значение m_m не округляют!

Рассчитывают внешнюю высоту головки зуба $h_{ae} = m_{e\phi}$.

Внешнюю высоту ножки зуба определяют как $h_{fe} = 1,2m_{e\phi}$.

Внешний диаметр вершин зубьев колёс рассчитывают по формуле

$$d_{ae1,2} = d_{e1,2} + 2 \cdot h_{ae} \cdot \cos \delta_{1,2}$$

Угол ножки зуба рассчитывают по формуле $\theta_f = \arctg(h_{fe}/R_e)$.

Проверочный расчёт. При расчёте на выносливость зубьев колёс по контактным напряжениям проверяют выполнение условия

$$\sigma_H = 1,18 \sqrt{\frac{E_{пр} \cdot T_1 \cdot K_H}{0,85 \cdot d_{m1}^2 \cdot b_w \cdot \sin 2\alpha_w} \cdot \frac{\sqrt{u_\phi^2 + 1}}{u_\phi}} \leq [\sigma_H]$$

где $E_{пр}$ - приведённый модуль упругости, для стальных колёс $E_{пр} = E_{стали} = 2,1 \cdot 10^5$ МПа ;

$$T_1 - \text{вращающий момент на шестерне, Н} \cdot \text{мм}, \quad T_1 = \frac{T_2}{u_\phi \cdot \eta_{пер}} ;$$

здесь $\eta_{пер}$ - КПД передачи.

K_H - коэффициент расчётной нагрузки, $K_H = K_{H\beta} \cdot K_{HV}$; коэффициент концентрации нагрузки $K_{H\beta}$ найден ранее по графикам рис.2.5.

K_{HV} - коэффициент динамической нагрузки, находят по табл. 2.7 с понижением на одну степень точности против фактической, назначенной по

окружной скорости $V = \frac{\pi d_{m1} n_1}{60000}$ в соответствии с рекомендациями (табл.2.6);

d_{m1} - делительный диаметр шестерни в среднем сечении зуба,

$$d_{m1} = m_m \cdot z_1;$$

α_w - угол зацепления, $\alpha_w = 20^\circ$.

Далее проверяют зубья колёс на выносливость по напряжениям изгиба по формулам [1]:

$$\sigma_{F1} = \frac{F_t \cdot K_F \cdot Y_{F1}}{0,85 \cdot b_w \cdot m_m} \leq [\sigma_F]_1 \quad \text{и} \quad \sigma_{F2} = \sigma_{F1} Y_{F2}/Y_{F1} \leq [\sigma_F]_2,$$

где F_t - окружное усилие в зацеплении, Н, $F_t = 2T_1/d_{m1}$;

K_F - коэффициент расчётной нагрузки, $K_F = K_{F\beta} \cdot K_{FV}$. Здесь $K_{F\beta} = 1 + 1,5 \cdot (K_{H\beta} - 1)$, а K_{FV} определяют по табл. 2.7 с понижением точности на одну степень против фактической.

$Y_{F1,2}$ - коэффициент формы зуба соответственно шестерни и колеса, находят по табл. 2.9 в зависимости от эквивалентного числа зубьев колёс

$$z_{v1,2} = z_{1,2} / \cos \delta_{\phi 1,2}$$

ный расчёт открытой конической прямозубой передачи

Модуль зацепления в среднем сечении зуба конического колеса рассчитывают по формуле

$$m_m \geq 3 \sqrt{\frac{3T_{\text{ВЫХ}} \cdot 10^3 \cdot K_{F\beta} \cdot Y_{F3}}{0,85 \cdot z_3 \cdot \psi_m \cdot [\sigma_{F3}]}}$$

где, кроме рассмотренных выше величин (см. п. 2.6), рекомендуют назначить $\psi_m = b_w/m_m \leq 10$ и $k_{F\beta} = 1,1 \dots 1,2$.

Далее рассчитывают основные геометрические параметры зубчатых колёс открытой передачи:

- ширину зубчатого венца $b_w = \psi_m \cdot m_m$ (с округлением до целого числа по ряду нормальных линейных размеров);

- делительный диаметр в среднем сечении зуба шестерни $d_{m3} = m_m \cdot z_3$;

- по заданному (или принятому) передаточному числу $u_{\text{отк}}$ находим угол при вершине делительного конуса $\delta_3 = \text{arcctg } u_{\text{отк}}$;

$$R_m = \frac{d_{m3}}{2 \cdot \sin \delta_3};$$

- среднее конусное расстояние

- внешнее конусное расстояние $R_e = R_m + 0,5 \cdot b_w$;

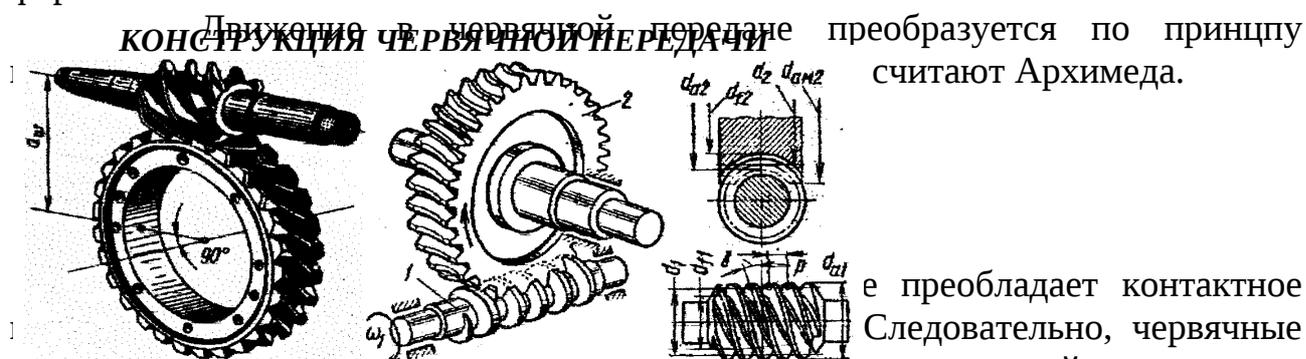
- модуль зацепления на внешнем торце $m_e = m_m \cdot R_e/R_m$;

- внешний делительный диаметр шестерни $d_{e3} = d_{m3} \cdot R_e/R_m$.

Проверочный расчет такой передачи на выносливость по контактным напряжениям выполняют в соответствии с п.2.7 («Расчет закрытой конической зубчатой передачи»).

ЧЕРВЯЧНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Червячная передача имеет перекрещивающиеся оси валов, обычно под углом 90° . Она состоит из червяка – винта с трапецеидальной резьбой и зубчатого червячного колеса с зубьями соответствующей специфической формы.



Червячная передача преобладает контактное. Следовательно, червячные фундаментальный недостаток: **высокое трение в зацеплении**. Это ведёт к низкому КПД (на 20-30% ниже, чем у зубчатых), износу, нагреву и необходимости применять дорогие антифрикционные материалы.

Кроме того, помимо достоинств и недостатков, червячные передачи имеют важное свойство: **движение передаётся только от червяка к колесу**, а не наоборот. Никакой вращающий момент, приложенный к колесу, не заставит вращаться червяк. Именно поэтому червячные передачи находят применение в подъёмных механизмах, например в лифтах. Там электродвигатель соединён с червяком, а трос пассажирской кабины намотан на вал червячного колеса во избежание самопроизвольного опускания или падения.

Это свойство не надо путать с реверсивностью механизма. Ведь направление вращения червяка может быть любым, приводя либо к подъёму, либо к спуску той же лифтовой кабины.

Передаточное отношение червячной передачи находят аналогично цилиндрической

$$U = n_1 / n_2 = Z_2 / Z_1.$$

Здесь Z_2 – число зубьев колеса, а роль числа зубьев шестерни Z_1 выполняет число заходов червяка, которое обычно бывает равно 1, 2, 3 или 4.

Очевидно, что однозаходный червяк даёт наибольшее передаточное отношение, однако наивысший КПД достигается при многозаходных червяках, что связано с уменьшением трения за счёт роста угла трения.

Основные причины выхода из строя червячных передач:

- поверхностное выкрашивание и схватывание;
- излом зуба.

Это напоминает характерные дефекты зубчатых передач, поэтому и расчёты проводятся аналогично [44].

В осевом сечении червячная пара фактически представляет собой прямобоочное реечное зацепление, где радиус кривизны боковой поверхности "рейки" (винта червяка) ρ_1 равен бесконечности и, следовательно, $\rho_1 = \infty$ радиусу кривизны зуба колеса



по формуле Герца-Беляева. Из осевой модуль червяка, а по нему и все

Особенность расчёта на изгиб состоит в том, что принимается эквивалентное число зубьев $Z_{э\text{кв}} = Z_2 / \cos^3 \gamma$, где γ - угол подъёма витков червяка.

Вследствие нагрева, вызванного трением, червячные передачи нуждаются также и в тепловом расчёте. Практика показывает, что механизм опасно нагревать выше 95°C . Допускаемая температура назначается 65°C .

Уравнение для теплового расчёта составляется из баланса тепловой энергии, а именно: **выделяемое червячной парой тепло должно полностью отводиться в окружающую среду**

$$Q_{\text{выделяемое}} = Q_{\text{отводимое}}.$$

Решая это уравнение, находим температуру редуктора, передающего заданную мощность N

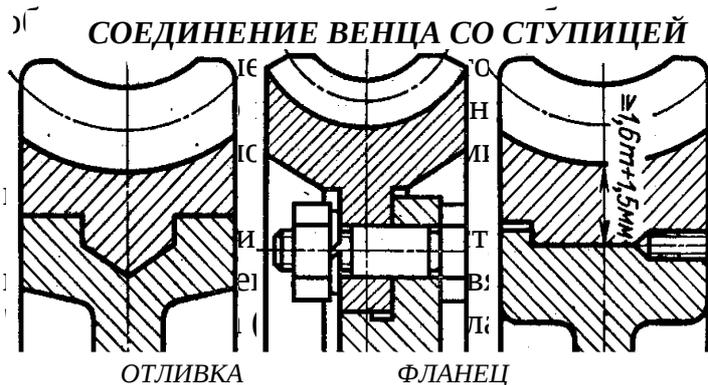
$$t = [860N(1-\eta)] / [K_T S(1-\Psi)] + t_0.$$

где K_T – коэффициент теплоотдачи, S – поверхность охлаждения (корпус), t_0 – температура окружающей среды, Ψ – коэффициент теплоотвода в пол.

В случае, когда расчётная температура превышает допускаемую, то следует предусмотреть отвод избыточной теплоты. Это достигается ребрением редуктора, искусственной вентиляцией, змеевиками с охлаждающей жидкостью в масляной ванне и т.д.

Оптимальная пара трения это "сталь по бронзе". Поэтому при стальном червяке червячные колёса должны выполняться из бронзовых сплавов. Однако цветные металлы дороги и поэтому из бронзы выполняется лишь зубчатый венец, который крепится на сравнительно дешёвой стальной ступице. Таким

образом обеспечивается фиксация как от радиальной силы колеса), так и от осевой силы колеса).



СОЕДИНЕНИЕ ВЕНЦА СО СТУПИЦЕЙ

- Каково назначение передач в машинах ?
- Каковы области применения прямозубых и косозубых передач ?
- Каковы сравнительные достоинства прямозубых и косозубых колёс ?
- Как определяется передаточное отношение и передаточное число ?
- Каковы главные виды разрушений зубчатых колёс ?
- Какие силы действуют в зубчатом зацеплении ?
- Какие допущения принимаются при расчёте зубьев на контактную прочность ?
- По какой расчётной схеме выполняется расчёт зубьев на изгиб ?
- В чём заключаются достоинства и недостатки планетарных передач ?
- Для чего созданы волновые передачи и в чём заключается принцип их работы ?
- В чём заключаются достоинства и недостатки волновых передач ?
- Для чего созданы зацепления Новикова и в чём заключается принцип конструкции их зубьев ?
- В чём заключаются достоинства и недостатки зацеплений Новикова ?
- В чём заключается принцип конструкции червячной передачи ?
- Каковы достоинства и недостатки червячных передач ?
- Какое свойство червячной передачи отличает её от других передач ?
- Каковы основные причины поломок червячных передач ?
- Из каких условий находят температуру червячной передачи ?
- Какие методы могут применяться для снижения температуры червячной передачи ?

- Какие материалы должны применяться для червячной передачи ?
- Каковы особенности конструкции червячных колёс ?

Лекция 17. Передачи трением

ФРИКЦИОННЫЕ ПЕРЕДАЧИ

счёт сил трения (лат. *frictio* – трение).
 з двух цилиндрических или конических
 дачи состоит в том, что момент сил трения
 е передаваемого вращающего момента.
 цилиндрической фрикционной передачи
 вращения или диаметров тел качения.

$$1/n_2 = D_2 / [D_1(1 - \epsilon)],$$

где ϵ – коэффициент скольжения (0,05 - для передач "всухую"; 0,01 – для передач со смазкой и большими передаточными отношениями).

Для конической передачи – вместо диаметров берут углы конусов.

Фрикционные передачи выполняются либо с постоянным, либо с регулируемым передаточным отношением (вариаторы).

Передачи с постоянным передаточным отношением применяются редко, главным образом, в кинематических цепях приборов, например, магнитофонов и т.п. Они уступают зубчатым передачам в несущей способности. Зато фрикционные вариаторы применяют как в кинематических, так и в силовых передачах для бесступенчатого регулирования скорости. Зубчатые передачи не позволяют такого регулирования.

Достоинства фрикционных передач:

- + простота тел качения;
- + равномерность вращения, что удобно для приборов;
- + возможность плавного регулирования скорости;
- + отсутствие мёртвого хода при реверсе передачи.

Недостатки фрикционных передач:

- потребность в прижимных устройствах;
- большие нагрузки на валы, т.к. необходимо прижатие дисков;
- большие потери на трение;
- повреждение катков при пробуксовке;
- неточность передаточных отношений из-за пробуксовки.

Основными видами поломок фрикционных передач являются:
усталостное выкрашивание (в передачах с жидкостным трением смазки, когда износ сводится к минимуму);
износ (в передачах без смазки);

- заDIR поверхности при пробуксовке.

Поскольку всё это следствие высоких контактных напряжений сжатия, то в качестве проектировочного выполняется расчёт по допускаемым контактным напряжениям [29]. Здесь применяется формула Герца-Беляева, которая, собственно говоря, и была выведена для этого случая. Исходя из допускаемых контактных напряжений, свойств материала и передаваемой мощности определяются диаметры фрикционных колёс

$$D_1 = 2 * \sqrt[3]{E \frac{\beta}{\psi f} * \frac{N_1}{n_2} \left(\frac{1292}{U[\sigma]_K} \right)^2}; \quad D_2 = UD_1.$$

Основные требования к материалам фрикционных колёс:

- ➔ высокая износостойкость и поверхностная прочность;
- ➔ высокий коэффициент трения (во избежание больших сил сжатия);
- ➔ высокий модуль упругости (чтобы площадка контакта, а значит и потери на трение были малы).

Наиболее пригодными оказываются шарикоподшипниковые стали типа ШХ15 или 18ХГТ, 18Х2Н4МА.

Разработаны специальные фрикционные пластмассы с асбестовым и целлюлозным наполнителем, коэффициент трения которых достигает 0,5. Широко применяется текстолит.

Более надёжны передачи, у которых ведущий каток твёрже, чем ведомый, т.к. тогда при пробуксовке не образуются лыски.

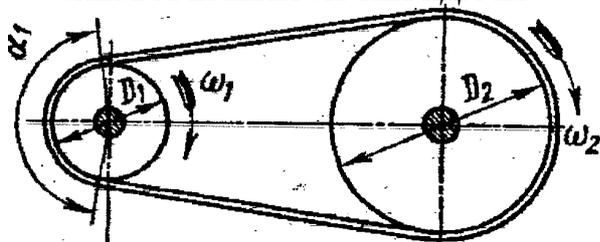
Применяются обрешиненные катки, однако их коэффициент трения падает с ростом влажности воздуха.

Для крупных передач применяют прессованный асбест, прорезиненную ткань и кожу.

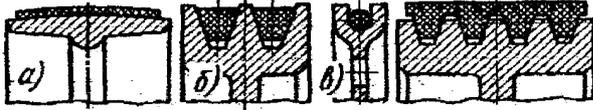
РЕМЕННЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Являются разновидностью фрикционных передач, где движение передаётся посредством специального кольцевого замкнутого ремня.

Ременные передачи применяются для привода агрегатов от мощности; для привода от маломощных



ОСНОВНЫЕ СЕЧЕНИЯ РЕМНЕЙ



- а) плоские, прямоугольного сечения;
- б) трапециевидные, клиновые;
- в) круглого сечения;
- г) поликлиновые.

Наибольшее распространение имеют плоские и клиновые ремни. Плоские ремни применяются как простейшие, с минимальными напряжениями изгиба, а клиновые имеют повышенную тяговую способность.

Клиновые ремни применяют по несколько штук, чтобы варьировать нагрузочную способность и несколько повысить надёжность передачи. Кроме того, один толстый ремень, поставленный вместо нескольких тонких будет иметь гораздо большие напряжения изгиба при огибании шкива.

В лёгких передачах благодаря закручиванию ремня можно передавать вращение между параллельными, пересекающимися, вращающимися в противоположные стороны валами. Это возможно потому, что жёсткость на кручение ремней вследствие их малой толщины и малого модуля упругости мала.

Достоинства ременных передач:

- + передача движения на средние расстояния;
- + плавность работы и бесшумность;
- + возможность работы при высоких оборотах;
- + дешевизна.

Недостатки ременных передач:

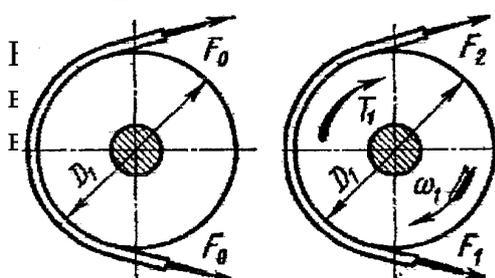
- большие габариты передачи;
- неизбежное проскальзывание ремня;
- высокие нагрузки на валы и опоры из-за натяжения ремня;
- потребность в натяжных устройствах;
- опасность попадания масла на ремень;
- малая долговечность при больших скоростях.

Основные критерии расчёта ременных передач:

- ➔ тяговая способность или прочность сцепления ремня со шкивом;
- ➔ долговечность ремня.

Если не будет выдержано первое условие, ремень начнёт буксовать, если не выполнить второе – ремень быстро разорвётся. Поэтому основным расчётом ременных передач является расчёт по тяговой способности. Расчёт на долговечность выполняется, как проверочный [24,25,29].

СИЛЫ В ВЕТВЯХ РЕМНЯ



ХОЛОСТОЙ ХОД

С

ремни надевают с предварительным натяжением F_0 . ветви ремня натянуты одинаково. При передаче движения в ветвях перераспределяются: ведущая а натяжение ведомой ветви уменьшается до F_2 .

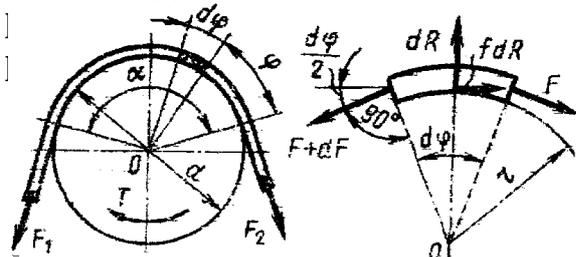
Составляя уравнение равновесия моментов относительно оси вращения имеем $-T_1 + F_1 D_1/2 - F_2 D_2/2 = 0$ или $F_1 - F_2 = F_t$, где F_t – окружная сила на шкиве $F_t = 2T_1/D_1$.

Общая длина ремня не зависит от нагрузки [16], следовательно, суммарное натяжение ветвей остаётся постоянным: $F_1 + F_2 = 2F_o$. Таким образом, получаем систему двух уравнений с тремя неизвестными:

$$F_1 = F_o + F_t/2; \quad F_2 = F_o - F_t/2.$$

Эти уравнения устанавливают изменение натяжения ветвей в зависимости от нагрузки F_t , но не показывают нам тяговую способность передачи, которая связана с силой трения между ремнём и шкивом. Такая связь установлена Л.Эйлером с помощью дифференциального анализа.

Рассмотрим элементарный участок ремня $d\varphi$. Для него dR – нормальная сила, dR – элементарная сила трения. По условию



ций сил:

$$\varphi/2) - (F+dF)\sin(d\varphi/2) = 0.$$

порядка малости и помня, что синус бесконечно малого угла равен самому углу, Эйлер получил простейшее дифференциальное уравнение:

$$dF/F = f d\varphi.$$

Интегрируя левую часть этого уравнения в пределах от F_1 до F_2 , а правую часть в пределах угла обхвата ремня получаем: $F_1 = F_2 e^{f\alpha}$.

Теперь стало возможным найти все неизвестные силы в ветвях ремня:

$$F_1 = F_t e^{f\alpha} / (e^{f\alpha} - 1); \quad F_2 = F_t / (e^{f\alpha} - 1); \quad F_o = F_t (e^{f\alpha} + 1) / 2(e^{f\alpha} - 1).$$

Полученные формулы устанавливают связь натяжения ремней с передаваемой нагрузкой F_t , коэффициентом трения f и углом обхвата α . Они позволяют вычислить минимальное предварительное натяжение ремня F_o , при котором уже станет возможной передача требуемого вращающего усилия F_t .

Нетрудно увидеть, что увеличение f и α улучшает работу передачи. На этом основаны идеи клиноременной передачи (повышается f) и натяжных роликов (повышается α).

При круговом движении ремня на него действует центробежная сила $F_v = \rho S v^2$, где S - площадь сечения ремня. Центробежная сила стремится оторвать ремень от шкива и тем самым понижает нагрузочную способность передачи.

В ремне действуют следующие напряжения:

- предварительное напряжение (от силы натяжения F_o) $\sigma_o = F_o / S$;
- "полезное" напряжение (от полезной нагрузки F_t) $\sigma_n = F_t / S$;
- напряжение изгиба $\sigma_u = \delta E / D$ (δ – толщина ремня, E – модуль упругости ремня, D – диаметр шкива);
- напряжения от центробежных сил $\sigma_v = F_v / S$.

Наибольшее суммарное напряжение возникает в сечении ремня в месте его набегания на малый шкив $\sigma_{max} = \sigma_o + \sigma_n + \sigma_u + \sigma_v$.

При этом напряжения изгиба не влияют на тяговую способность передачи, однако являются главной причиной усталостного разрушения ремня.

Силы натяжения ветвей ремня (кроме центробежных) воспринимаются опорами вала. Равнодействующая нагрузка на опору $F_r \approx 2 F_o \cos(\beta/2)$. Обычно эта радиальная нагрузка на опору в 2 ... 3 раза больше передаваемой ремнём вращающей силы.

Порядок проектного расчёта плоскоременной передачи

1. Выбирают тип ремня.
2. Определяют диаметр малого шкива $D_1 = (110 \dots 130)(N/n)^{1/3}$, где N – мощность, *КВТ*, n – частота вращения, *об/мин*, подбирают ближайший по ГОСТ 17383-73.
3. Выбирают межосевое расстояние, подходящее для конструкции машины $2(D_1 + D_2) \leq a \leq 15m$.
4. Проверяют угол обхвата на малом шкиве: $\alpha_1 = 180^\circ - 57^\circ(D_2 - D_1)/a$, рекомендуется $[\alpha_1] \geq 150^\circ$, при необходимости на ведомой нити ремня применяют натяжной ролик, который позволяет даже при малых межосевых расстояниях получить угол обхвата более 180° . Угол обхвата можно измерить по вычерченной в масштабе схеме передачи.
5. По передаваемой мощности N и скорости v ремня определяют ширину $b \geq N/(vz[p])$ и площадь ремня $F \geq N/(v[k])$, где $[p]$ – допускаемая нагрузка на 1мм ширины прокладки, $[k]$ – допускаемая нагрузка на единицу площади сечения ремня.
6. Подбирают требуемый ремень по ГОСТ 101-54; 6982-54; 18679-73; 6982-75; 23831-79; ОСТ 17-969-84.
7. Проверяют ресурс передачи $N = 3600vz_{\text{шт}}T$.
8. Вычисляют силы, действующие на валы передачи $F_R = F_o \cos(\beta/2)$.

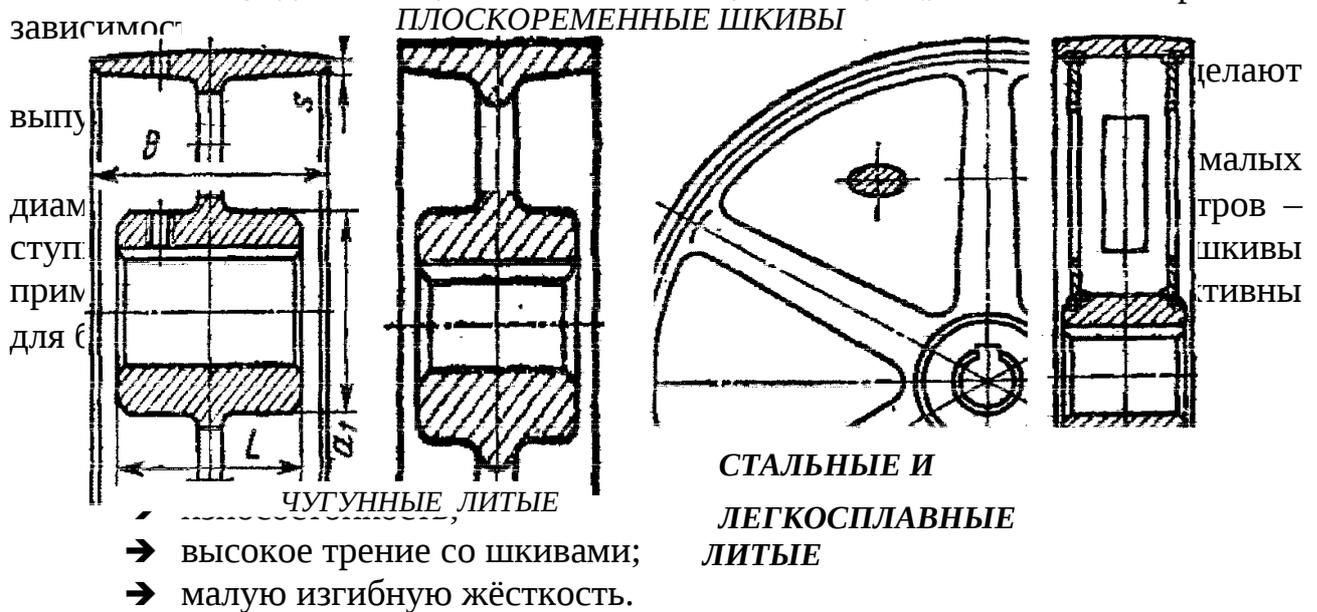
Порядок проектного расчёта клиноременной передачи

1. Выбирают по ГОСТ 1284-68; 1284.1-80; 5813-76; РТМ 51015-70 профиль ремня. Большие размеры в таблицах соответствуют тихоходным, а меньшие – быстроходным передачам.
2. Определяют диаметр малого шкива.
3. Выбирают межосевое расстояние, подходящее для конструкции машины $0,55(D_M + D_6) + h \leq a \leq 2(D_1 + D_2)$, где h – высота сечения ремня.
4. Находят длину ремня и округляют её до ближайшего стандартного значения.
5. Проверяют частоту пробегов ремня и если она выше допустимой, то увеличивают диаметры шкивов или длину ремня.
6. Окончательно уточняют межосевое расстояние.
7. Определяют угол обхвата на малом шкиве $\alpha_1 = 180^\circ - 57^\circ(D_2 - D_1)/a$, рекомендуется $[\alpha_1] \geq 120^\circ$.
8. По тяговой способности определяют число ремней.
9. При необходимости проверяют ресурс.

10. Вычисляют силы, действующие на валы передачи.

Шкивы плоскоременных передач имеют: обод, несущий ремень, ступицу, сажаемую на вал и спицы или диск, соединяющий обод и ступицу.

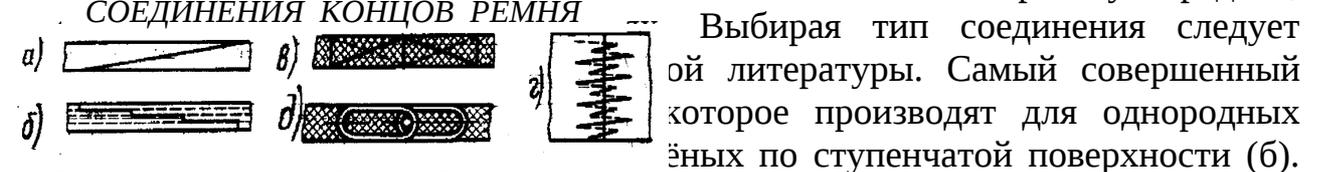
Шкивы обычно изготавливают чугунами литыми, стальными, сварными или сборными, литыми из лёгких сплавов и пластмасс. Диаметры шкивов определяют из расчёта ременной передачи, а потом округляют до ближайшего значения из ряда *R40* (ГОСТ 17383-73*). Ширину шкива выбирают в зависимости от диаметра ступицы.



Этим условиям удовлетворяют высококачественная кожа и синтетические материалы (резина), армированные белтинговым тканевым (ГОСТ 6982-54), полимерным (капрон, полиамид С-6, каучук СКН-40, латекс) или металлическим кордом. Применяются прорезиненные тканевые ремни (ГОСТ 101-54), слоистые нарезные ремни с резиновыми прослойками, послойно и спирально завёрнутые ремни. В сырых помещениях и агрессивных средах применяют ремни с резиновыми прокладками [32].

Ремни выпускают конечными и поставляют в рулонах.

Соединение концов ремней оказывает большое влияние на работу передачи, выбирая тип соединения следует руководствоваться специальной литературой. Самый совершенный тип соединения — это соединение концов ремней по ступенчатой поверхности (б).



Надёжным способом считают сшивку встык жильными струнами (в,г). Из механических соединений лучшими являются проволочные спирали, которые продеваются в отверстия и после прессования обжимают концы ремней (д).



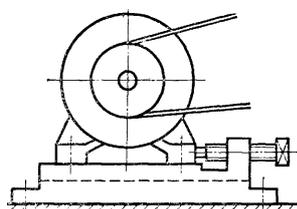
Клиноременные шкивы выполняют из тех же материалов, что и плоскоремные. Известны сборные шкивы из стальных тарелок.

Быстроходные шкивы требуют балансировки.

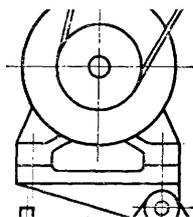
Материалы клиновых ремней в основном те же, что и для плоских. Выполняются прорезиненные ремни с тканевой обёрткой для большего трения, кордотканевые (многослойный корд) и кордошнуровые ремни (шнур, намотанный по винтовой линии), ремни с несущим слоем из двух канатиков. Иногда для уменьшения изгибных напряжений применяют гофры на внутренней и наружных поверхностях ремня. Клиновые ремни выпускают бесконечными (кольца). Угол клина ремня 40° .

Натяжение ремня существенно влияет на долговечность, тяговую способность и к.п.д. передачи. Чем выше предварительное натяжение ремня F_0 , тем больше тяговая способность и к.п.д., но меньше долговечность ремня.

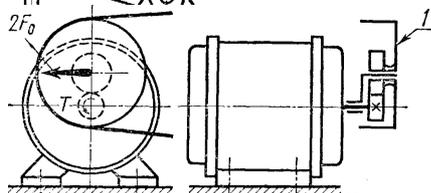
Натяжение ремня в передачах осуществляется:



→ Устройствами периодического действия, где ремень натягивается винтами. Ремень периодически подтягивается по мере вытяжки. Требуется систематическое наблюдение за передачей, иначе возможно буксование и быстрый износ ремня.



→ Устройствами постоянного действия, где натяжение создаётся грузом, весом двигателя или пружиной. Часто натяжение происходит за счёт массы двигателя на качающейся плите. К таким устройствам относятся натяжные ролики. Натяжение ремня автоматически поддерживается постоянным.



→ Устройствами, автоматически регулирующими натяжение в зависимости от нагрузки с использованием сил и моментов, действующих в передаче. Шкив 1 установлен на качающемся рычаге, который также является осью ведомого колеса зубчатой передачи. Натяжение ремня $2F_0$ равно окружной силе на шестерне и пропорционально передаваемому моменту.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

- За счёт каких сил передают движение фрикционные передачи ?
- Каковы достоинства и недостатки фрикционных передач ?
- Каковы основные виды поломок фрикционных передач ?
- Какие материалы применяются для фрикционных передач ?
- Какой деталью выделяются ременные передачи среди фрикционных ?
- Какие силы действуют в ремне ?
- Какие нагрузки действуют на опоры валов колёс ременной передачи ?
- Как соединяются концы ремня ?

Какие существуют способы поддержания натяжения ремней ?

Лекция 18. Муфты

МУФТЫ

Это устройства для соединения валов и передачи между ними вращающего момента [34].

Муфты могут передавать вращающий момент и валам, и другим деталям (колёсам, шкивам и т.д.). Соединяют соосные и несоосные валы. Муфты существуют потому, что всегда есть некоторая несоосность, перекосы, взаимная подвижность валов. Конструкции муфт весьма разнообразны. Простейшая муфта сделана из куска ниппельной трубочки и соединяет вал электромоторчика с крыльчаткой автомобильного омывателя стекла. Муфты турбокомпрессоров реактивных двигателей состоят из сотен деталей и являются сложнейшими саморегулирующимися системами.

Группы муфт различают по их физической природе.

- Муфты механического действия.
- Муфты электрического (электромагнитного) действия.
- Муфты гидравлического или пневматического действия.

Классы муфт различают по режиму соединения валов.

- Нерасцепляемые (постоянные, соединительные) – соединяют валы постоянно, образуют длинные валы.
- Управляемые – соединяют и разъединяют валы в процессе работы, например, широко известная автомобильная муфта сцепления.
- Самодействующие – срабатывают автоматически при заданном режиме работы.
- Прочие.

Основная характеристика муфты – передаваемый вращающий момент.

Существенные показатели – габариты, масса, момент инерции.

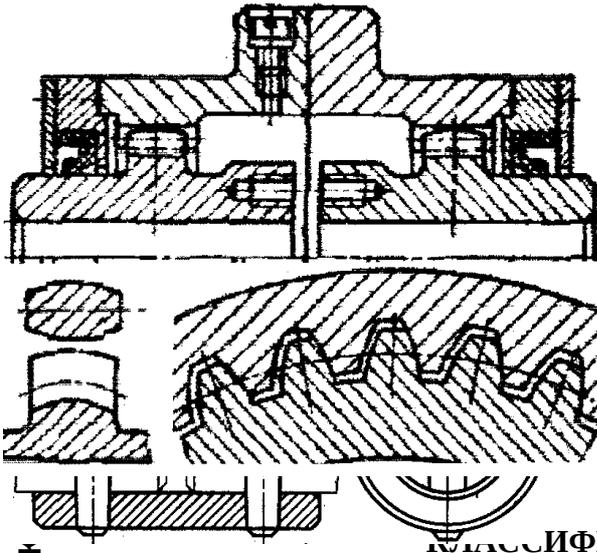
Муфта, рассчитанная на передачу определённого вращающего момента, выполняется в нескольких модификациях для разных диаметров валов. Муфты – автономные узлы, поэтому они легко стандартизируются.

Муфты рассчитывают по их критериям работоспособности:

- прочности при циклических и ударных нагрузках,
- износостойкости,
- жёсткости.

На практике муфты подбираются из каталога по величине передаваемого момента $M = M_{Вала}K$, где $M_{Вала}$ – номинальный момент, определённый расчётом динамики механизма, K – коэффициент режима работы: $K = 1 \div 1,5$ спокойная работа, лёгкие машины; $K = 1,5 \div 2$ переменные нагрузки, машины среднего веса (поршневые компрессоры); $K = 2 \div 6$ ударные

ЗУБЧАТАЯ МУФТА

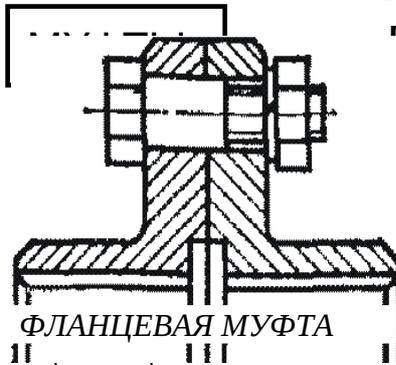


большие массы (прессы, молоты). Для транспортных машин K завышают на 20 в зависимости от числа цилиндров.

ЖЕСТКИЕ МУФТЫ

Могут быть втулочными или фланцевыми. Втулочные иногда называются глухими. Это самые простые конструкции и обычно применяются в лёгких машинах на валах диаметром до 70 мм. Требуют точной соосности, затрудняют сборку-разборку, имеют малую жёсткость на кручение, поэтому работоспособность их ограничивается в местах крепления к валу.

по рекомендации определяются по таблице



ФЛАНЦЕВАЯ МУФТА

Группы (по физической природе)

Чаще применяются фланцевые жёсткие муфты, механические и Электрические. Пневматические, гидравлические. Устанавливаются на концах валов с натягом и затянутых болтами. Вращающий момент передаётся за счёт сил трения между фланцами, а когда болты вставлены и затянуты, муфта становится самоустанавливающейся. Упругие муфты стандартно применяются в диапазоне диаметров 12 ÷ 250 мм и приваривают к валу.

250 мм и приваривают к валу.



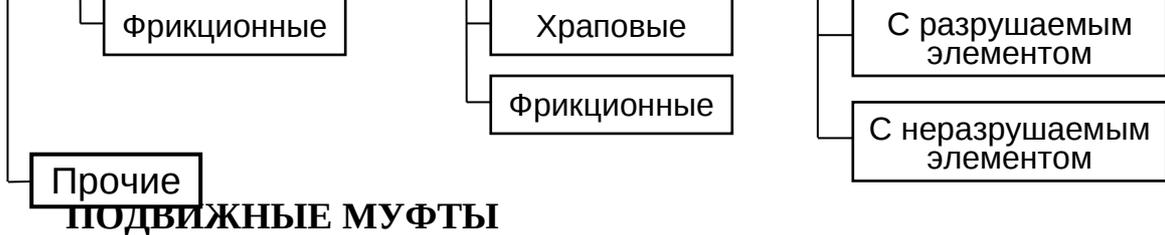
Иногда называют самоустанавливающимися. Они соединяют валы с небольшими перекосами. Наиболее распространённая конструкция зубчатой муфты. Она компенсирует осевые, радиальные и угловые смещения валов. Состоит из двух втулок (полумуфт с зубьями) и надетой на них обоймы с внутренними зубьями.

Зубчатые соединения выполняют с боковым зазором; зубьям придают боковую кривизну; венцы полумуфт располагают на некотором расстоянии друг от друга. Зубчатые муфты малы и легки, весьма грузоподъёмны (до 100000 кгм), выдерживают большие нагрузки.

Однако эти муфты чувствительны к перекосам валов и трению. С механическим, гидравлическим, пневматическим и электрическим переключением, при переключении валов.

Несущая способность муфт резко падает с ростом перекоса валов. Размеры муфт подбирают по таблицам в зависимости от вращающего момента. Самодействующие муфты по наибольшему длительно действующему моменту на ведущем валу.

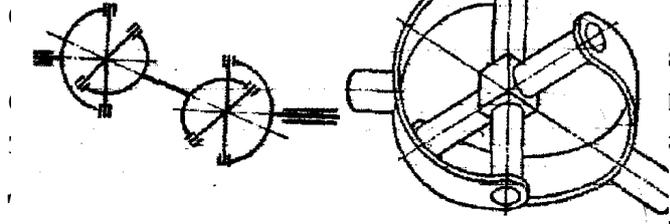




Допускают соединение валов с повышенным взаимным смещением осей как вызванными неточностями, так и специально заданными конструктором.

Ярким представителем этого семейства являются шарнирные муфты. Идея муфты впервые предложена Джероламо Кардано в 1570 г. и доведена до

ШАРНИРНАЯ МУФТА



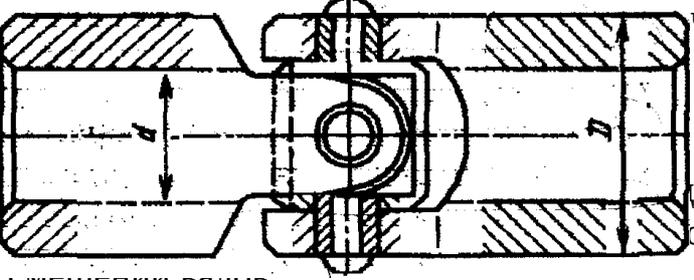
в 1770 г. Поэтому иногда в литературе иногда – шарнирами Гука.

Валы под углом до 45°, позволяют соединения в самые недоступные места. Всё является не одним шарниром, а сразу

ограничена прочностью крестовины, в особенности мест крепления пальцев крестовины в отверстиях вилок. Поломка крестовины – весьма частый дефект, известный, практически, каждому автовладельцу.

Муфты выбираются по каталогу. Проверочный расчёт ведётся для рабочих поверхностей шарниров на смятие, проверяется прочность вилок и крестовины.

Малогабаритные шарнирные муфты стандартизованы в диапазоне диаметров 8 ÷ 40 мм и моментов 1,25 ÷ 128 кГм. Крестовина выполнена в виде параллелепипеда. Шарнир образуется с помощью вставных осей, одна из



их двух коротких втулок, стянутых гайками.

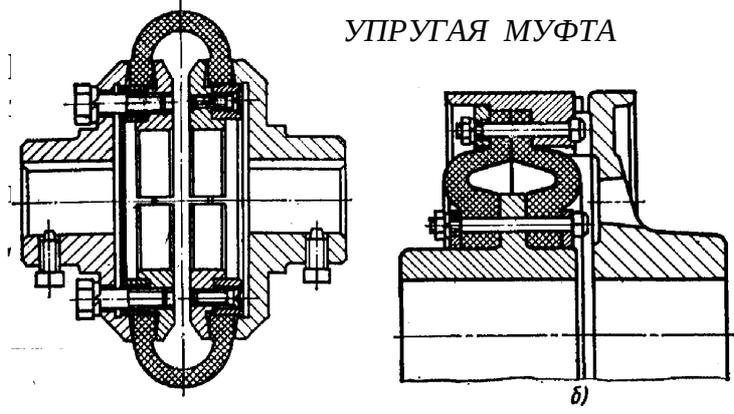
Смещение валов.

Для смягчения (амортизации) ударов, допускают некоторую компенсацию

Главная особенность таких муфт – наличие металлического или неметаллического упругого элемента. Способность упругих муфт противостоять ударам и вибрации значительно повышает долговечность машин.

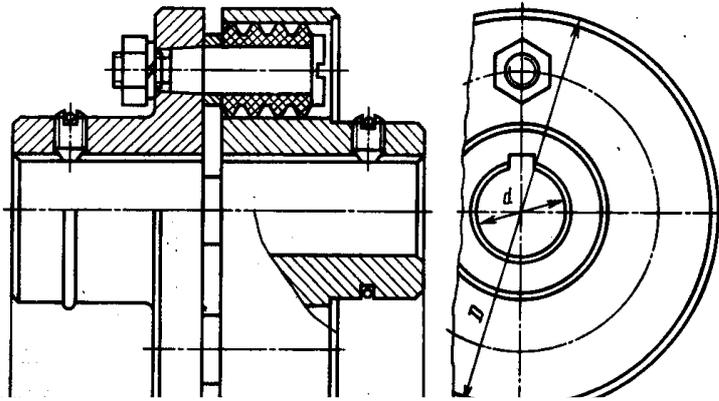
Муфта с упругой торообразной оболочкой может, фактически, рассматриваться, как упругий шарнир Гука. Она способна компенсировать значительные неточности монтажа валов.

УПРУГАЯ МУФТА



упругого элемента. Допускаются диаметры до 6 мм, угловые 1,5 ÷ 2°, угол

Муфта зависит от крепления оболочки эластичной упругой оболочкой в



УПРУГО-ВТУЛОЧНО-ПАЛЬЦЕВАЯ МУФТА (МУВП)

в эксплуатации и поэтому получили широкое применение, особенно для передачи вращения от электродвигателя.

Муфты нормализованы в размерах $16 \div 150$ мм и моментов $3,2 \div 1500$ кгм.

К сожалению, радиальные и угловые смещения существенно снижают срок службы упругих элементов и повышают нагрузки на валы и опоры.

Муфты рассчитывают по допускаемым давлениям между пальцами и упругими втулками

$$P = 2 M_{\text{вр}} / (z D d l) \leq [p],$$

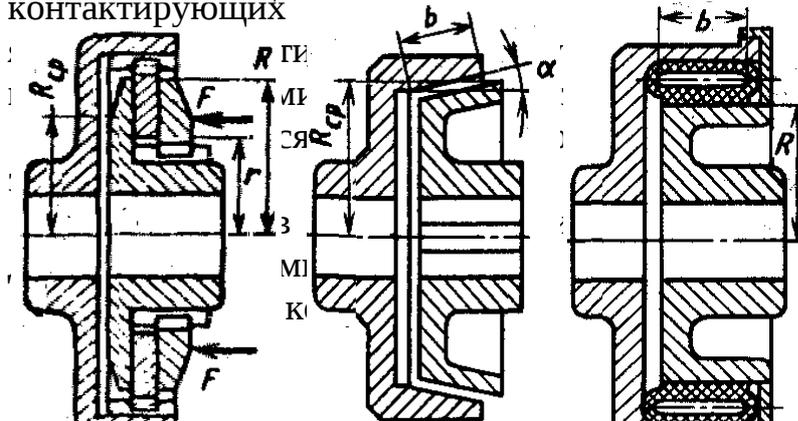
где z – число пальцев, d – диаметр пальца, l – длина упругого элемента, D – диаметр расположения осей пальцев. Допускаемое давление обычно 30 кг/см².

Пальцы муфты рассчитывают на изгиб.

ФРИКЦИОННЫЕ МУФТЫ

Передают вращающий момент благодаря **силам трения**, возникающим в контакте между элементами муфты (*лат. frictio - трение*). Силы трения легко регулируются изменением силы сжатия трущихся поверхностей. Поэтому фрикционные муфты допускают плавное сцепление при любой скорости, что успешно используется, например, в конструкции автомобильного сцепления.

Кроме того, **фрикционная муфта не может передать через себя момент** бо́льший, чем момент сил трения, поскольку начинается проскальзывание контактирующих



ДИСКОВАЯ

КОНУСНАЯ

этого фрикционные муфты редуцируются для защиты

поверхностей фрикционных

по торцевым поверхностям

имеют коническую форму;

→ *цилиндрические*, имеющие цилиндрическую поверхность контакта (колодочные, ленточные и т.д.).

Главной особенностью работы фрикционных муфт является сжатие поверхностей трения. Отсюда ясно, что такие муфты рассчитываются на прочность по контактному давлению (аналогично напряжениям смятия). Для каждой конструкции необходимо вычислить сжимающую силу и разделить её на площадь контакта. Расчётное контактное давление не должно быть больше допускаемого для данного материала.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

- Для чего существуют муфты ?
- Каковы главные признаки классификации муфт ?
- Какая характеристика муфты считается главной ?
- Каковы принципы конструкции и работы жёстких муфт ?
- Каковы принципы конструкции и работы шарнирных муфт ?
- Каковы принципы конструкции и работы упругих муфт ?
- Как устроена и как работает упруго втулочно-пальцевая муфта (МУВП) ?
- За счёт каких сил работают фрикционные муфты ?
- Какие критерии прочности применяют для фрикционных муфт ?

**КУРСОВОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ. ПРАКТИЧЕСКИЕ ЗАНЯТИЯ И
ЛАБОРАТОРНЫЕ РАБОТЫ. САМОСТОЯТЕЛЬНАЯ РАБОТА,
ЗАДАНИЯ.**

КУРСОВОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ

1.1. Объект исследований

Объектами исследований в курсовых проектах являются технологические машины различных отраслей промышленности (насосы, конвейеры, металлорежущие станки, компрессоры и др.), работа которых согласуется со следующей блок-схемой типового машинного агрегата (рис.1.1).

Машинный агрегат в общем случае представляет последовательно соединенные посредством муфт двигатель с передаточным и исполнительным механизмами.

Маховик, как средство регулирования периодических колебаний угловой скорости в машинном агрегате, входит в его состав в зависимости от назначения машины и задается особо условиями на проектирование.

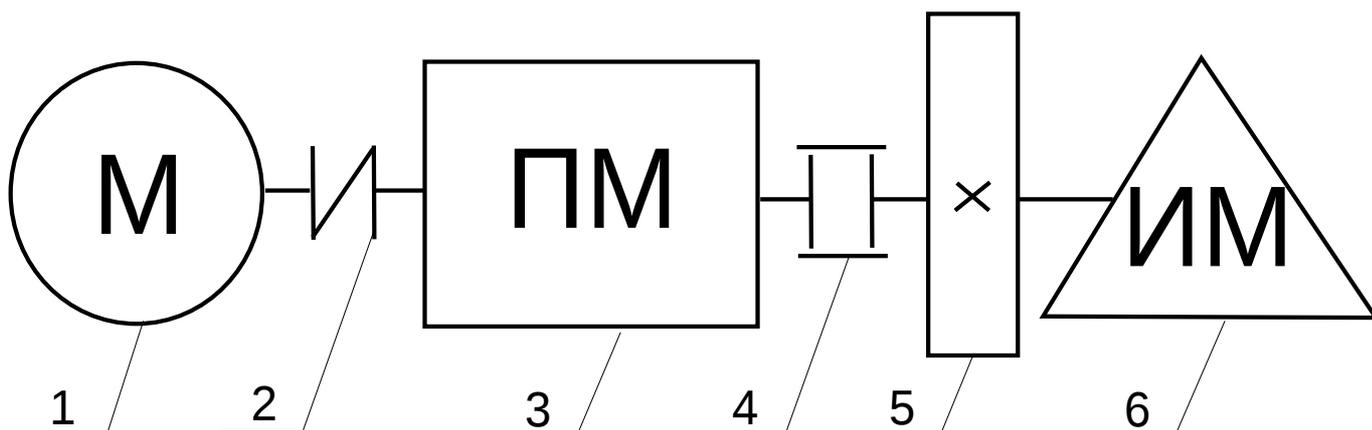


Рис. 1.1

Элементы машинного агрегата получают движение от электрического двигателя 1. В качестве электродвигателя рекомендуются, как надежные, удобные и безопасные при монтаже и эксплуатации асинхронные электродвигатели переменного тока основного исполнения унифицированной серии АИР с частотами вращения 3000, 1500, 1000 и 750 мин⁻¹. Муфты 2 и 4 осуществляют подвижное соединение соответствующих концов валов элементов машинного агрегата. Конкретный тип каждой муфты назначается режимом работы машины. Например, муфта 2 – эластичная – упругая втулочно–пальцевая типа МУВП, муфта 4 – компенсирующая, с более высокой нагрузочной способностью – зубчатая типа МЗ.

Передаточный механизм 3 (чаще всего – редуктор) предназначен для согласования частот вращения ротора электродвигателя с требуемыми значениями частоты вращения входного звена исполнительного механизма 6, которые задаются условиями технологического процесса, осуществляемого машиной.

Задания на проектирование редукторов представлены шестью схемами, в том числе, двухступенчатые трехзвенные зубчатые передачи (по развернутой схеме; с раздвоенными быстроходной, промежуточной и тихоходными ступенями; соосные с внутренним и внешним зацеплениями) и одноступенчатая червячная передача.

Маховик 5 обеспечивает заданную неравномерность работы машинного агрегата. Вопрос о месте установки маховика 5 решается студентами после определения его геометрических размеров (например, в случае значительного превышения габаритных размеров передаточного механизма 3 маховик 5 следует разместить на более быстроходном участке машинного агрегата).

Исполнительный механизм 6 своим выходным звеном осуществляет непосредственное воздействие на обрабатываемую деталь, материал или среду. В курсовом проекте исполнительным механизмом являются шестизвенные рычажные механизмы. Воздействие выходного звена, например, на деталь задается графиком изменения сил полезных сопротивлений, прилагаемых к нему.

1.2. Структура курсового проекта

1.2.1. Конструкторские документы, их обозначение

Курсовой проект по дисциплине «Техническая механика» представляет собой совокупность конструкторских документов: *графических* (чертежи, схемы) и *текстовых* (пояснительная записка, спецификации).

Изделием – продукцией, изготавливаемой по конструкторской документации – в настоящем учебном проекте является технологическая машина. Виды изделия: детали и сборочные единицы (в данном случае – редуктор).

Конструкторскую документацию проекта составляют: чертеж детали, сборочный чертеж, схема, спецификация, пояснительная записка.

Чертеж детали – документ, содержащий изображение детали и другие данные, необходимые для её изготовления и контроля.

Сборочный чертеж (код СБ) – документ, содержащий изображение сборочной единицы и другие данные, необходимые для ее сборки (изготовления и контроля).

Схема (код СХ) – документ, на котором в виде условных изображений или обозначений показаны составные части изделия и связи между ними. Номенклатура различных видов схем и их обозначений установлена ГОСТ 2.701-84.

Спецификация – документ, определяющий состав изделия, сборочной единицы, комплекса и всей его конструкторской документации.

Пояснительная записка (код ПЗ) – документ, содержащий описание устройства и принципа действия разрабатываемого изделия, а также обоснования принятых при его разработке технических и технико-экономических решений, сопровождаемые необходимыми расчетами.

Чертеж детали и спецификацию относят к основным конструкторским документам, им код не присваивают. Учебным конструкторским документам присваивают литеру “У”.

Курсовому проекту присваивается обозначение, состоящее: из индекса проекта (КП – курсовой проект); наименование учебной дисциплины (ТМ – техническая механика); шифра специальности (например, «Электроснабжение» - 140211); - номер задания и варианта на курсовой проект. Например, КП ТМ 140211.13-07.

1.2.2. Требования к пояснительной записке

Пояснительная записка является самостоятельным текстовым документом и должна содержать необходимую информацию и сведения (расчеты, графики, схемы и др.), позволяющие понять обоснованность принятых технических решений и выводов по проведенным исследованиям.

Пояснительная записка оформляется посредством компьютерной печати на листах формата А4 (210×297) в соответствие со Стандартом Амурского государственного университета “Правила оформления дипломных и курсовых

работ (проектов)” [7], являющимся обязательным приложением настоящего пособия. В качестве обязательных элементов пояснительная записка должна содержать титульный лист; задание на проектирование; реферат; содержание; определения, обозначения, сокращения; введение; основную часть; заключение; библиографический список; приложение. В соответствии с данным стандартом студенты в последующем выполняют курсовые проекты (работы) по другим дисциплинам, а также дипломный проект, качество которых зависит от приобретенного опыта при работе с курсовым проектом по технической механике.

Для каждого этапа расчета дают сформулированный заголовок с указанием какой параметр механизма или деталь рассчитывают и по какому критерию или на какой вид работоспособности. Последовательность этапов расчетов определяется заданием на курсовой проект.

Расчеты параметров механизмов и деталей машин рекомендуется производить, за некоторым исключением, в единицах СИ – в м, мм, м/с, м/с², с⁻¹, мин⁻¹, Н, кН, МН, Нм, Па, МПа и др.

Достаточная точность машиностроительных расчетов для сил – в десятке чисел Н, для моментов сил – в десятых долях чисел Нм и для механических напряжений – в десятых долях чисел МПа; при этом 0,5 и больше считается за единицу, а меньшая дробь отбрасывается. Для линейных размеров в миллиметрах берут только целые числа, следовательно, при сантиметрах достаточно закончить первым десятичным знаком. Лишь в особых случаях нужна большая точность – до десятых и даже до сотых долей миллиметра, например, при конусах, винтовой нарезке и в профилировании зубьев и кулачков. Все сказанное относится только к расчетам, а не к изготовлению и обработке деталей, где требуемая точность выражается в десятых, сотых и в тысячных долях миллиметра.

Расчет следует оформлять в определенном порядке, с необходимым пояснительным текстом, сопровождать схемами или эскизами рассчитываемых механизмов и деталей, а также схемами сил и эпюрами моментов, действующих

на эти детали. Следует, чтобы на эскизах и сечениях размеры были обозначены теми же буквами, какие имеются в расчетных формулах. Объем пояснительной записки 35-50 страниц.

1.2.3. Описание и требования к графической части

Графическая часть состоит из чертежей, выполненных вручную или в электронном виде с последующей распечаткой на плоттере. Чертежи формата А1 (594×841) снабжаются основной надписью по ГОСТ 2.104-68 с размерами (55×185).

Объем графической части составляет четыре листа указанного формата, которые выполняются согласно требованиям ГОСТов и ЕСКД на чертежи в машиностроении. Однако, иногда рекомендованные ЕСКД упрощенные и условные изображения, как, например, для резьбовых деталей и подшипников качения, при учебном проектировании с учебно-методической точки зрения недопустимы, так как студенты должны изучить не только конструкцию и назначение деталей, соединений и узлов, но и их взаимодействие в исследуемой машине.

Приступать к вычерчиванию необходимо сейчас же, как только предварительный расчет даст достаточно данных для выполнения чертежа. Чертеж и расчет должны производиться параллельно таким образом, чтобы расчет лишь немного опережал чертеж, иначе неизбежны ошибки, которые могут быть выявлены лишь в последствии, что повлечет за собой большую потерю труда и времени. Поэтому следует придерживаться правила: все полученные расчетом величины и размеры немедленно проверять путем их нанесения на чертеж.

Графическая часть состоит из чертежей:

● ЛИСТ 1. Кинематический анализ рычажного механизма

На данном листе (рис. 1.2) методами теории механизмов и машин решаются следующие задачи и приведены построения:

- структурный анализ;

- планы положений механизма;
- планы скоростей;
- планы ускорений;
- кинематические диаграммы;
- циклограмма;
- схема машинного агрегата.

Структурный анализ оформляется в виде таблицы, размещенной над основной надписью. Для каждой группы Ассура и начального механизма рассчитывается степень подвижности, определяется класс и порядок. Составляется формула строения механизма, определяется класс и порядок механизма.

Все построения на листе 1 снабжаются соответствующей поясняющей надписью и масштабными коэффициентами.

Планы положений выполняются тонкими линиями. Один из планов положений, с участка рабочего хода, выделяется основными линиями. На нем обозначаются номера звеньев и кинематические пары механизма, углы рабочего и холостого ходов, направление угловой скорости выходного звена. На звеньях выделенного плана положений круговыми стрелками указываются направления угловых скоростей и угловых ускорений, полученных на основании расчетов. Рядом с планами положений размещается график изменения сил полезных сопротивлений. Масштабный коэффициент планов положений следует выбирать таким, чтобы он обязательно соответствовал одному из стандартных значений линейных масштабов.

Планы скоростей строятся для всех положений из общего полюса. На них путем соединения концов одноименных векторов абсолютных линейных скоростей точек звеньев механизма пунктирными линиями изображаются годографы.

В масштабе, в одной системе координат изображаются диаграмма движения выходного звена (графики перемещений, аналогов скоростей и аналогов ускорений).

Под диаграммой размещают линейную цикловую диаграмму (циклограмму) работы рычажного механизма.

Машинный агрегат (рис. 1.1) изображается с уточненным в ходе расчетов месторасположением маховика. Если требуется, то на схеме машинного агрегата корректируется количество и тип выбранных муфт.

Масштабные коэффициенты построений следует выбирать так, чтобы площадь листа была максимально заполнена, сами построения были бы удобными для чтения.

На графиках должна наноситься размерная сетка, для которой подбирается такой масштаб, чтобы кривые занимали не менее 80 % площади. У каждого графика должна быть размерная линия с нанесением величины и размерности переменных.

Графические построения и надписи следует выполнять в соответствии с ГОСТ 2.306-68 и ГОСТ 2.316-68 ЕСКД.

Пример выполнения первого листа 1 представлен на рис. 1.2.

● ЛИСТ 2. Силовой расчет рычажного механизма

На *листе 2* курсового проекта размещаются:

1. Картина силового нагружения механизма, вычерченного в расчётном положении.
2. Планы скоростей и ускорений механизма.
3. График мощности от силы полезного сопротивления для выбора расчётного положения.
4. Картины силового нагружения групп Ассура и входного звена.
5. Планы сил групп Ассура и входного звена.
6. Таблица результатов силового расчёта.

● ЛИСТ 3. Сборочный чертеж

Сборочный чертеж (рис. 1.3) проектируемого редуктора должен быть наглядным и в полной мере давать четкое представление об его конструкции, быть понятным и читаемым для пользователя.

С другой стороны сборочный чертеж должен быть лаконичным, т.е. изображения **всех** деталей, входящих в это изделие. Виды, разрезы, сечения, выносные элементы должны давать полное представление и о конструкции каждой детали.

Детали типа тел вращения (валы, колеса, стаканы, втулки и др.) полностью выявляет одна проекция. Для выявления конструкции более сложных деталей требуется несколько проекций, разрезов и сечений. В частности, чтобы показать конструкцию корпуса или крышки корпуса редуктора на сборочном чертеже показывают:

- главный (основной) вид – развертку по осям валов;
- внешние виды спереди, сверху и по бокам, а также ряд сечений.

Известно, что при изображении изделий в масштабе уменьшения размеры деталей и их соотношения конструктор воспринимает в искаженном виде. Поэтому желательно сборочный чертеж редуктора выполнить в натуральную величину в масштабе 1:1. Учитывая ограниченную площадь чертежа в учебном проекте, допускается компоновочный чертеж и главный вид редуктора

выполнить в масштабе 1:1, а наиболее простые внешние виды допустимо изобразить в масштабе уменьшения (1:2). Сечения и выносные элементы, относящиеся к этим видам, выполняют в масштабе (1:1) или в масштабе увеличения (2:1).

Чертеж общего вида редуктора должен содержать все необходимые данные для монтажа привода машины и подготовки его для эксплуатации. На этом чертеже указывают:

- 1) габаритные размеры: наибольшие длина, ширина и высота редуктора;
- 2) монтажные размеры: высота линий центров входного и выходного валов от опорной плоскости корпуса редуктора; межосевые расстояния под отверстия для болтов крепления редуктора к раме или полу цеха; размеры концов входного и выходного валов для соединения их с муфтами и др.
- 3) основные расчетные параметры передач: межосевые расстояния a_w зубчатых и червячных передач; делительные диаметры конических колес; числа зубьев Z_1 и Z_2 и модуль m ; угол наклона зубьев β ; ширину зубчатого венца колеса b ;
- 4) сопряженные размеры: диаметры и посадки на валах зубчатых и червячных колес, полумуфт подшипников, шпонок, стаканов, втулок, центрирующих поверхностей крышек подшипников;
- 5) свободные размеры задают с учетом технологии изготовления, сборки и удобства контроля.

На сборочном чертеже размещают (обычно над основной надписью)

- **техническую характеристику** изделия (редуктора):

1. Вращающий момент, на выходном валу, Н \cdot м ...
2. Частота вращения выходного вала, мин $^{-1}$...
3. Общее передаточное число ...
4. Радиальная консольная нагрузка не более

– на входном валу, Н	...
– на выходном валу, Н	...
5. Степень точности изготовления передачи (зубчатой, червячной и др.)	...
Масса редуктора, кг	...

- технические требования к редуктору:

Осевая игра подшипников:

поз. ... 0,1 ... 0,15 мм;

поз. ... 0,15 ... 0,2 мм

(осевую игру подшипников регулировать установкой прокладок поз. ... под крышки поз. ...).

2. При сборке обеспечить пятно контакта в зацеплении не менее 70 % длины зуба.
3. Необработанные поверхности литых деталей, находящиеся в масляной ванне, красить маслостойкой красной эмалью (марка, ГОСТ или ТУ).
4. Наружные поверхности корпуса красить серой эмалью ПФ 115 ГОСТ 6465-76.
5. Плоскость разъема покрыть тонким слоем герметика УТ-34 ГОСТ 24285-80 при окончательной сборке.
6. Перед обкаткой и эксплуатацией в редуктор залить жидкую смазку до уровня по маслоуказателю. Полости опор промыть керосином и заполнить смазкой “Литол-24” на 2/3 объема.
7. Окончательно собранный редуктор испытать:
 - 1) без нагрузки в течение одного часа при частоте вращения быстроходного вала ... мин⁻¹,
 - 2) под нагрузкой в течение двух часов при частоте вращения быстроходного вала ... мин⁻¹ и полной нагрузкой крутящим моментом тихоходного вала. В процессе испытаний течи масла по корпусу, нагрев подшипников

более 60° и посторонние неравномерные шумы не допускаются.

8. После испытаний редуктора жидкую смазку слить, сдать на склад, залить консервирующую смазку “КС-8” объемом ... л. и прокрутить редуктор без нагрузки в течение пяти минут.

В каждом конкретном варианте приведенные выше требования могут быть изменены.

Приблизительную массу редуктора рекомендуется вычислить по его габаритным размерам в сантиметрах, как сплошной объем плотностью 7,85г/см³, умноженный на число 0,25. Например: 125×80×52×7,85=4082кг×0,25=1020кг.

Масса изделия является одним из его параметров и должна быть указана на сборочном чертеже.

На сборочном чертеже редуктора показывают номера позиций сборочных единиц и деталей. Их размещают на полках, расположенных параллельно основной подписи сборочного чертежа вне контура изображения. Полка соединяется с деталью выносной линией. По возможности полки группируют в строчку или колонку на одной горизонтали или вертикали.

Номера позиций наносят на чертеж один раз.

Допустимо делать общую линию-выноску с вертикальным расположением номеров позиций для группы крепежных деталей (например: шпилька, шайба, гайка), относящихся к одному и тому же месту крепления.

Шрифт номеров позиций должен быть на один-два размера больше, чем шрифт, принятый для размерных чисел на том же чертеже.

Номерами позиций от 1 до 9 обозначают сборочные единицы, входящие в состав редуктора (маслоуказатель сборный, крышка-отдушина, корпус сварной, червячное колесо в сборе и др.).

Номерами позиций от 11 до 99 обозначают детали и стандартные изделия.

● ЛИСТ 4. Рабочие чертежи

В реальном проекте рабочие чертежи разрабатывают на все детали (кроме покупных и стандартных), входящие в состав изделия. Чертеж каждой детали выполняют на отдельном листе стандартного формата и снабжают основной надписью, размещенной: на формате А4 – вдоль короткой стороны; на других – преимущественно вдоль длинной стороны листа.

В настоящем учебном проекте студенты выполняют рабочие чертежи четырех типовых деталей редуктора (согласно заданию на проект или по указанию руководителя проекта):

- вал;
- зубчатое колесо;
- подшипниковая крышка; (стакан);
- корпус (крышка) редуктора.

Рабочий чертеж детали должен содержать все сведения, определяющие форму и размеры детали, предельные отклонения размеров, допуски формы и расположения, параметры шероховатости поверхностей и другие данные, необходимые для изготовления и контроля детали.

Деталь изображают на чертеже в том положении, в котором ее устанавливают на станке, в частности геометрическая ось детали – тела вращения (вал, зубчатое колесо и др.) располагают на чертеже **параллельно** основной надписи **вправо** стороной более трудоемкой для токарной обработки.

Весь комплекс технических данных, который необходим для изготовления сборки, регулировки, отделки и контроля изделия, не может быть выражен только линиями чертежа, размерами, предельными отклонениями и условными обозначениями. Поэтому

возникает необходимость дополнять чертежи соответствующими текстовыми техническими требованиями, основными характеристиками и таблицами. В зависимости от вида изделия, которое изображено на чертеже, и назначения чертежа технические требования могут быть самыми разнообразными.

Технические требования располагают над основной надписью (рис. 1.4), а при недостатке места – левее основной надписи.

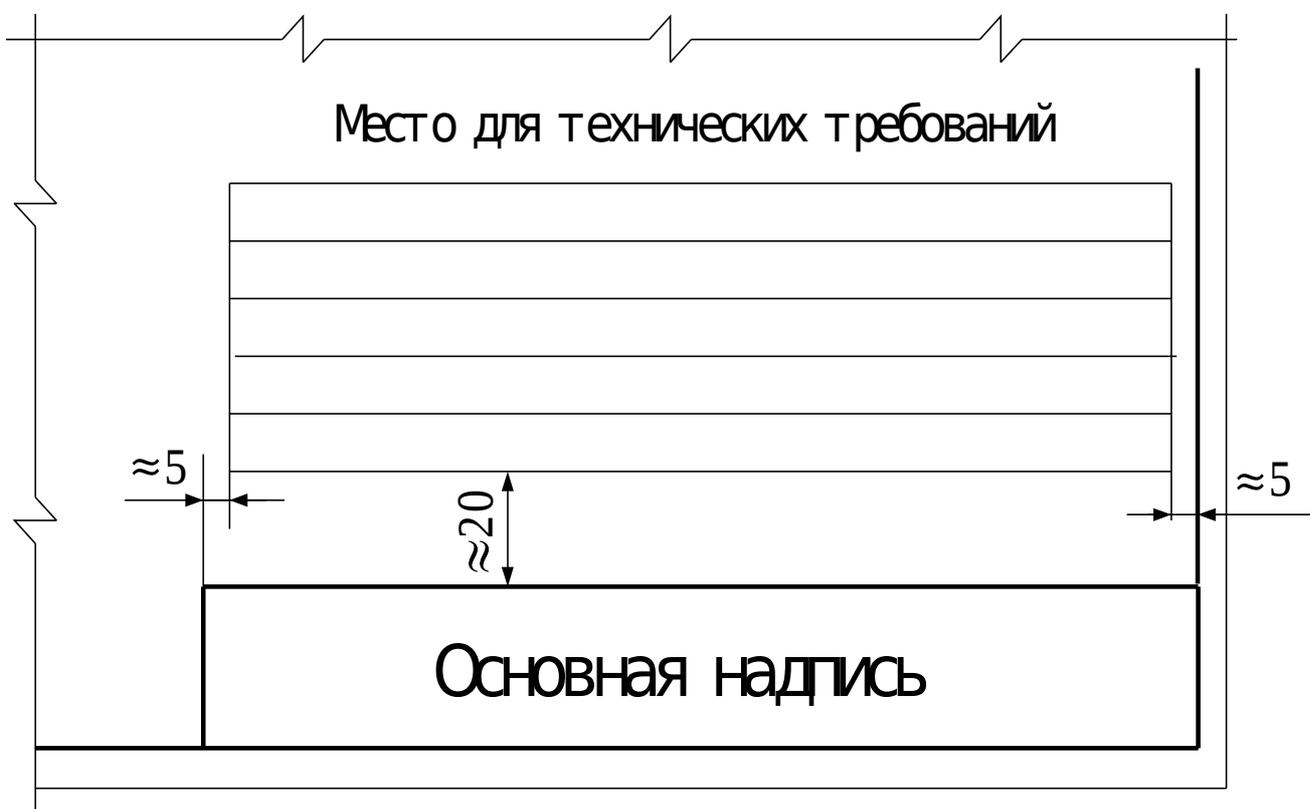


Рис. 1.4

Технические требования записывают в следующем порядке:

- 1) Требования к материалу, заготовке, термической обработке и к свойствам материала готовой детали (... HB, ... HRC).
- 2) Указания о размерах (размеры для справок, радиусы закруглений, углы и др.).
- 3) Предельные отклонения размеров (неуказанные предельные отклонения, общие допуски и др.).
- 4) Допуски формы и взаимного расположения поверхностей, на которые в ГОСТ 2.308-79 нет условных графических знаков.

Примеры выполнения рабочих чертежей деталей редуктора приведены на рис. 1.5 – 1.7.

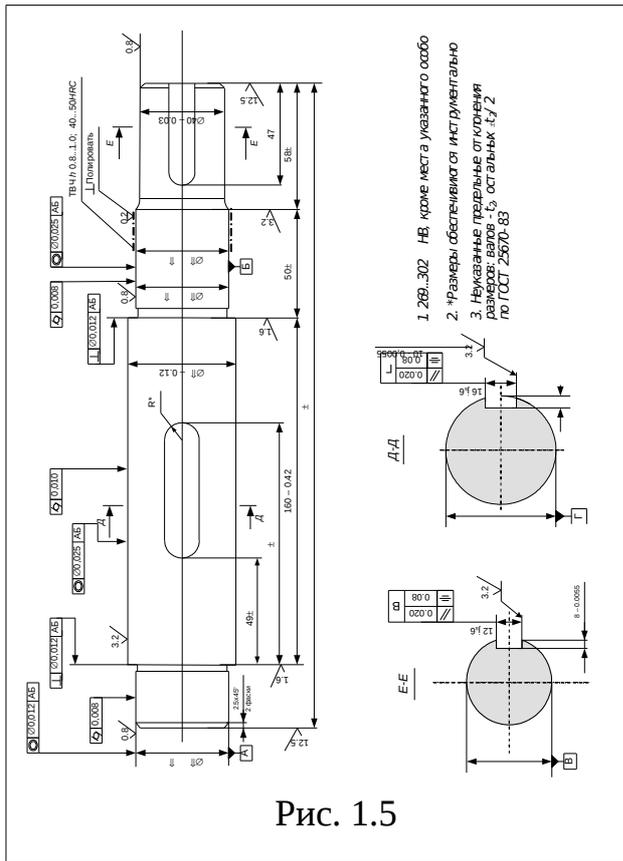


Рис. 1.5

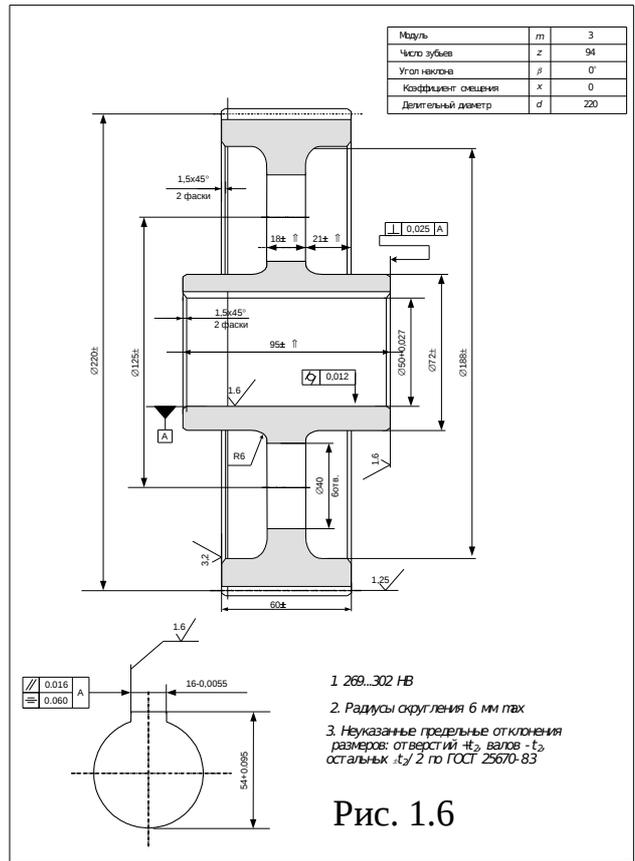


Рис. 1.6

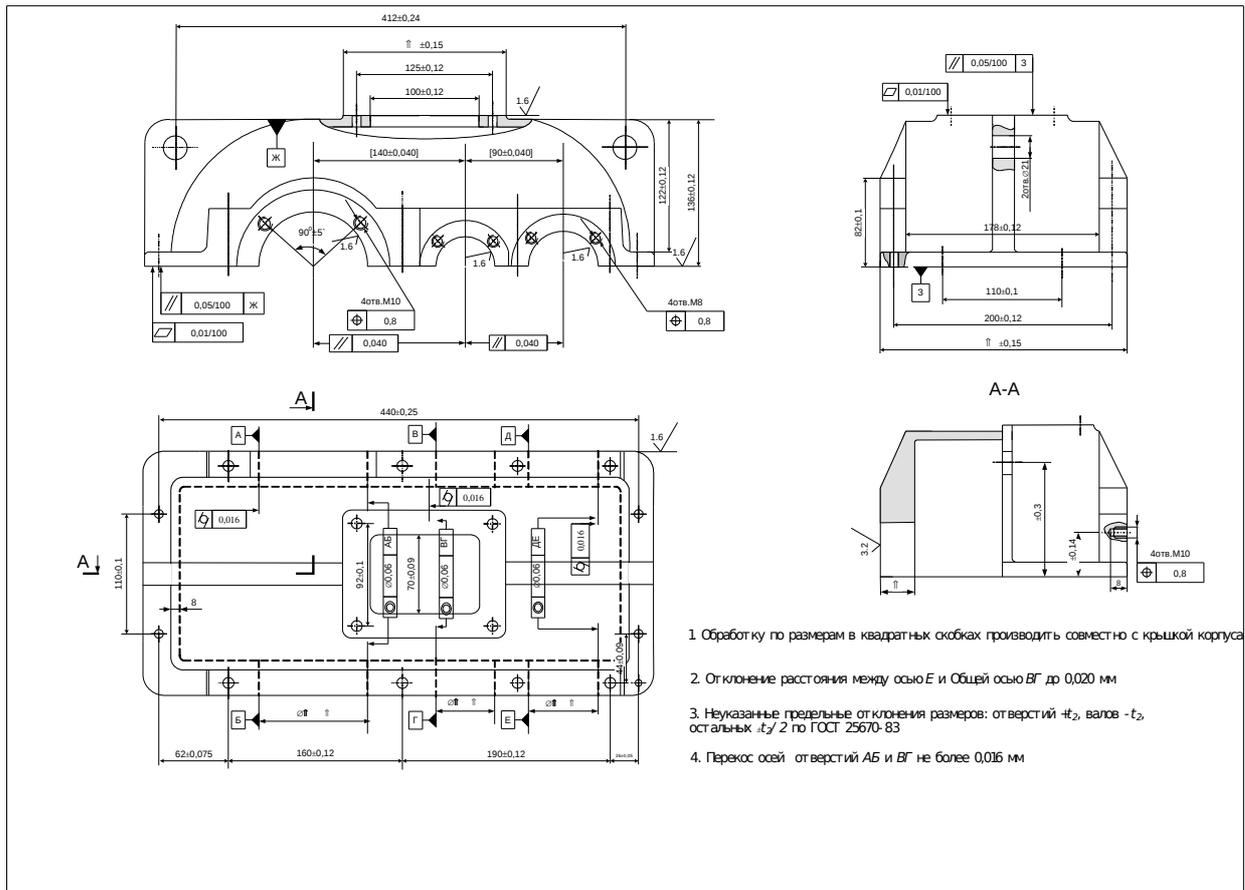


Рис. 1.7

1.3. Основные надписи

Для всех видов *чертежей* (деталей, сборочных, общих видов) применяют форму основной надписи по ГОСТ 2.104-68 (рис. 1.8).

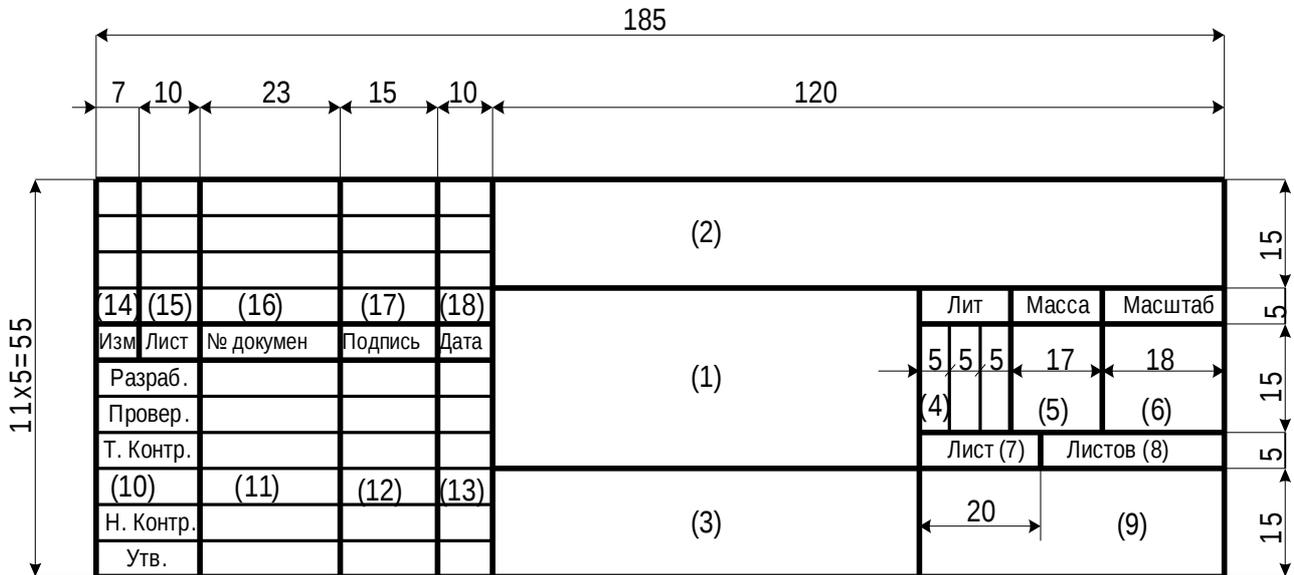


Рис. 1.8

В текстовых документах (спецификациях, пояснительной записке) применяют форму основной надписи по рис. 1.9 (для первого или заглавного листа) или по рис. 1.10 (для последующих листов).

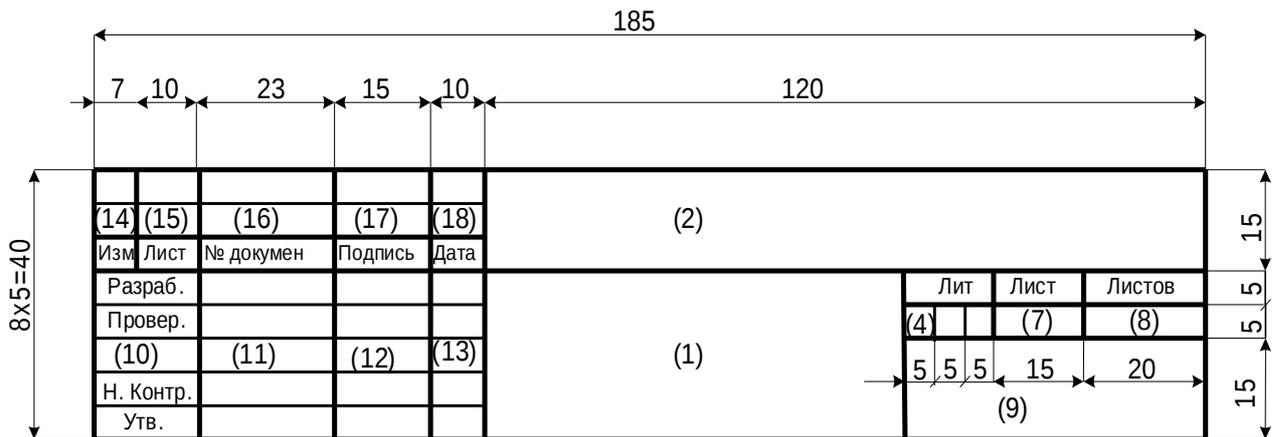


Рис. 1.9

Допускается для последующих листов чертежей и схем применять форму по рис. 1.10.

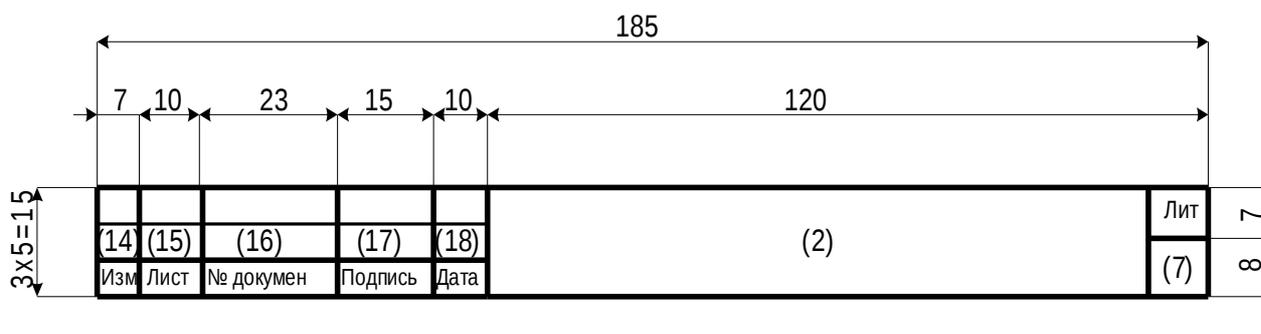


Рис. 1.10

В графах основных надписей (номера граф на рис. 1.8 , 1.9 и 1.10 указаны в скобках) приводят:

1 – наименование изделия (детали сборочной единицы), а также наименование документа, если этому документу присвоен код. Наименование записывают в именительном падеже единственного числа. На первом месте помещают имя существительное;

2 – обозначение документа (чертежа детали, сборочного, общего вида, пояснительной записки, спецификации);

3 – обозначение по стандарту материала детали (графу заполняют *только на чертеже детали*, например: “Сталь 40ХН ГОСТ 4543-71”);

4 – литеру документа (в крайней левой клетке пишут букву “У”);

5 – массу изделия в килограммах без указания единицы измерения (в учебных проектах графу можно не заполнять);

6 – масштаб (1:1,1:2,2:1 и др.); при выполнении документов на печатающих и графических устройствах вывода ЭВМ допустимо применять масштабы уменьшения 1:n и увеличения n:1, где n – рациональное число;

7 – порядковый номер листа (на документах, состоящих из одного листа, графу не заполняют);

8 – общее количество листов документа (чертежа детали, сборочного, общего вида; пояснительно записки; спецификации) – графу заполняют только на первом листе;

9 – сокращенное обозначение учебного заведения, шифр группы.

10, 11, 12, 13 – характер работы, выполняемой лицом, подписавшим документ: в строке “Разраб.” – фамилию студента, его подпись и дату; в строке “Пров.” – фамилию преподавателя, его подпись и дату.

Подписи лиц, разработавших документ, являются обязательными.

Остальные строки и графы 14 - 18 в учебных проектах не заполняются.

Если чертеж состоит из двух и более листов, то на последующих листах основную надпись допускается выполнять в соответствии с рис. 1.10. При этом заполняют графы 2 и 7.

1.4. Составление спецификаций

1.4.1. Структура спецификации

Спецификация определяет состав изделия и всей его конструкторской документации. Спецификацию составляют в соответствии с требованиями ГОСТ 2.106-96. Текстовые документы и ГОСТ 19.202-78 ЕСПД. Спецификация. Требования к содержанию и оформлению. Спецификацию составляют на отдельных листах формата А4 по формам, представленным на рис. 1.11и рис. 1.12.

В спецификацию вносят составные части, входящие в специфицируемое изделие, а также конструкторские документы, относящиеся, к этому изделию и к его неспецифицируемым частям.

В учебных проектах спецификацию составляют на все изделие в сборе и на одну или несколько сборочных единиц. Листы спецификации помещают в разделе приложений пояснительной записки.

В общем случае спецификация состоит из разделов, которые располагают в следующей последовательности:

- документация;
- комплексы;
- сборочные единицы;
- детали;

общего вида, например, привода насоса, включая раму, электродвигатель, муфты, редуктор исполнительный механизм, а также пояснительная записка. В нашем случае – только сборочный чертеж редуктора – как для сборочной единицы проектируемого привода насоса. Документы внутри этого раздела записываются в последовательности:

- документы на специфицируемое изделие;
- документы на неспецифицируемые составные части (детали).

The diagram shows a table layout with dimensions and labels. The table is divided into several sections:

- Header Section:**
 - Columns: Формат (6), Зона (6), Гв. (8), Обозначение (70), Наименование (63), Кол. (10), Примечание (22).
 - Rows: 15 (height of the first row), 8 (height of the second row).
- Main Table Section:**
 - Dimensions: 3 x 5 = 15 (height of the section).
 - Structure: 5 rows and 6 columns.
- Footer Section:**
 - Columns: Имя, Лист, № докум., Подп., Дата, Лист.

Рис. 1.12

В разделе “Сборочные единицы” записывают изделие, состоящее из составных частей.

К разделу “Детали” относят оригинальные детали: валы, зубчатые колеса, втулки, стаканы, прокладки и др.

В разделе “Стандартные изделия” записывают изделия, применяемые по стандартам (международным, государственным, отраслевым, предприятий), например: подшипники качения, манжеты, болты, винты, гайки, штифты и др. В пределах каждой категории стандартов запись рекомендуется производить по группам изделий, объединенных по их функциональному назначению (например, подшипники, крепежные изделия). В пределах каждой группы изделия записывают в алфавитном порядке по их наименованиям; в пределах каждого наименования – в порядке возрастания основных параметров или размеров изделия.

В разделе “Прочие изделия” вносят изделия, примененные по техническим условиям, и импортные покупные изделия. Порядок записи внутри раздела аналогичен порядку, примененному в разделе “Стандартные изделия”.

В разделе “Материалы” вносят все материалы, непосредственно входящие в специфицируемое изделие. Материалы рекомендуется в следующей последовательности:

- металлы черные;
- металлы магнитоэлектрические и ферромагнитные;
- металлы цветные, благородные и редкие;
- кабели, провода, шнуры;
- пластмассы и пресс-материалы;
- бумажные и текстильные материалы;
- лесоматериалы;
- резиновые и кожевенные материалы;
- минеральные, керамические и стеклянные материалы;

- лаки, краски, нефтепродукты и химикаты;
- прочие материалы.

В этот раздел **не записывают** материалы, необходимое количество которых не может быть определено конструктором по размерам элементов изделия и вследствие этого устанавливается технологом. К таким материалам относят лаки, краски, клеи, смазки, припои, электроды и др. Указание о применении таких материалов дают в технических требованиях на поле чертежа.

После каждого раздела оставляют 2-3 свободные строки, как резервные для возможных дополнительных записей.

В графах основной надписи спецификации приводят:

1. наименование изделия без наименования документа. Например, в данном курсовом проекте: “Редуктор цилиндрический соосный”.
2. обозначение спецификации, например: ТМ 13-07.00.00

Правила заполнения остальных граф приведены в 1.3.

1.4.2. Заполнение граф спецификации

1. В графе “*Формат*” указывают форматы документов, обозначение которых указаны в графе “Обозначение”. Если документ выполнен на нескольких листах различных форматов, то в графе “Формат” проставляют “звездочку” со скобкой *), а в графе “Примечание” перечисляют все форматы в порядке их увеличения. Для документов, записанных в разделах “Стандартные изделия”, “Прочие изделия” и “Материалы”, графу “Формат” не заполняют.

Для деталей, на которые не выпущены чертежи, в графе «Формат» указывают: БЧ.

2. В графе «*Зона*» указывают обозначение зоны, в которой находится номер позиции, записываемой составной части (при разбивке поля чертежа на зоны по ГОСТ 2.104).

Графы «Формат» и «Зона» в учебных проектах можно не заполнять.

3. В графе «Поз.» записывают порядковые номера составных частей, указанные на полках выносных линий чертежа изделия в последовательности записи этих составных частей в спецификации.

Допускается резервировать номера позиций, которые проставляют в спецификацию при заполнении резервных строк. Например, раздел «Детали» заканчивают номером позиции 25, а следующий раздел «Стандартные изделия» начинают с номера позиции 29, резервируя таким образом три номера позиций для возможных изменений.

Для раздела «Документация» графы не заполняют.

4. В графу «Обозначение» записывают:

- в разделе «Документация» - обозначение записываемых документов (в спецификации всего изделия в сборе - обозначение сборочного чертежа редуктора, например, ТМ13 – 07.00.00.СБ – и обозначение пояснительной записки, например, ТМ13 – 07.00.00.ПЗ;

- в разделах «Сборочные единицы» и «Детали» - обозначение основных конструкторских документов (спецификаций сборочных единиц и чертежей деталей соответственно). Для деталей, на которые не выпущены чертежи, - указывают присвоенное из обозначения. Например, вал поз. 7 имеет обозначение ТМ13 – 07.00.18. В разделах «Стандартные изделия», «Прочие изделия» и «Материалы» графу «Обозначение» не заполняют.

5. В графе «Наименование» указывают:

- в разделе «Документация» - только наименование документа (например, в спецификации редуктора: «Сборочный чертеж» и «Пояснительная записка»);

- в разделах спецификации «Сборочные единицы» и «Детали» - наименование изделий в соответствии с основной надписью на основных конструкторских документах этих изделий. Сборочные единицы записывают в порядке возрастания номеров позиций. Для деталей, на которые не выпущены чертежи, указывают материал и другие данные, необходимые для изготовления;

- в разделе «Стандартные изделия» указывают наименования и обозначения изделий в соответствии со стандартами на эти изделия. Например, для группы крепежных изделий:

«Болт М12-6е× 60.58 ГОСТ 7796-70

Болт М16-6д× 60.58 ГОСТ 7796-70

Болт М12-6д× 50.46 ГОСТ 7798-70

Винт М12-6д× 40.68 ГОСТ 11738-84

Гайка М12-6Н.5 ГОСТ 5915-70»

Запись производят в пределах каждой категории стандартов (в данном случае – государственных), в пределах групп изделий, объединенных по функциональному назначению (в данном случае – крепежные), в пределах каждой группы – в алфавитном порядке наименований изделий, в пределах наименования – в порядке возрастания обозначений стандартов, а в пределах каждого обозначения стандарта – в порядке возрастания основных параметров или размеров изделия.

- в разделе «Материалы» - обозначения материалов, установленные в стандартах или технических условиях на эти материалы. Например, «Масло И – Г – С – 220 ТУ 38 101413-78».

6. В графе «Кол.» указывают для составных частей изделия, записываемых в спецификацию, количество их на одно изделие.

●

в разделе «Материалы» записывают общее количество материалов на одно изделие с указанием единиц измерения, например, «1,5 л». Допускается единицы измерения записывать в графе «Примечание» в непосредственной близости от графы «Кол.»;

- в разделе «Документация» графу не заполняют.

Если сборка отдельных узлов изделия обеспечивается методом подборки регулирующих элементов (например, прокладок), то в графе «Кол.» указывают наиболее вероятное при установке их количество, а в графе «Примечание» записывают «Наиб. кол.».

7. В графе «Примечание» указывают дополнительные сведения для планирования и организации производства, а также другие сведения, относящиеся к записанным в спецификацию изделиям, материалам и документам, например, для деталей, на которые выпущены чертежи, указывают массу.

Допускается совмещение спецификации со сборочным чертежом в бумажной форме при условии их размещения на листе формата А4 (ГОСТ 2.301). При этом ее располагают над основной надписью и заполняют в том же порядке и по той же форме, что и спецификацию, выполненную на отдельных листах. Аналогичное исполнение спецификации допускается на листах любого формата, установленного ГОСТ 2.301, но лишь в случаях изготовлений изделия при единичном или вспомогательном производствах.

Пример оформления спецификации на двухступенчатый цилиндрический редуктор приведен на рис. 1.13.

1.5. Организация защиты проекта

Защита является итоговым этапом самостоятельной работы студентов над курсовым проектом.

К защите допускается студент, выполнивший в соответствии с заданием в полном объеме графическую и расчетную части проекта. Оформленная пояснительная записка подписывается студентом и представляется сначала на нормоконтроль, затем, после его прохождения, - на проверку руководителю проекта. При отсутствии принципиальных замечаний по проведенной работе руководитель подписывает титульный лист пояснительной записки и чертежи, что свидетельствует о допуске студента к защите.

В докладе студент кратко и взаимосвязано излагает назначение, принцип работы и область применения машины; называет основные этапы, лаконично характеризуя при этом используемые методы кинематического и динамического анализа, сообщает о полученных результатах. Студенту следует объяснить конструкцию спроектированного редуктора привода машины, критически анализируя, отметить преимущества и недостатки отдельных узлов и конструкций редуктора в целом, сравнивая их с аналогичными устройствами; отстоять и доказать обоснованность принятых конструктивных решений.

Перечень вопросов, которые могут быть заданы студенту на защите достаточно широк (он определен составными частями изучаемой дисциплины:

- теория механизмов;
- сопротивление материалов;
- детали машин), но в то же время его можно кратко

сформулировать следующим образом - *студент должен уметь объяснить по каждому листу проекта:*

- **что** сделано?
- **каким** образом?
- **почему** это так сделано?

В процессе обсуждения студент должен показать, что он овладел общими методами исследования системы механизмов, получил навыки выполнения необходимых построений и расчетов, может обосновать целесообразность принятия конкретных инженерных решений при исследовании и конструировании механизмов машин. Также студенту необходимо уметь объяснять методику построений и прочностных расчетов, выполненных в процессе проектирования, знать назначение всех деталей и узлов; ответы на вопросы должны быть краткими и точными.

Курсовой проект оценивается дифференцированной оценкой по результатам ответов студента на вопросы и с учетом качества выполнения пояснительной записки, оформления чертежей и доклада при защите.

Если в результате защиты выяснилось, что проект выполнен не самостоятельно, то он снимается с защиты, и студенту выдается новое задание. Студент, получивший за курсовой проект неудовлетворительную оценку, продолжает дополнительно работать над проектом, устраняя замечания, и защищается повторно.

ГЛАВА 2

СТРУКТУРНЫЙ АНАЛИЗ МЕХАНИЗМОВ

Теория механизмов и машин есть наука, изучающая строение, кинематику и динамику механизмов в связи с их *анализом* и *синтезом*.

Первая группа проблем теории механизмов посвящена исследованию структурных, кинематических и динамических свойств механизмов, т.е. *анализу механизмов*.

Движение механизмов зависит от их строения и сил, действующих на них. Поэтому удобно проблемы анализа разбить на три составные части: структурный, кинематический и динамический.

2.1. Цель структурного анализа

Исследование механизмов и машин обычно начинают со структурного анализа механизмов, который предусматривает:

- определение видового и количественного состава механизмов: подвижных звеньев, кинематических пар и кинематических цепей;
- выделение подвижных звеньев, классификацию кинематических пар, структурных групп;
- определение числа степеней свободы (подвижности) механизма;
- составление формулы структурного строения механизма;
- определение класса и порядка всего механизма;
- определение последовательности проведения кинематического и динамического анализа механизмов.

2.2. Основные понятия и определения

Машина – устройство, выполняющее преобразование движения и информации, предназначенное для полной или частичной замены или облегчения физического или умственного труда человека.

Механизм – система тел, предназначенных для преобразования движения одного или нескольких тел в требуемое движение других твердых тел.

В теории механизмов и машин тела рассматриваются как абсолютно твердые, т.е. недеформируемые.

Звено механизма – одно или несколько, жестко соединенных между собой, твердых тел. Звено может состоять из нескольких деталей, образующих неразъемное или разъемное соединение, не допускающее между деталями относительного движения.

Деталь – изделие, изготовленное из однородного материала одной марки, без применения сборочных операций (сваривания, склеивания, свинчивания, склеивания и т.д.).

Звенья механизмов на схемах изображают упрощенно в виде линий или геометрических фигур и нумеруют арабскими цифрами.

В механизмах можно выделить **одно неподвижное** звено, относительно которого совершают определенное движение в пространстве, и звенья *подвижные* (их классификация приведена на рис. 2.1.). Неподвижно звено называется *стойкой*. Роль стойки, например, в токарном станке выполняет его станина, в автомобилях – шасси или кузов, в редукторах – корпус. На схемах механизмов нумерация звеньев обычно выполняется со стойки. Кроме того, в механизмах выделяют входное и выходное звенья, между которыми в общем случае располагаются звенья промежуточные (соединительные).

Входное – звено, которому сообщается движение для приведения в движение других звеньев механизма (непосредственно получает движение от двигателя).

Выходное – звено, совершающее движение, для выполнения которого предназначен механизм, и, непосредственно воздействующее на обрабатываемый материал или среду.

Начальное звено – звено, которому приписывается одна или несколько обобщенных координат механизма.

Количество промежуточных (соединительных) звеньев, как правило, определяют сложностью механизмов. Звенья в механизмах подвижно соединены между собой посредством кинематических пар.

Кинематическая пара – соединение двух соприкасающихся звеньев, допускающее их относительное движение. На схемах кинематические пары обозначают прописными буквами латинского алфавита.

Начальная кинематическая пара – пара, звеньям которой приписывается одна или несколько обобщенных координат механизма.

Элемент кинематической пары – точка, линия или поверхность, по которым осуществляется соприкосновение звеньев, образующих кинематическую пару. Если элементом кинематической пары является *точка* или *линия*, то пара называется **высшая**, если элемент – *поверхность*, то – **низшей** кинематической парой (рис. 2.2).

Связи – ограничения, налагаемые на положения и скорости твердого тела или материальной точки, которые должны восполняться при любых действующих на механическую систему силах. Связи в механизмах осуществляются с помощью элементов контактирующих звеньев в кинематической паре.

В зависимости от ограничений на перемещения в противоположных направлениях различают *связи удерживающие и недерживающие*. В связи с этим кинематические пары делят на пары с *геометрическим замыканием и силовым замыканием*. На рис. 2.2 видно, что во вращательной, поступательной, цилиндрической кинематических парах замыкание соединенных звеньев осуществляется геометрически, а в парах «цилиндр-плоскость» и «шар-плоскость» силовым способом, т.е. за счет собственной массы цилиндра и шара или другими конструктивными решениями (например, в сферическом шарнире шар может прижиматься к охватывающей поверхности за счет сил упругости дополнительно вводимой в конструкцию шаровой опоры автомобиля пружины).

При образовании кинематической пары можно подобрать так форму элементов кинематических пар, что при одном независимом простейшем перемещении возникает другое производное

Основные виды звеньев механизмов

№ п/п	Название	Условное обозначение	Движение	Особенности
1	Стойка		Отсутствует	
2	Стойка		Отсутствует	

№	Название	Условное обозначение	Движение	Особенности
В/П	Кривошип		Вращательное	Полный
9	1 Кулиса 2 Камень		Возвратно- поступательное	Направляющая подвижна оборот
4	Шатун		Сложное	Нет пар, связанных со стойкой
50	1 Шток 2 Коромысло, Качающийся ползун		Колебательное, вращательное и Качательное поступательное	Ползун Неполный вращается оборот
6 11	Ползун 1 Кулачок 2 Толкатель		Возвратно- Вращательное, поступательное, колебательное	Профиль Направляющая неподвижна закон движения ведомого звена
7 12	1 Кулиса 2 Камень 1 Кулачок 2 Толкатель		Вращательное, поступательное Возвратно- поступательное	Направляющая подвижна Профиль определяет закон движения ведомого звена
8 13	1 Кулиса 2 Камень Зубчатое колесо		Сложное Вращательное, качательное	Направляющая подвижна Зубчатый контур
14	Фрикционное колесо		Возвратно- поступательное	
15	Рейка		Возвратно- поступательное	Может иметь зубчатый контур

Рис. 2.1

Рис. 2.1 (продолжение)

движение, как например, в винтовой паре. Такие кинематические пары называются *траекторными*.

По виду реализуемых в кинематических парах простейших независимых движений вводят обозначения (цилиндрическая пара обозначается **ПВ**, сферическая - **ВВВ** и т.д., где **П** - *поступательное*, **В** - *вращательное движение*).

Класс кинематической пары определяется числом условий связей, налагаемых парой на относительное движение звеньев, ее составляющих. В связи с этим различают кинематические пары I, II, III, IV, V классов.

Подвижность кинематической пары – число степеней свободы в относительном движении ее звеньев. Различают одно-, двух-, трех-, четырех- и пятидвижные кинематические пары.

Кинематическая цепь – система звеньев, связанных посредством кинематических пар. *Механизм* является частным случаем кинематической цепи и отличается тем, что в нем достигается *определенность* движения звеньев.

Кинематическое соединение – кинематическая пара с числом звеньев более двух.

Рычажным называют механизм, звенья которого образуют только вращательные, поступательные и сферические кинематические пары.

Шарнирным называют механизм, звенья которого образуют только вращательные кинематические пары пятого класса.

Структурная схема механизма – это безмасштабное изображение механизма с применением условных обозначений и кинематических пар. Может изображаться графически, либо буквенно-цифровой записью. Она значительно упрощает понимание исследуемого механизма.

Если структурную схему выполнить в масштабе с указанием размеров звеньев, то получим *кинематическую схему механизма*.

Плоский механизм – механизм, подвижные звенья которого совершают плоское движение, параллельное одной и той же неподвижной плоскости. Все остальные механизмы, траектории точек подвижных звеньев которых расположены в разных плоскостях, называются *пространственными*.

Избыточные связи в механизме – повторяющиеся (или зависимые) связи, удаление которых не изменяет заданного числа степеней свободы механизма. Отклонения в расположении связей компенсируются деформациями звеньев, износом контактирующих поверхностей зазорами между элементами кинематических пар, повышенной точностью изготовления и сборки звеньев, кромочным контактом элементов пар. Структурная схема механизма без избыточных связей называется *основной схемой*.

Классификация кинематических пар

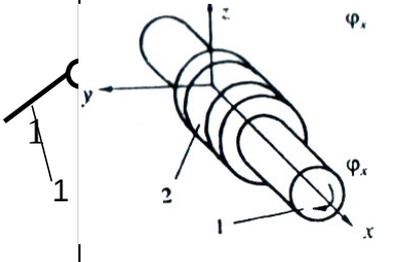
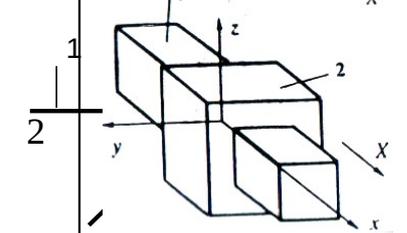
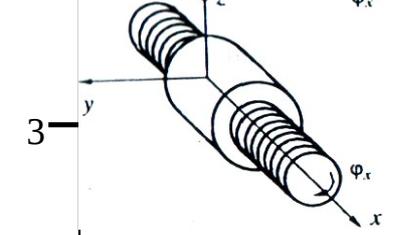
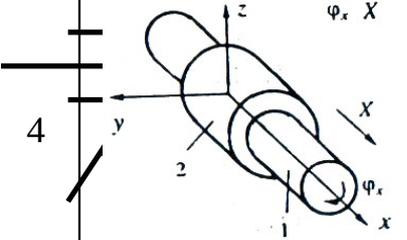
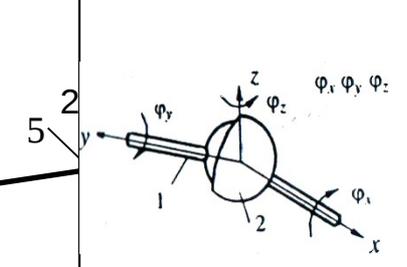
№ п/п	Рисунок	Название пары	Условное обозначение	Подвижность пары	Высшая Низшая	Геометрическая Силовая
1		Вращательная		1	Н	Г
2		Поступательная		1	Н	Г
3		Винтовая		1	Н	Г
4		Цилиндрическая		2	Н	Г
5		Сферическая с пальцем		3	Н	Г С

Рис. 2.2

№ п/п	Рисунок	Название пары	Условное обозначение	Подвижность пары	Высшая Низшая	Геометрическая Силовая
6		Цилиндрическая		4	В	С
7		Шар-плоскость		5	В	С

Рис. 2.2 (продолжение)

2.3. Структурная классификация

Изучение основ построения механизмов и их элементов базируется на структурной классификации. Ее принципы заключается в том, что *любой механизм представляют как цепь отдельных элементарных сочленений твердых тел определенной формы, присоединенных к исходному начальному (простейшему) механизму, выполняющему и самостоятельные функции. Начальный механизм не может быть разделен на более простые части без нарушения основной функции – передачи движения.*

Русский ученый Л.В. Ассур в своей работе «Исследование плоских стержневых механизмов с точки зрения их структуры и классификации» впервые связал структуру механизмов со способами их исследования. Эта классификация, предложенная в 1911 г. Л.В. Ассуром, а затем дополненная академиком И.И. Артоболовским,

предусматривает объединение в определенной системе и тех комбинаций подвижных частей, присоединение которых к начальному (начальным) способствует образованию сложных механизмов. Механизмам присваивается определенный класс и порядок, что позволяет систематизировать огромное число элементов, объединив их в группы определенного класса, в рамках которых к ним применим единый метод исследования.

Отсюда следует, что для выявления способа кинематического и силового исследования механизма, необходимо прежде всего установить, к механизмам какого класса и порядка рассматриваемый механизм относится, т.е. **классифицировать** его по **Ассуру-Артоболовскому**.

2.4. Подвижность кинематических цепей

Кинематические цепи различают по следующим признакам (см. рис. 2.3):

- а) замкнутые и незамкнутые;
- б) плоские и пространственные;
- в) простые и сложные.

В *замкнутой* цепи каждое звено входит не менее чем в две кинематические пары, в *открытой* есть звенья (звено), входящие только в одну кинематическую пары (пара F, рис. 2.3, б).

В *плоской* цепи все звенья перемещаются в одной плоскости, параллельной какой-либо неподвижной; в *пространственной* – звенья движутся в разных непараллельных плоскостях.

В *простой* кинематической цепи каждое звено входит не более чем в две кинематические пары, в сложной цепи есть звенья, входящие более чем в две кинематические пары (звено 1, рис. 2.3, в).

Звенья, входящие только в одну кинематическую пару, называются *поводками* (звенья 1, 4, 5, рис. 2.3, в).

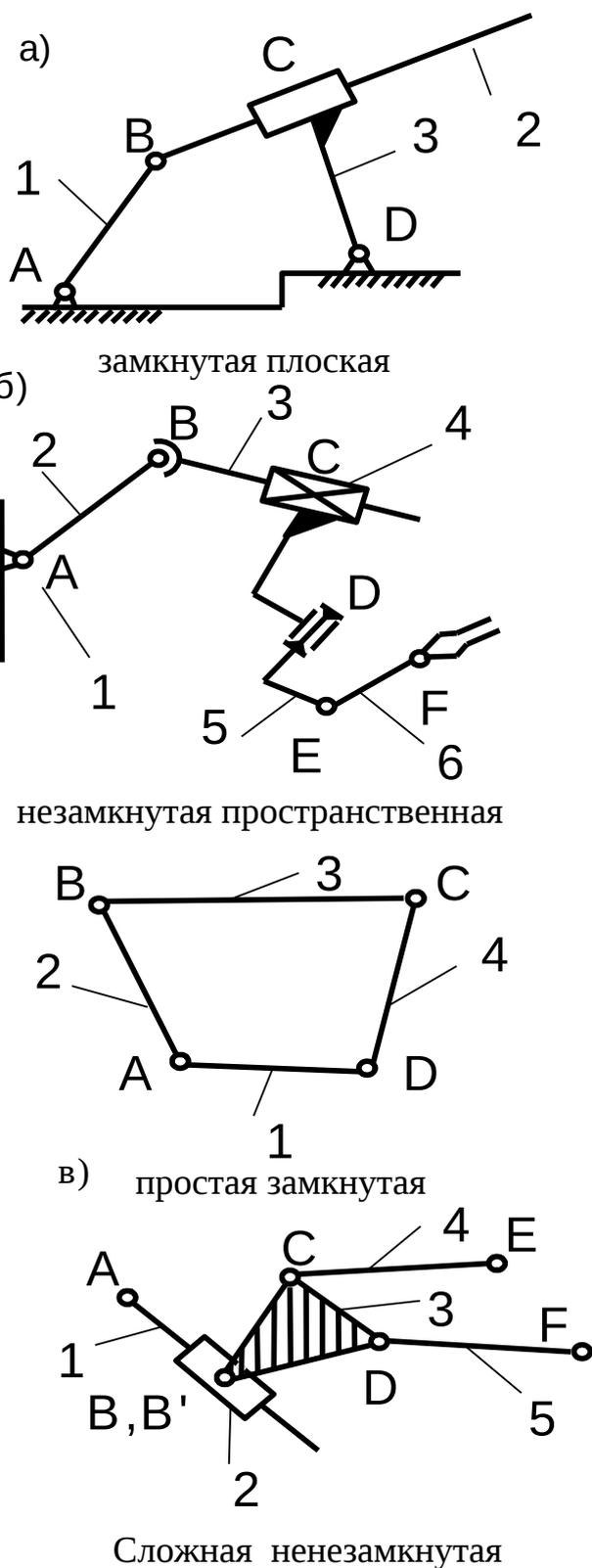


Рис. 2.3

Элементы кинематических пар (кинематические пары) звеньев, которыми они впоследствии присоединяются к другим кинематическим цепям или звеньям, называются **внешними** (рис. 2.3, в, пары А, Е, F).

Подвижность кинематической цепи – это определенность движения звеньев по отношению к одному из них – неподвижному звену, именуемому стойкой. Определенность движения звеньев предполагает строгую повторяемость их траекторий движения и является обязательным свойством кинематической цепи любого реального устройства, так как в противном случае управление устройством невозможно.

За обобщенную координату в плоских механизмах принимают угол поворота входного звена φ и следовательно, если задавать ее изменение во времени, то можно получить вполне определенное движение звеньев такой кинематической цепи, называемой **механизмом**. Таким образом, количество входных звеньев определяется степенью подвижности механизма.

Любое твердое тело в пространстве имеет шесть степеней свободы. Если механизм имеет n подвижных звеньев, то в сумме они имели бы $6n$ степеней свободы при отсутствии между ними соединений (связей). Каждое соединение, т.е. каждая кинематическая пара, отнимает столько степеней свободы, каков ее класс.

В результате с учетом всех кинематических пар получим степень подвижности пространственного механизма

$$W=6n-5P_5-4P_4-3P_3-2P_2-P_1 \quad (2.1)$$

где P_1, P_2, P_3, P_4, P_5 – число кинематических пар соответствующего класса.

Можно записать короче:

$$W=6n - \sum_{j=1}^5 jP_j,$$

где j – класс кинематической пары.

Эта формула носит имя Сомова и Мальшева.

Для плоского механизма каждое звено будет иметь три степени свободы. Кинематическая пара IV класса отнимает две степени свободы; кинематическая пара V класса отнимает одну степень свободы; кинематических пар III, II, I классов быть не может, так как в плоском случае они дают неподвижное соединение.

Степень подвижности плоского механизма находят по формуле Чебышева

$$W=3n-2P_5-P_4 \quad (2.2)$$

Степень подвижности механизма определяют для назначения требуемого числа входных звеньев, обеспечивающих определенность движения. Число входных звеньев и степень подвижности механизма должны быть одинаковы.

Если степень подвижности равна нулю, то в этом случае группа соединенных таким образом звеньев образует неподвижную конструкцию и движения звеньев не будет. С точки зрения статики такая система определима.

Если степень подвижности отрицательна, то получаем жесткую статически неопределимую конструкцию. Степень статической неопределимости равна модулю степени подвижности.

2.5. Принцип Ассур-Артоболевского. Структурные группы

Принцип образования механизмов по теории Л.В.Ассур заключается в следующем: любой механизм может быть представлен состоящим из **начального** (при $W=1$) или **начальных** (при $W>1$) механизмов, с присоединенными к ним **особых** кинематических цепей, называемых структурными группами Ассур (в дальнейшем – группа Ассур).

Начальным называется механизм, состоящий из одного подвижного звена, совершающего движение (вращательное – рис. 2.4, а или поступательное – рис. 2.4, б) относительно стойки:

I кл., 1 пор.

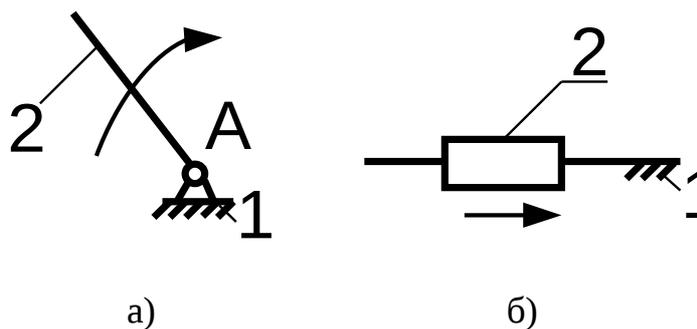


Рис. 2.4

Начальные механизмы не являются группами Ассур, т.к. их степень подвижности равна не нулю, а единице:

$$W=3 \cdot 1 - 2 \cdot 1 = 1,$$

поэтому на схемах начальных механизмов (рис. 2.4) соответственно наносят одну круговую или линейную стрелки.

Примерами начальных механизмов являются механизмы электродвигателей и генераторов, турбин, центробежных насосов, вентиляторов, молотов, гидро- и пневмодвигателей (в случае рис. 2.4, б – например, гидроцилиндры).

Группой Ассур называется незамкнутая кинематическая цепь с **нулевой** степенью подвижности, которая не распадается на более простые кинематические цепи, отвечающие этим условиям.

Плоские механизмы представим, как состоящие только из кинематических пар 5-го класса (высшие пары 4-го класса можно эквивалентно заменить на низшие), тогда с учетом определения группы Ассур преобразуем формулу Чебышева к виду:

$$W=3n-2p_5=0. \quad (2.3)$$

Определив число звеньев

$$n=\frac{2}{3}P_5, \quad (2.4)$$

и, проанализировав это выражение, приходим к выводам:

1) Простейшие группы Ассурa состоят из двух звеньев, содержащих три кинематические пары. Их называют **двухповодковые**.

2) Сложные группы Ассурa представляют собой кинематические цепи, в которых число звеньев n больше и кратно двум, а число кинематических пар 5-го класса более и кратно трем.

Сочетания n и P_5 для групп Ассурa отразим следующим образом:

	Сложные гр. Ассурa					
Число звеньев n	2	4	6	8	10	...
Число кинематических пар P_5	3	6	9	12	15	...

Простейшие гр. Ассурa

Возможные варианты (виды) двухпроводковых групп (II кл., 2 пор.)
 приведены на рис. 2.5:

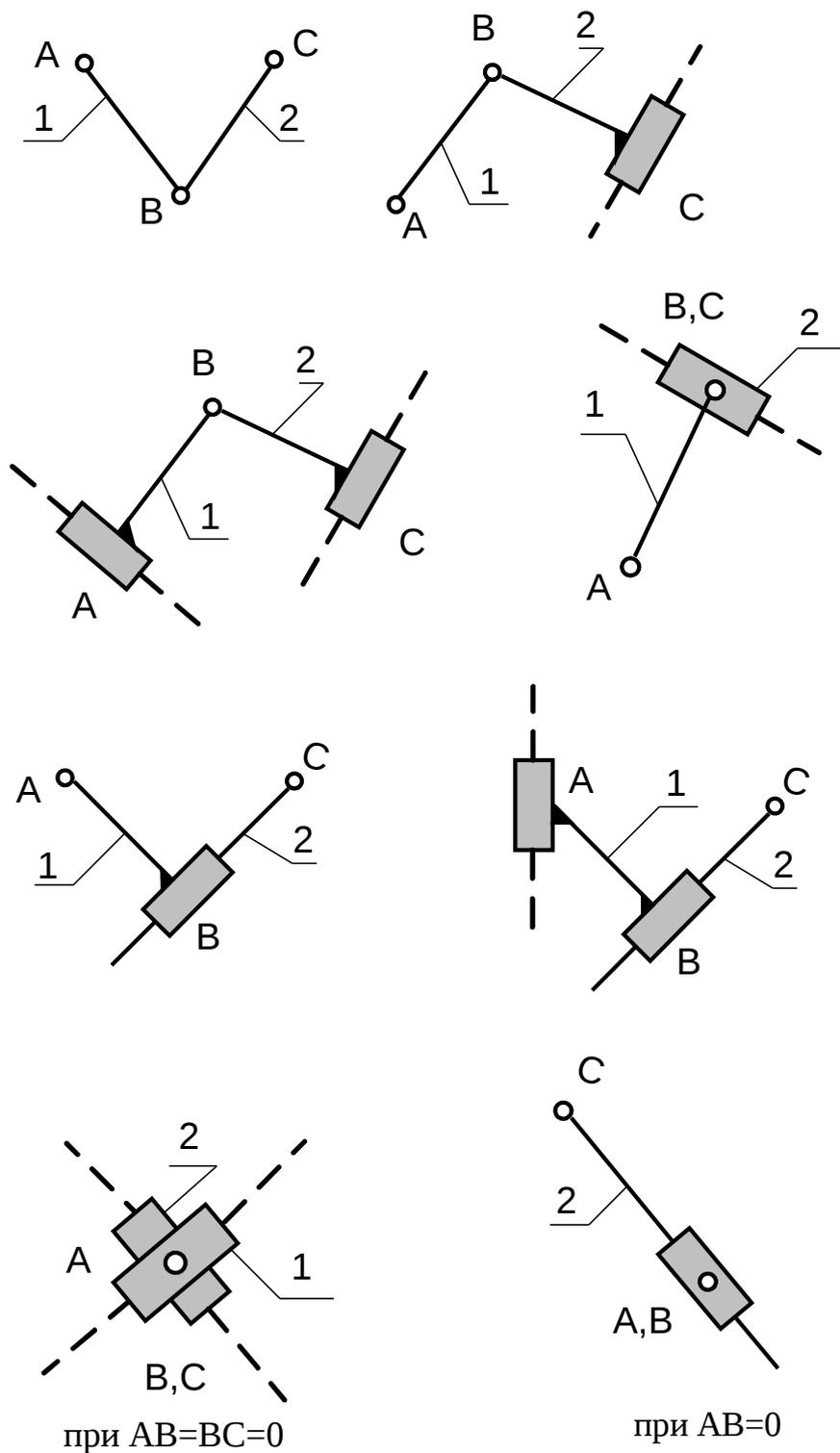
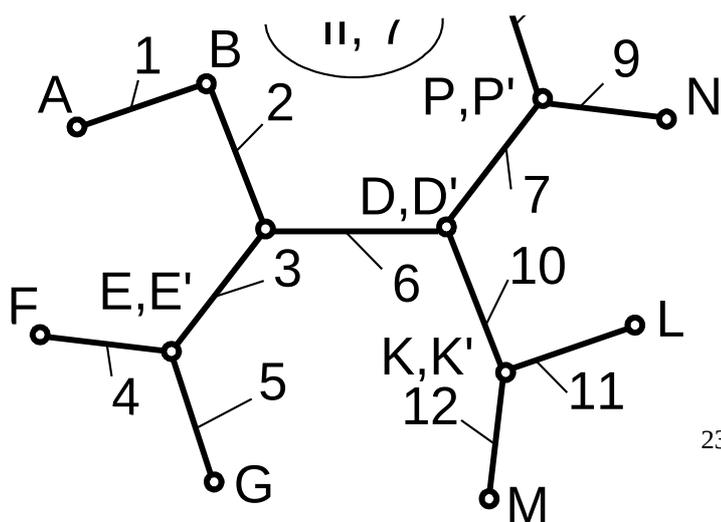


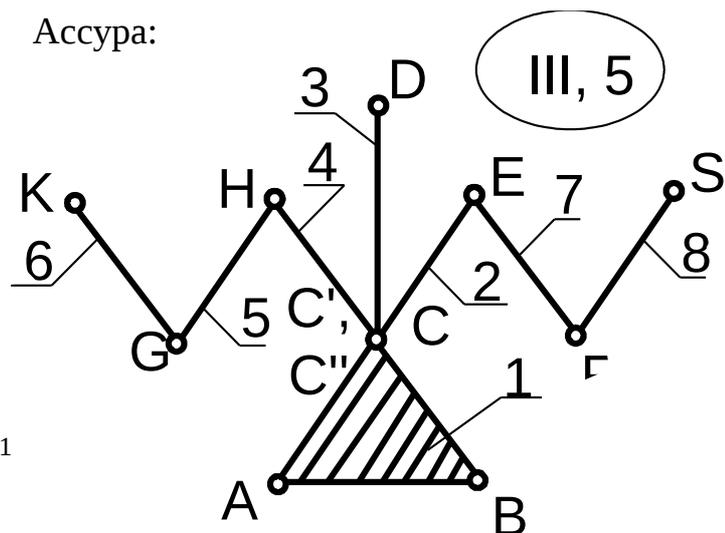
Рис. 2.5

На рис. 2.6



представлены примеры сложных групп

Ассура:



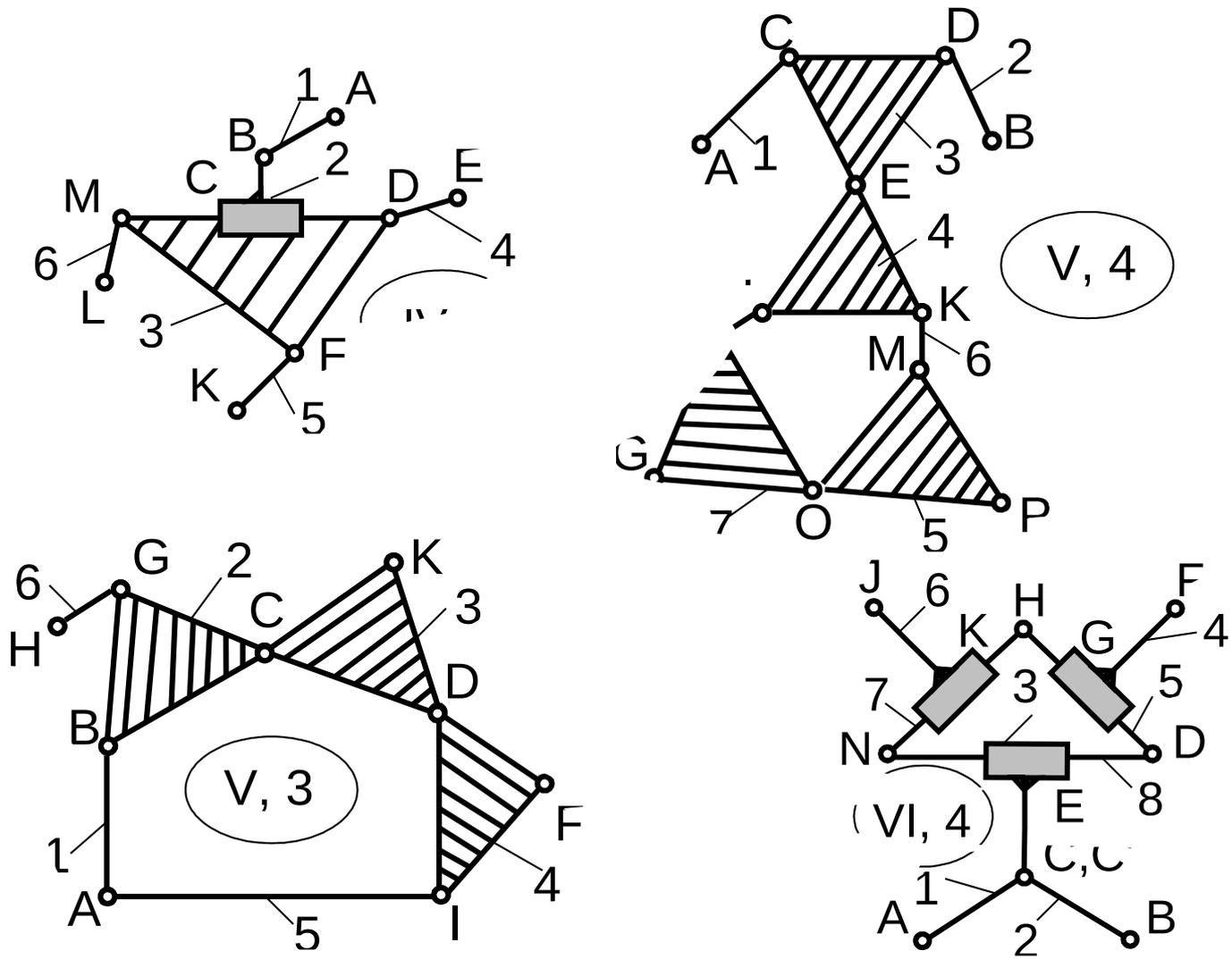
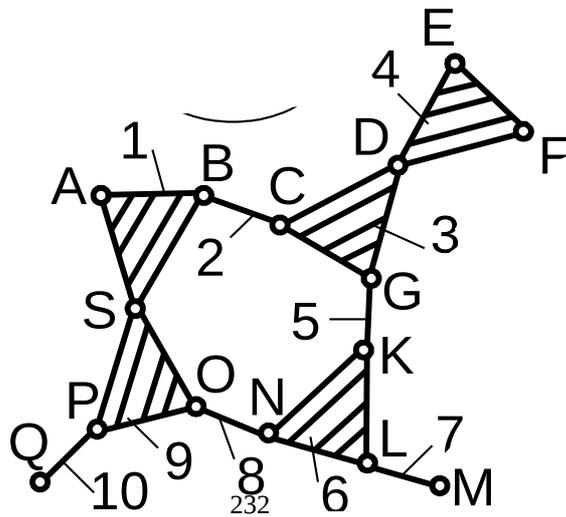


Рис. 2.6



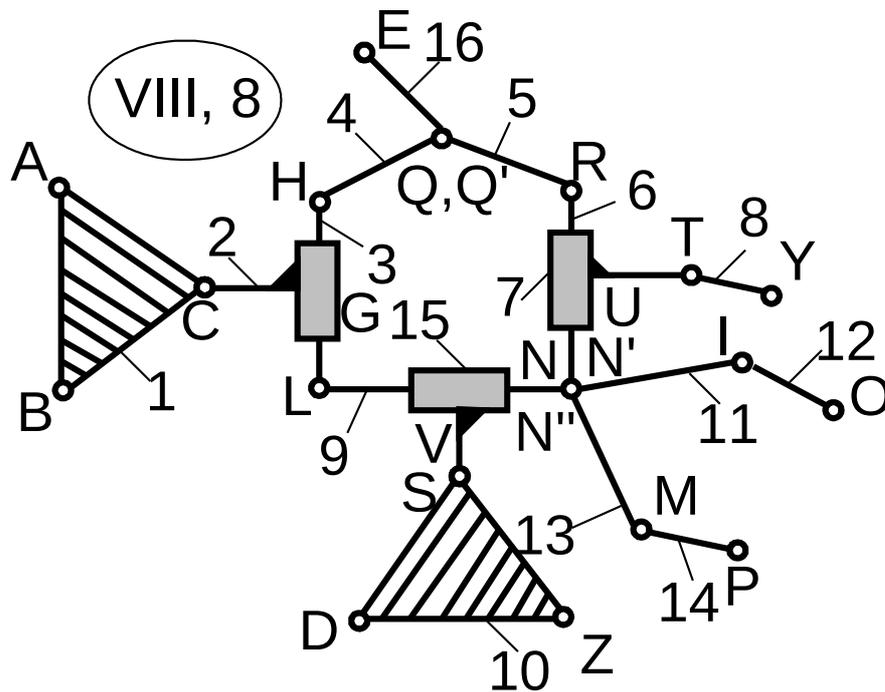


Рис. 2.6 (продолжение)

Класс группы Ассура определяется числом кинематических пар, образующих наиболее сложный замкнутый контур, образованный внутренними кинематическими парами. Обозначается римскими цифрами I, II, III и т.д.

Порядок группы Ассура определяется числом свободных поводков, при условном присоединении которых к стойке, кинематическая цепь образует жесткую фигуру (ферму). Обозначается арабскими цифрами 1, 2, 3 и т.д.

В соответствие с данными определениями начальный механизм имеет I класс, 1 порядок; двухповодковые группы Ассура – II класс, 2 порядок; класс и порядок сложных групп Ассура указан на рис. 2.6.

Класс и порядок механизма определяется наивысшим классом и старшим порядком наиболее сложной группы Ассура, входящей в состав механизма.

2.6. Пассивные связи

Пассивными связями – связи, налагаемые звеньями и кинематическими парами, удаление которых не изменяет характера движения в целом [5].

Пассивные связи могут быть полезными и вредными.

Полезные пассивные связи вводятся конструктором в схему механизма искусственно для улучшения конструкции механизма (повышения нагрузочной способности и надежности).

На рис. 2.7 изображена схема параллельных кривошипов (применяется в качестве привода ведущих колес тепловозов).

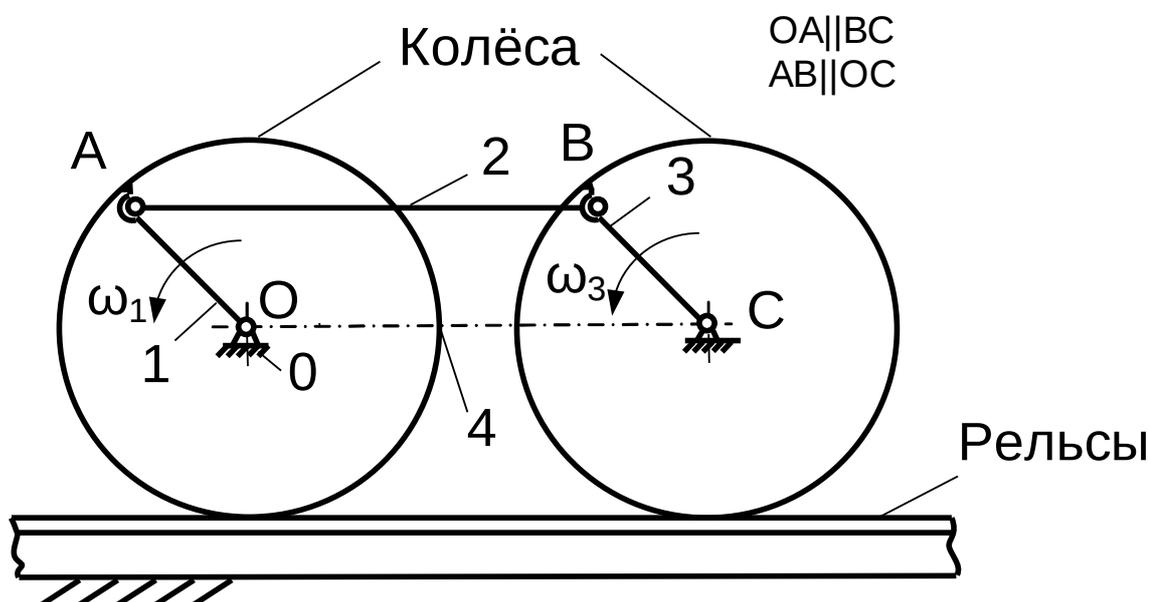


Рис. 2.7

Недостаток схемы:

а) в крайнем положении механизма, когда кривошипы 1, 3 и шатун 2 располагаются на одной прямой, совпадая с ОС, кривошип 3 занимает неопределенное положение, в результате чего может изменить направление вращения на обратное при неизменном направлении вращения кривошипа 1. Это приведет к нарушению работы механизма и машины в целом.

б) Тепловоз – энергоемкая машина, поэтому нагрузки, приходящиеся на шатун, соединяющий и обеспечивающий

одинаковое вращение ведущим колесам ($\omega_1 = \omega_2$) тепловоза, достаточно велики. В результате не исключена деформация или утрата прочности шатуна из-за его перегрузок (т.к. размеры и сечение кривошипов ограничены габаритами колес подвижных составов).

На практике указанные недостатки устраняют, вводя в схему механизма дополнительное «лишнее» звено 5 с двумя кинематическими парами D и E (рис. 2.8), т.е. связи, налагаемые или пассивные.

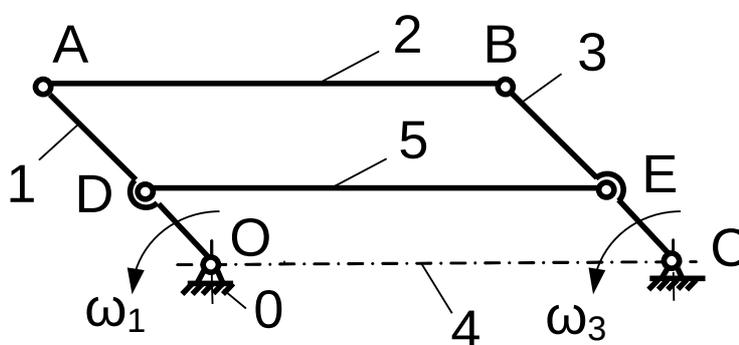


Рис. 2.8

Подвижность механизма с пассивными связями:

$$W = 3n - 2p_5 - p_4 = 3 \cdot 5 - 2 \cdot 2 - 0 = 0 \quad (2.5)$$

Если судить по результатам расчета, то внедрение в схему механизма дополнительного звена 5 лишило механизм подвижности, обратив его в ферму. В действительности же введение в схему звена 5 при выполнении условия, что $DE \parallel AB$, не изменяет как подвижности механизма (она остается прежней, т.е. $W=1$), так и сохраняет назначение механизма ($\omega_1 = \omega_3$).

Отсюда следует вывод: **при определении подвижности механизма по структурной формуле пассивные связи не должны учитываться – они должны быть выявлены и мысленно отброшены.**

Вредные пассивные связи (их коротко называют **избыточными**) возникают в механизме главным образом из-за погрешностей изготовления звеньев и сборки механизма.

Избыточные связи в реальных механизмах приводят к дополнительным деформациям звеньев и потерям энергии на эти деформации. Избыточные связи особенно неблагоприятно сказываются на работе плоских механизмов. При синтезе схемы и конструировании механизма избыточные связи должны быть выявлены и устранены.

Обозначаются избыточные связи через q . Присутствие и количество их в схеме **пространственного механизма** выявляется с помощью структурной формулы Сомова-Малышева:

$$q = W - 6n + 5p_5 + 4p_4 + 3p_3 + 2p_2 + p_1 \quad (2.6)$$

Для **плоского механизма** – с помощью структурной формулы Чебышева:

$$q = W - 3n + 2p_5 + p_4 \quad (2.7)$$

Механизмы, не содержащие избыточных связей $q \leq 0$, называются рациональными или самоустанавливающимися.

Проще всего устранить избыточные связи заменой кинематических пар.

2.7. Алгоритм классификации механизма

Структурный анализ механизмов рекомендуется выполнять в последовательности:

1. Вычерчиваем структурную схему исследуемого механизма. Обозначаем на ней, начиная с начального звена, арабскими цифрами 0, 1, 2, ... **все звенья** механизма (0 – стойка), а прописными латинскими буквами все **кинематические пары**. В сложных соединениях применяем формулу:

$$k = n - 1, \quad (2.8)$$

согласно которой обозначению и выделению подлежит число кинематических пар k , на единицу меньше, чем число звеньев n , сходящихся в рассматриваемом соединении. Например, в плоском рычажном шестизвенном механизме (рис. 2.9) точка E представляет сложное соединение, в ней сходятся звенья 3, 4 и 5, т.е. $n=3$, тогда $k=3-1=2$. Следовательно, в точке E выделяем две кинематические пары:

$E(3 - 4)$, НКПП, V кл.,

$E'(4 - 5)$, НКПВ, V кл.

2. Классифицируем все звенья кинематической цепи (рис. 2.1).

3. Классифицируем каждую кинематическую пару (рис. 2.2): определяем звенья, ее составляющие; название – низшая (НКП) или высшая (ВКП); вращательная (В) или поступательная (П); класс кинематической пары. Составляем таблицу кинематических пар.

4. Выявить и устранить из схемы избыточные связи q .

5. Определив общее число подвижных звеньев кинематической цепи n , число низших кинематических пар p_5 в зависимости от ее типа (плоская ли пространственная), рассчитываем степень подвижности W .

6. На схеме нанесением круговой или линейной стрелок назначаем входное (-ые) звенья. По завершению данной процедуры рассматриваемая кинематическая цепь становится механизмом.

7. Отделяем в зависимости от результата расчета по п.5 начальный (при $W=1$) или начальные ($W \geq 2$) механизмы I класса, 1-го порядка.

8. Оставшуюся кинематическую цепь последовательно, в направлении от входного звена к выходному, разбиваем на структурные группы Ассура. Причем разбиение механизма стремятся осуществить таким образом, чтобы в первую очередь выделить простейшие группы Ассура II класса 2-го порядка. Чем ниже класс и порядок механизма, чем проще его дальнейшее исследование.

Помнить, что каждое звено и каждая кинематическая пара могут входить только один раз и только в одну группу Ассура.

9. Классифицируем группы Ассура.

10. Составляем **формулу структурного строения**, которая в символьном виде обозначает логику передачи движения в механизме от входного звена через промежуточные к выходному звену.

11. Классифицируем исследуемый механизм в целом.

Ниже приведем пример выполнения оформления в курсовом проекте структурного анализа плоского рычажного механизма – строгального станка (рис. 2.9).

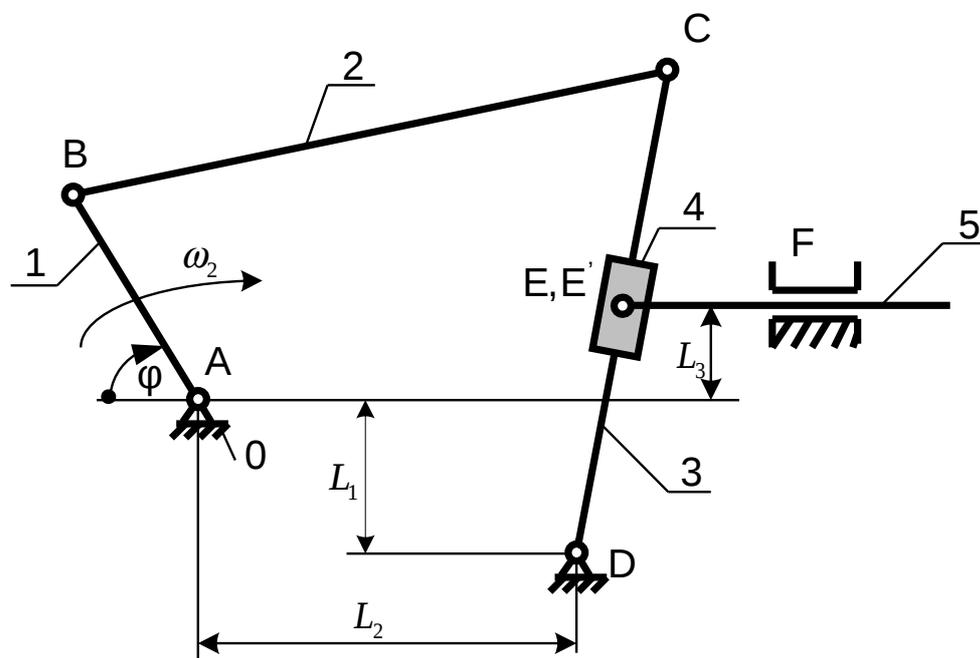


Рис. 2.9

Звенья:

0 – стойка; 1 – кривошип;
 2 – шатун; 3 – кулиса;
 4 – камень кулисы; 5 – ползун
 $n = 5$; $p_5 = 7$; $p_4 = 0$

Кинематические пары:

A(0-1) – НКПВ, V
 B(1-2) – НКПВ, V
 C(2-3) – НКПВ, V
 D(1-3) – НКПВ, V
 E(3-4) – НКПП, V

Схема начального механизма	Класс,	Звенья,	Число
----------------------------	--------	---------	-------

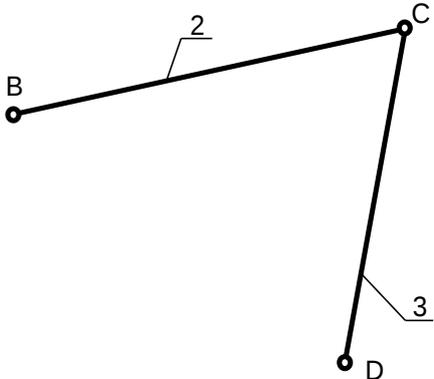
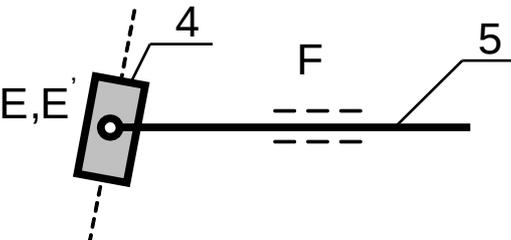
Группы Ассур, входящие в состав механизма			
Схема групп	Класс, порядок	Звенья	Число степеней свободы
	II, 2	2-3	$W=3 \cdot 2 - 2 \cdot 3 = 0$
	II, 2	4-5	$W=3 \cdot 2 - 2 \cdot 3 = 0$
Формула структурного строения: I, 1(0-1) → II, 2(2-3) → II, 2(4-5) <div style="text-align: right; margin-right: 50px;">→</div>			

Рис. 2.9 (продолжение)

На листе 1 курсового проекта аналогичная таблица (рис 2.9) с результатами структурного анализа размещается над основной надписью.

ГЛАВА 3

КИНЕМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ МЕХАНИЗМОВ

3.1. Цель, задачи и методы

Кинематика изучает механическое движение тел без учета массы тел, её распределения и действия сил.

Цель кинематического анализа заключается в накоплении исходных данных для дальнейшего динамического исследования механизмов.

Задачи анализа заключаются в определении кинематических характеристик движения механизма, геометрические размеры которого известны, а именно:

- положения звеньев, их перемещения и траектории движения точек звеньев механизма;
- линейные скорости точек звеньев механизмов, угловые скорости звеньев;
- линейные ускорения точек звеньев механизмов, угловые ускорения звеньев.

Некоторые из параметров кинематики необходимы не только для оценки качества синтеза схемы механизма, но и для решения задач, связанных с прочностным расчетом и конструированием его звеньев, оценки динамических свойств механизма.

Перемещения, скорости, ускорения определяют в пределах цикла работы механизма, т.е. за один оборот входного звена. За обобщенную координату принимают угол поворота входного звена φ , что позволяет получить кинематические характеристики, независимые от времени. Поэтому в курсовом проекте при кинематическом исследовании рычажных механизмов *условно* считаем, что входное звено (кривошип) совершает равномерное вращательное движение с постоянной угловой скоростью, т.е.

закон движения входного звена задан, и, кроме того, задана структурная схема с указанием ее размеров, т.е. задана кинематическая схема.

Методы исследования кинематики подразделяют на аналитические, графические и экспериментальные.

- **Аналитические методы** позволяют получать при исследовании требуемую точность, автоматизировать процессы вычислений. Однако при анализе кинематики многозвенных механизмов эти методы отличаются значительной трудоемкостью.
- **Графические методы** – метод диаграмм и метод построения планов. Первый достаточно прост, но имеет невысокую точность результатов исследования, ограничен – т.к. позволяет определить кинематические характеристики только одного – выходного звена механизма. Второй – имеет более высокую точность, обладает наглядностью, универсальностью и векториальностью, но ограничен по применению – не выше механизмов II-го класса. Эффективен в учебных целях. Графические методы не дают общего решения задач кинематического анализа, т.к. каждое положение механизма исследуется индивидуально.
- **Экспериментальные методы** требуют наличия специального оборудования и поэтому, как правило, используются в лабораторных условиях.

В курсовом проекте кинематика рычажных механизмов исследуется графическими методами. Полученные результаты непременно сравнивают между собой. Погрешность расчетов должна лежать в пределах 5...8 %. Если погрешность превышает указанные пределы, то надо искать ошибку в вычислениях или увеличивать масштабы построений.

3.2. Основные понятия и определения

Обобщенная координата механизма – каждая из независимых между собой координат, однозначно определяющих положение всех звеньев механизма относительно стойки при наименьшем их числе. Для механизма

только с положительными связями число обобщенных координат совпадает с числом степеней свободы этого механизма.

Кинематические характеристики движения точки:

– ***траектория точки*** – геометрическое место точек, ее последовательность положений в пространстве с течением времени относительно выбранной системы отсчета;

– ***график движения точки*** – кривая, изображающая функцию какого-либо элемента движения (координата, скорость, ускорение точки);

– ***скорость точки*** – быстрота изменения пути, проходимого точкой с течением времени, равная производной по времени от радиуса – вектора этой точки в рассматриваемой системе отсчета;

– ***ускорение точки*** – быстрота изменения скорости точки с течением времени, равная производной по времени от скорости этой точки в рассматриваемой системе отсчета;

– ***сложное движение точки или звена*** – движение точки или звена, исследуемое одновременно в основной и подвижной системах отсчета. Характеристики движения точки или звена определяются по отношению к каждой из систем и рассматриваются зависимости между этими характеристиками;

– ***функция положения механизма*** – функциональная зависимость линейной или угловой координаты выходного звена от обобщенной координаты механизма (иногда называют передаточной функцией нулевого класса);

– ***первая передаточная функция скорости*** (линейной или угловой) – первая производная функции положения по обобщенной координате механизма (аналог скорости точки, аналог угловой скорости звена);

– ***вторая передаточная функция ускорения*** (линейного или углового) – вторая производная функции положения по обобщенной

координате механизма (аналог ускорения точки, аналог углового ускорения звена);

– **масштабный коэффициент** – отношение числового значения физической величины к ее линейному изображению в виде отрезка на чертеже. Отрезок на чертеже измеряется в [мм]. Физические величины: длина – м; время – с; сила – Н; угол – радиан, угловой градус; линейная скорость – м·с⁻¹; угловая скорость – рад·с⁻¹; линейное ускорение – м·с⁻²; угловое ускорение – рад·с⁻²; частота вращения – с⁻¹. Соответственно масштабные коэффициенты:

$$\mu_l = 1[\text{см}/\text{мм}]; \mu_F = 1[\text{Н}/\text{мм}]; \mu_e = 1[\text{Н}/\text{мм}];$$
$$\mu_\varphi = 1[\text{рад}/\text{мм}]; \mu_v = 1[\text{м}/\text{мм}]; \mu_a = 1[\text{м}/\text{мм}] \text{ и т.д.}$$

3.3. Планы положений механизма

Построением планов положений решается первая задача кинематического анализа рычажных механизмов, а именно: определяют положения звеньев механизма в пространстве и траектории движения его точек по известному закону движения начального (входного) звена (обобщенной координаты).

На данном этапе закон движения входного звена не известен (он определится только после анализа динамики механизма). Поэтому, будем считать, что входное звено (кривошип) совершает равномерное вращение, т.е. с постоянной угловой скоростью $\omega_1 = \text{const}$. Это означает, что за равные промежутки времени Δt кривошип совершает угловые смещения на равные углы $\Delta \varphi$. Таким образом, φ – обобщенная координат механизма, последовательно придавая которой равные дискретные изменения, в результате получаем соответствующие (по равноотстоящим положениям кривошипа) положения звеньев и траектории точек механизма.

Исследуемые рычажные механизмы относятся к механизмам циклического (периодического) действия. Длительность цикла определяется временем T_c , необходимым для совершения кривошипом одного полного

оборота, т.е. для поворота на угол 360° или 2π (в радианах). За это же самое время $T_{\text{ц}}$ выходное звено совершает два хода. *Первый – рабочий ход*, в течение которого выходное звено преодолевает силу (или момент силы) полезного сопротивления $R_{\text{пс}}$ (или $M_{\text{пс}}$), для преодоления которых и создан исследуемый механизм (например: в строгальном станке – усилие резания; в прессе – усилие прессования и т.п.). *Второй – холостой ход* – в течение данной части цикла работы выходного звена возвращается в исходное положение. После завершения холостого хода механизм готов к осуществлению очередного рабочего хода. Длительность рабочего и холостого ходов оценим соответственно временем $t_{\text{рх}}$ и $t_{\text{хх}}$ и углами поворота $\varphi_{\text{рх}}$ и $\varphi_{\text{хх}}$. Тогда длительности цикла работы механизма будут соответствовать две следующие зависимости:

$$T_{\text{ц}} = t_{\text{рх}} + t_{\text{хх}} \quad (3.1)$$

$$360 = \varphi_{\text{рх}} + \varphi_{\text{хх}}, \quad (3.2)$$

где $\varphi_{\text{рх}}$ и $\varphi_{\text{хх}}$, град – соответствующие центральные углы рабочего и холостого ходов.

Для достижения максимально возможной производительности механизм при выполнении возложенной на него технологической операции (строгание, прессование и т.д.) необходимо, чтобы $t_{\text{рх}} > t_{\text{хх}}$, а следовательно и $\varphi_{\text{рх}} > \varphi_{\text{хх}}$.

По этой же причине на траектории движения пальца кривошипа (точки В), представляющей окружность радиуса АВ, *большой* центральный угол между крайними положениями кривошипа назначаем углом рабочего хода $\varphi_{\text{рх}}$, а *меньший* из них – углом холостого хода $\varphi_{\text{хх}}$.

● МАСШТАБНЫЙ КОЭФФИЦИЕНТ ПЛАНА ПОЛОЖЕНИЙ

выбирается, исходя из двух условий:

- 1) двенадцать планов положений необходимо разместить на площади примерно в пределах $\frac{1}{4}$ листа формата А1 (левая верхняя часть);

- 2) выбранное значение μ_1 должно **обязательно** соответствовать одному из **стандартных** положений линейных масштабов.

Установим связь между масштабными коэффициентами плана положений и линейными масштабами.

Обычно масштабный коэффициент μ_1 выбирается через размеры наименьшего по размерам звена механизма – его кривошипа. Пусть в рычажном механизме длина кривошипа $l_{AB}=0,2$ м, тогда

$$\mu_1 = \frac{l_{AB, \text{ м}}}{AB, \text{ мм}}, \quad (3.3)$$

где $AB, \text{ мм}$ – *выбранная* длина отрезка, которым кривошип показан на чертеже, в дальнейшем будем называть **чертежной длиной звена**.

ГОСТ 2.302-68 предусматривает следующие **стандартные** масштабы:

Табл. 3.1

Натуральная величина	1:1				
Масштабы увеличения	2:1	2,5:1	4:1	5:1	10:1
Масштабы уменьшения	1:2	1:2,5	1:4	1:5	1:10

- Механизм на чертеже изображен в *натуральную величину*, т.е. М 1:1,

тогда $\mu_1 = \frac{0,2 \text{ м}}{200 \text{ мм}} = 0,001 \text{ м/мм};$

- механизм на чертеже изображен *увеличенным в 2 раза*, т.е. М 2:1, тогда

$$\mu_1 = \frac{0,2 \text{ м}}{400 \text{ мм}} = 0,0005 \text{ м/мм};$$

- механизм на чертеже изображен *уменьшенным в 2 раза*, т.е. М 1:2,

тогда $\mu_1 = \frac{0,2 \text{ м}}{100 \text{ мм}} = 0,002 \text{ м/мм}.$

Рассмотренные примеры позволяют сформировать **ПРАВИЛО**:

- 1) масштабу *натуральной величины* **М 1:1** соответствует масштабный коэффициент $\mu_1 = 0,001 \text{ м/мм};$

2) во сколько раз механизм на чертеже изображен *увеличенным*, во столько же раз масштабный коэффициент плана положений μ *уменьшается* по сравнению с величиной $0,001\text{м/мм}$;

3) во сколько раз механизм на чертеже изображен *уменьшенным*, во столько же раз масштабный коэффициент увеличивается по сравнению с величиной $0,001\text{м/мм}$.

● КРАЙНИЕ ПОЛОЖЕНИЯ МЕХАНИЗМА

При построении планов положений в первую очередь определяют крайние (их иногда называют мертвые) положения механизма.

Выходное звено рычажного механизма в течение полного оборота кривошипа в определенные моменты времени может занимать крайнее правое (нижнее) и крайнее левое (верхнее) положения. Расстояние, измеренное между крайними положениями выходного звена, равно его полному ходу. Этим положениям выходного звена соответствуют строго определенные положения кривошипа, лежащие на границах центральных углов $\varphi_{рх}$ и $\varphi_{хх}$.

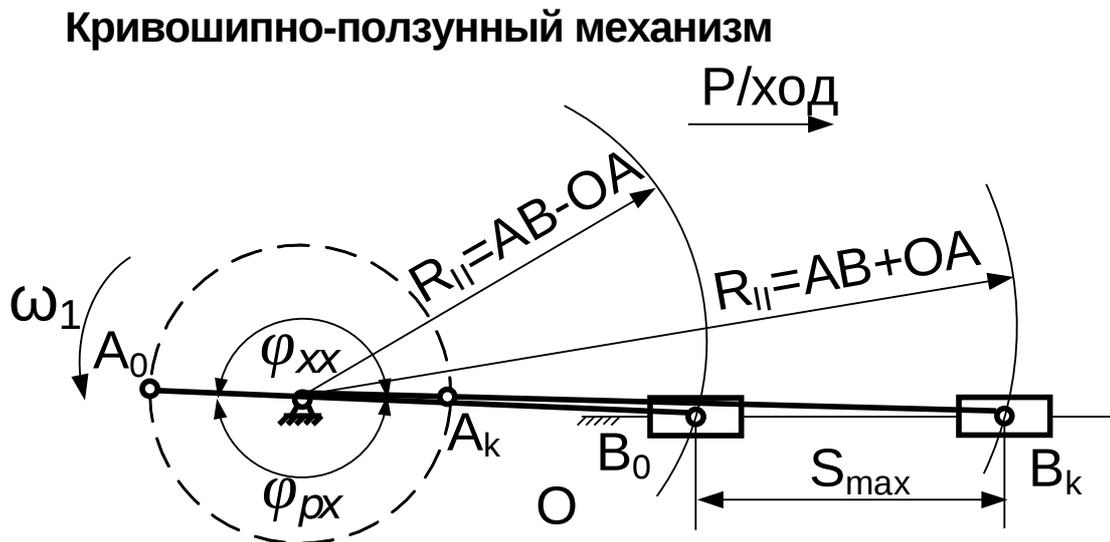
В общем случае крайние положения механизма можно находить аналитически через тригонометрические преобразования или точными методами графических построений.

Если исследуемый рычажный механизм имеет выходное звено, совершающее вращательное движение, то крайние положения определяются:

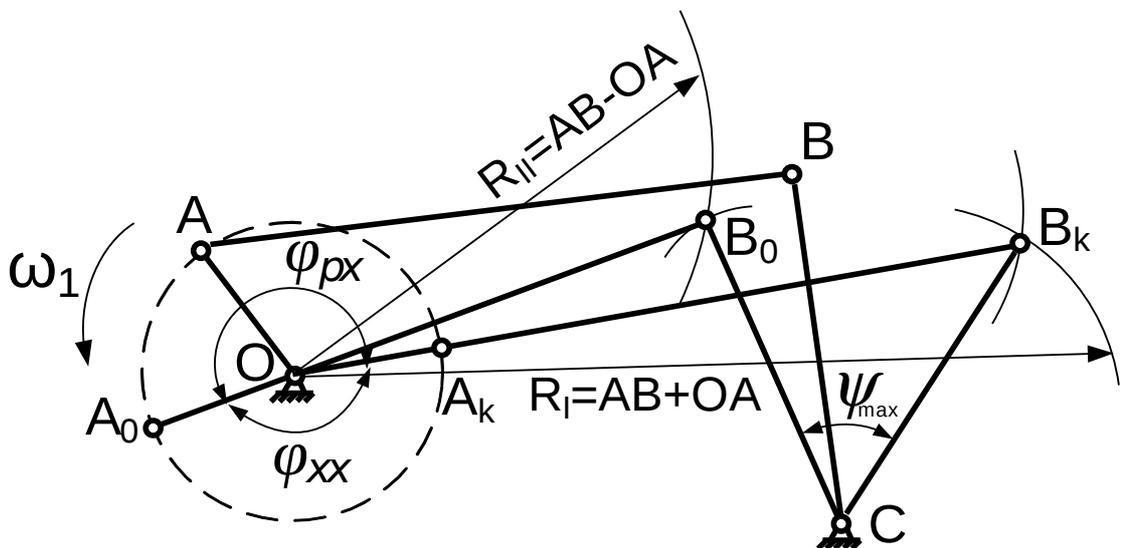
– видом первой структурной группы Ассур, присоединенной к входному звену, если его выходное звено совершает возвратно-поступательное или возвратно-вращательное движение;

– видом второй структурной группы Ассур, присоединенной к вращающемуся звену первой структурной группы, если выходное звено второй присоединенной группы совершает возвратно-поступательное или возвратно-вращательное движение и т.д.

Крайние положения у механизма могут отсутствовать, если его входное и выходное звенья совершают вращательное движение и т.д. Примерами таких механизмов являются: механизмы параллельных кривошипов (рис. 2.7), зубчатые механизмы и др.



Шарнирный четырехзвенник



Для большинства четырехзвенных рычажных механизмов (кривошипно-ползунного, шарнирного четырехзвенника,

кулисного с качающейся кулисой) применимы точные методы, основанные на простых геометрических построениях. Аналогичным образом строят крайние положения и для шестизвенных рычажных механизмов, представляемых, как указанные выше четырехзвенные с присоединенной к ним структурной группой второго класса и второго порядка. Общим для этих механизмов (кривошипно-ползунный, шарнирный четырехзвенник и шестизвенные, построенные на их основе) является то, что крайними положениями в них будут такие положения, когда кривошип и шатун то вытягиваются в одну прямую линию, то складываются в одну линию (рис. 3.1) и (рис. 3.2).

Для кулисного механизма с качающейся кулисой (рис. 3.3) крайними будут такие положения, когда кривошип и кулиса взаимно перпендикулярны.

Кулисный механизм

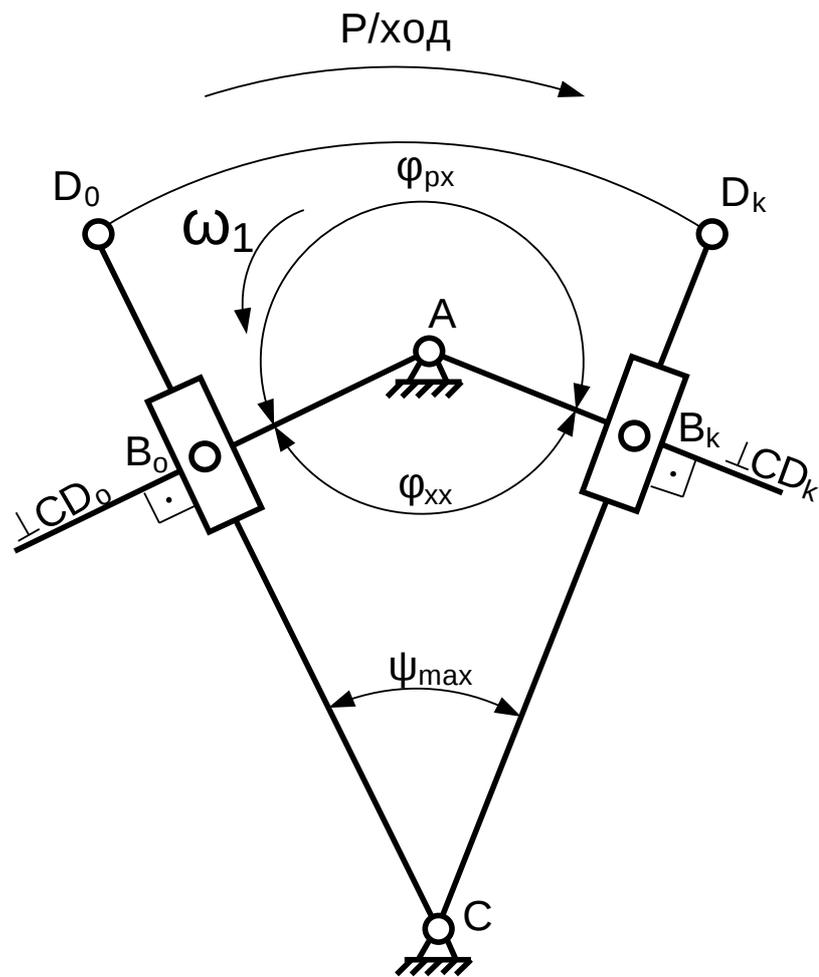


Рис. 3.3

Для механизмов, где данный метод не позволяет сразу и точно определить крайние положения (например, в двухкривошипных или в механизмах с вращающейся кулисой), за начальное положение кривошипа принимают его горизонтальное положение и, задавшись известным направлением угловой скорости кривошипа, строят остальные планы положений. Затем, на траектории движения выходного звена визуально отмечают крайние положения (в таких случаях не исключена необходимость изменения нумерации точек звеньев на планах положений).

● УГЛОВАЯ СКОРОСТЬ КРИВОШИПА

Величина угловой скорости кривошипа рассчитывается по формуле

$$\omega_1 = \frac{\pi n_{кр}}{30}, \text{ с}^{-1} \quad (3.4)$$

где $n_{кр}$, об^{-1} – частота вращения вала кривошипа.

Предварительно анализируют диаграмму изменения сил полезных сопротивлений (см. задание на курсовой проект) и по ней определяют направление рабочего хода («стрелка» \rightarrow Р/ход или \curvearrowright Р/ход).

Затем эта «стрелка» переносится на чертеж в область траектории движения выходного звена.

ПРАВИЛО: для определения **направления угловой скорости ω_1** необходимо перемещаться от одного крайнего положения кривошипа к другому **по углу рабочего хода** таким образом, чтобы выходное звено механизма совершало рабочий ход, т.е. двигалось в направлении («стрелки» \rightarrow Р/ход или \curvearrowright Р/ход).

Полученное направление ω_1 круговой стрелкой наносят на планы положений (рис. 3.1 – 3.3).

● АЛГОРИТМ ПОСТРОЕНИЯ ПЛАНОВ ПОЛОЖЕНИЙ

Построение планов положений на примере рычажного шестизвенника (рис. 3.4) проведем в следующей последовательности:

1. Переводим действительные и координатные размеры звеньев в их чертежный размер (в отрезки чертежа):

$$O, \text{ мм} = D, \text{ м} / \mu_1, \text{ тогда}$$

$$CB, \text{ мм} = l_{CB}, \text{ м} / \mu_1$$

$$CD, \text{ мм} = l_{CD}, \text{ м} / \mu_1 \text{ и т.д.}$$

2. На чертеже по вычисленным чертежным размерам наносим и обозначаем соответствующим образом месторасположение неподвижных точек механизма, принадлежащих стойке.

3. Из центра вращения кривошипа проводим траекторию движения его пальца – окружность радиуса АВ.

4. Тонкими линиями прочерчиваем все остальные известные траектории движения отдельных точек.

5. Строим крайние положения механизма, прочерчиваем на них положения всех звеньев.

6. Назначаем углы рабочего и холостого ходов, обозначаем их на чертеже размерными линиями, указываем их значения.

7. Указываем на плане положений «стрелкой» направление рабочего хода выходного звена.

8. Определяем и наносим на чертеже направление вращения кривошипа

9. Нумеруем положения пальца кривошипа (центра шарнира В). То положение точки В (рис. 3.2), от которого **начиналось** движение при определении направления ω_1 обозначаем за «нулевое», получаем точку B_0 . Точке другого крайнего положения кривошипа присвоим индекс «к», получаем точку B_k . Такие же индексы присвоим другим подвижным точкам звеньев (C_0, E_0, F_0 и C_k, E_k, F_k).

10. Делим траекторию движения пальца кривошипа на двенадцать равных участков, **начиная от точки B_0 в направлении угловой скорости кривошипа ω_1** . Получаем соответственно точки $B_1, B_2, B_3, \dots, B_{12}=B_0$.

11. С помощью циркуля, используя метод засечек, откладываем чертежные размеры звеньев с учетом их траекторий движения.

12. Прочерчиваем положения звеньев ($B_1C_1, B_2C_2, C_1D, C_2D$ и т.д.)

13. Положения точки Е находим на пересечении горизонтали (х – х) с линией CD.

14. Звенья механизма в одном из рабочих положений, исключая крайние положения, обводим основной линией; обозначаем на этом положении все кинематические пары; указываем номера звеньев механизма.

15. Строим траектории промежуточных точек звеньев (если таковые заданы). Для этого находим и отмечаем на звеньях во всех положениях искомые точки, а затем последовательно соединяем их с помощью лекала плавной кривой линией. Данные кривые и будут траекториями движения точек звеньев в пространстве.

16. Строим над траекторией движения точки E_6 график действия силы полезного сопротивления $P_{пс}$ (в данном случае – силы резания), согласовав его с положением крайних точек $E_6^{(0)}$ и $E_6^{(к)}$.

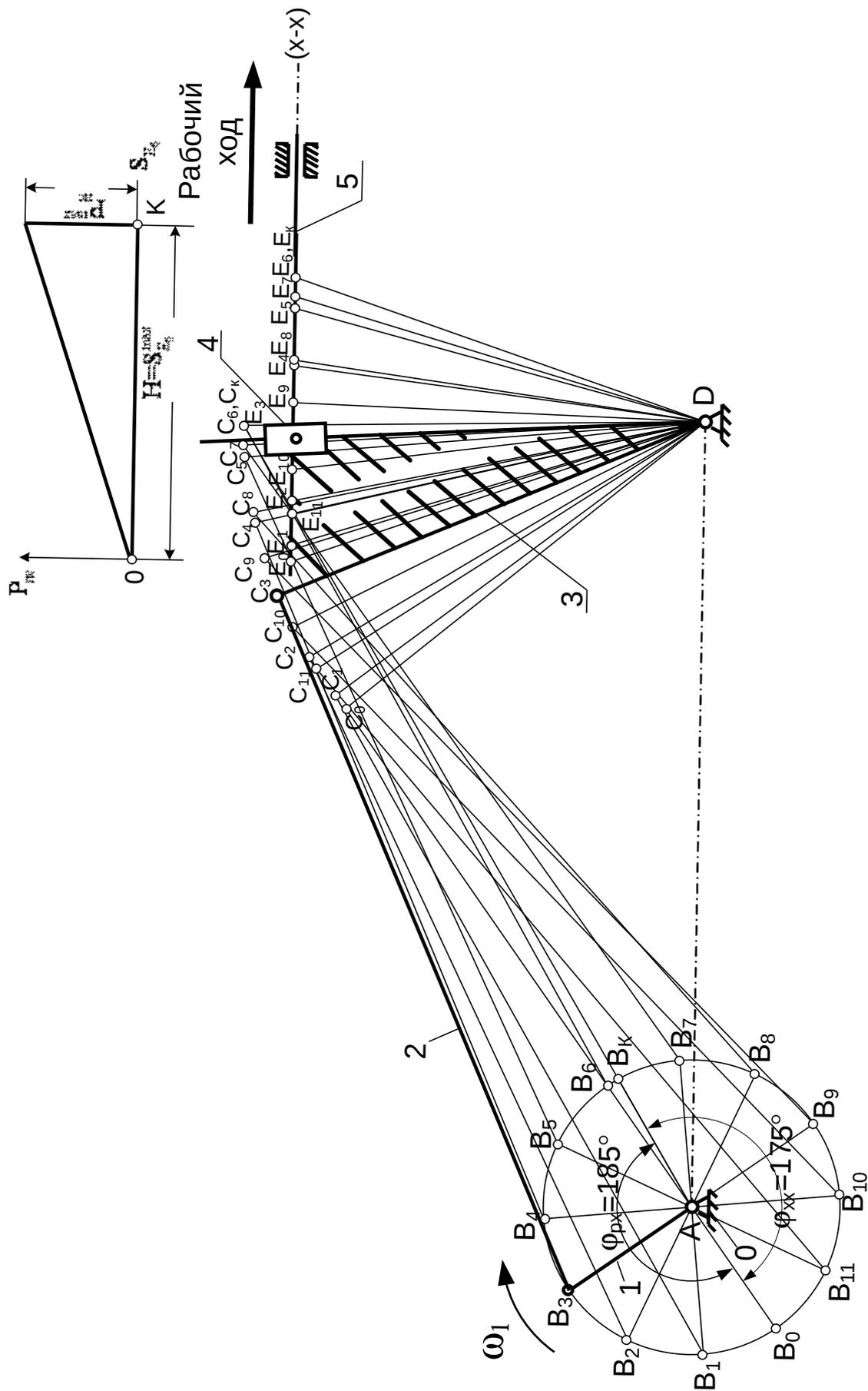


Рис 3.4

3.4. Планы скоростей и ускорений

● ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ПОСТРОЕНИЙ

Определение скоростей и ускорений методов планов, предложенным в 1870 году выдающимся немецким инженером Отто Мором, отличается наглядностью, универсальностью, векториальностью и достаточной простотой, однако, он применим к механизмам не выше второго класса, второго порядка.

Планами скоростей и ускорений называют векторные изображения этих кинематических параметров, соответствующие заданному положению механизма. Планы скоростей и ускорений представляют совокупности плоских пучков, лучи которых изображают абсолютные скорости или ускорения точек звеньев, а отрезки, соединяющие концы лучей – относительные скорости или ускорения соответствующих точек звеньев при данном положении механизма. Векторы абсолютных скоростей или ускорений на каждом плане откладывают от одной точки, называемой полюсом. Полюс на плане скоростей обозначают буквой **P**, а на плане ускорений – **π**. Точки на плане скоростей обозначают строчными латинскими буквами **a, b, c, ...**, одноименными точкам **A, B, C, ...** на планах положений. На плане ускорений точки обозначают **a', b', c', ...**. Планы скоростей (ускорений) могут строиться как отдельно для каждого положения механизма, так и быть совмещенными.

Методика построений планов скоростей и ускорений основана на составлении и анализе векторных уравнений. **Последовательность расчетов и построения планов скоростей и ускорений** определяется формулой структурного строения механизма – начинают от входного звена, угловую скорость которого на данном этапе обычно принимают постоянной и известной по модулю и направлению, далее - по группам Ассур в порядке присоединения их к начальному механизму, следуя через промежуточные звенья, и заканчивают последней группой Ассур, содержащей выходной

звено. Эта последовательность показана **стрелкой** \blacktriangleright , подчеркивающей формулу (рис. 2.9 продолжение).

Теоретическое обоснование данного метода подробно излагается в курсе теоретической механики.

ВХОДНОЕ ЗВЕНО

Если входное звено (рис. 3.5, а) механизма совершает вращательное движение, то скорость его любой точки, например В, определится векторным уравнением:

$$\vec{V}_B = \vec{V}_A + \vec{V}_{BA}, \quad (3.5)$$

$$V_B = l_{AB} \omega_1$$

где V_A - скорость неподвижной точки (стойки) равна нулю; V_B - модуль скорости точки **В**; l_{AB} - кратчайшее расстояние от оси вращения до точки **В**; ω_1 - угловая скорость звена АВ. Скорость точки **В** перпендикулярна прямой

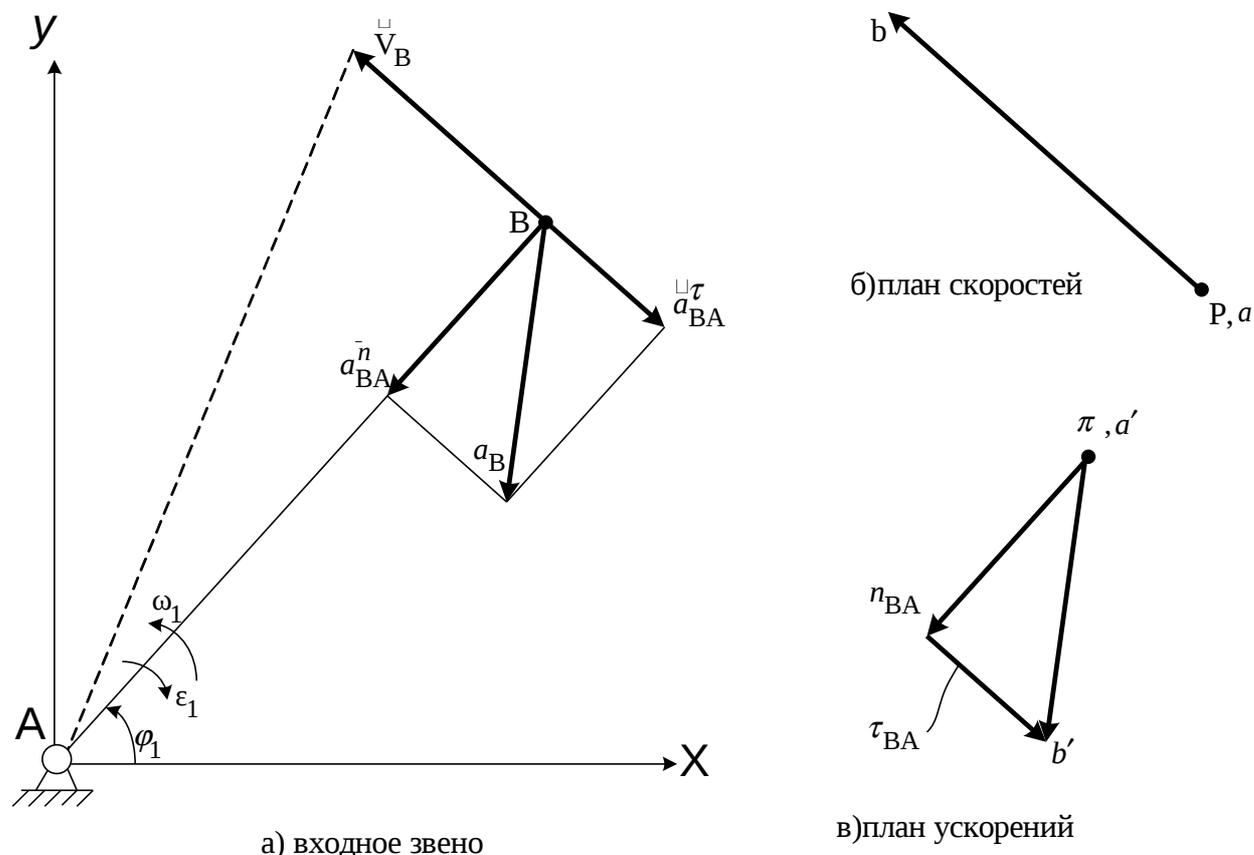


Рис. 3.5

AB (V_B^{AB}) и направлена в сторону вращения звена 1, т.е. в направлении угловой скорости ω_1 , и может быть изображена на плане скоростей (рис. 3.5,

б) вектором \overline{Pb} , модуль которого будет $Pb = \frac{V_B}{\mu_V}$, где $\mu_V = \frac{V_B}{Pb}$ - масштабный коэффициент скорости, **P** - полюс плана скоростей, **b** - одноименная точка на звене. Аналогичным образом могут быть найдены и построены скорости любых других точек, принадлежащих этому звену.

На рис. 3.5, в построен план ускорений для этой же точки **B** входного звена AB. На плане ускорений изображены векторы ускорений точки B - $\overline{a_B}$ и его составляющие: нормальное $\overline{a_{BA}^n}$ и касательное $\overline{a_{BA}^\tau}$ ускорения. Соответствующие векторы на плане ускорений построены по следующим соотношениям:

- нормальное ускорение $\overline{a_{BA}^n}$:

$$a_{BA}^n = l_{BA} \omega_1^2; a_{BA}^n \perp AB; (\pi - n_{BA}) \overline{a_{BA}^n} = a_{BA}^n / \mu_a,$$

где π - полюс плана ускорений, $\mu_a = a_{BA}^n / (\pi - n_{BA})$ - масштабный коэффициент плана ускорений;

- касательное ускорение $\overline{a_{BA}^\tau}$:

$$a_{BA}^\tau = \varepsilon_1 l_{BA}; a_{BA}^\tau \perp AB; (n_{BA} - b) \overline{a_{BA}^\tau} = a_{BA}^\tau / \mu_a$$

где ε_1 - угловое ускорение звена;

- ускорение a_B :

$$\overline{a_B} = \overline{a_{BA}^n} + \overline{a_{BA}^\tau}$$

Ускорения других точек входного звена находятся и строятся аналогичным образом.

СЛОЖНОЕ ДВИЖЕНИЕ ТОЧЕК ЗВЕНА

При сложном движении объекта его кинематические характеристики определяются проще, если движение исследуется одновременно в неподвижной (основной) и подвижной системах отчета.

Движение объекта относительно основной системы отсчета называется *абсолютным* движением.

Движение объекта относительно подвижной системы отсчета называется *относительным* движением.

Движение подвижной системы отсчета относительно основной называется *переносным* движением.

При сложном движении тела абсолютная(ое) скорость \dot{V}_a (ускорение \dot{a}_a) точки равна векторной сумме переносной(го) $\dot{V}_e(\dot{a}_e)$ и относительной(го) $\dot{V}_r(\dot{a}_r)$ скоростей (ускорений) этой точки, т.е.

$$\dot{V}_a = \dot{V}_e + \dot{V}_r; \quad (3.6)$$

$$\dot{a}_a = \dot{a}_e + \dot{a}_r^n + \dot{a}_r^\tau + \dot{a}^k; \quad (3.7)$$

где \dot{a}_r^n и \dot{a}_r^τ - соответственно нормальное ускорение в относительном движении, направленное по радиусу вращения точки к центру кривизны траектории, и касательное ускорение, направленное перпендикулярно радиусу вращения; \dot{a}^k - ускорение Кориолиса.

Элементы абсолютного движения обозначаются индексом a , относительного – r , переносного – e . Эти индексы используют тогда, когда в обозначении не указывают точку, движение которой рассматривается. Если рассматривается совокупность взаимосвязанных объектов, то вместо этих индексов вводят обозначение точки и номер звена, которому она принадлежит, например $V_{B_2}; V_{B_3 B_2}$. Если принадлежность точек к звену

оговорена отдельно или ясно видна по структурной схеме, то номер звена можно опускать, например \dot{V}_B .

Соотношение (3.4) и (3.5) используют для построения планов скоростей и ускорений точек звеньев. Векторные уравнения (3.4) и (3.5), например для точек В и С звена ВС (рис. 3.6), примут вид соответственно:

$$\dot{V}_C = \dot{V}_B + \dot{V}_{CB};$$

$$\dot{a}_C = \dot{a}_B + \dot{a}_{CB}; \text{ или } \dot{a}_C^n + \dot{a}_C^\tau = \dot{a}_B^n + \dot{a}_B^\tau + \dot{a}_{CB}^n + \dot{a}_{CB}^\tau;$$

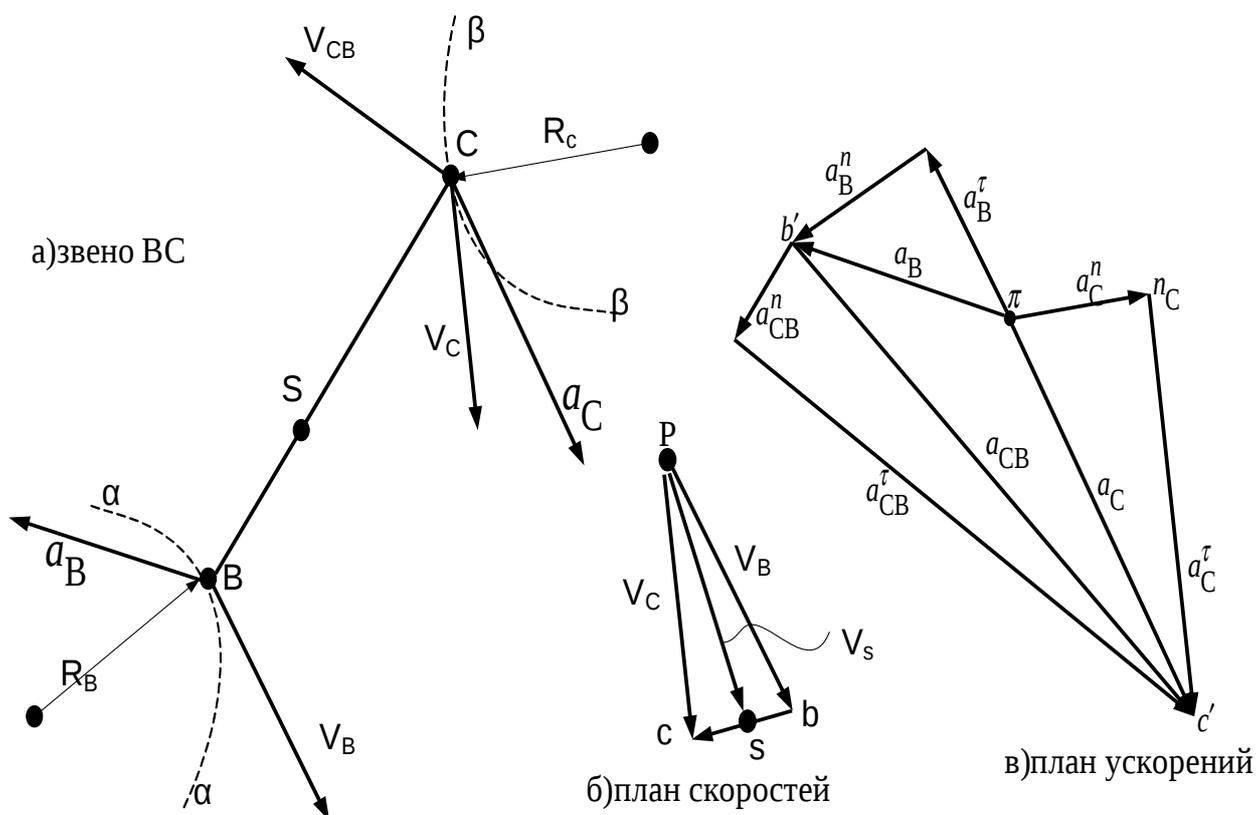


Рис. 3.6

Из последних выражений следует, что абсолютная(ое) скорость \dot{V}_C (ускорение \dot{a}_C) точки С равна векторной сумме переносной(го) скорости \dot{V}_B (ускорения \dot{a}_B), определяемой движением точки В, и относительной(го) скорости \dot{V}_{CB} (ускорения \dot{a}_{CB}) точки С при вращении звена вокруг точки В. Если известны траектории $\alpha\alpha$ и $\beta\beta$, описываемые точками С и В в

абсолютном движении (рис. 3.6, а), то направление всех скоростей и ускорений определено. Значит, для решения последних уравнений необходимо знать модули скорости (ускорения) одной из точек, например В. При анализе векторных уравнений принято подчеркивать известные векторы одной или двумя чертами внизу, под которыми также могут указываться и их направления. Две черты обозначают, что вектор известен как по величине, так и по направлению. Одна черта означает, что для вектора известно либо направление, либо величина.

Графические решения представленных уравнений показаны на рис. 3.7, б, в в виде отрезков, изображающих в масштабе соответствующие величины.

Скорость любой точки S, расположенной на звене BC, находится в соответствии со свойствами планов скоростей и ускорений, путем пропорционального деления отрезка cd.

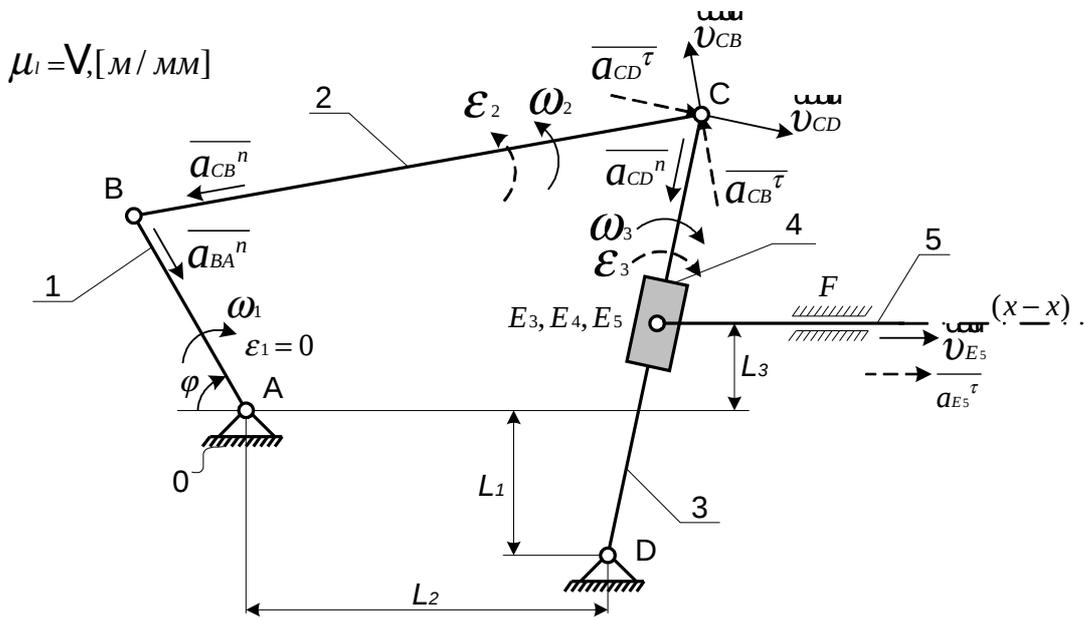
● ПРИМЕР ПОСТРОЕНИЙ ПЛАНОВ СКОРОСТЕЙ И УСКОРЕНИЙ МЕХАНИЗМА СТРОГАЛЬНОГО СТАНКА

Дано: планы положений механизма с известной по направлению и модулю угловой скоростью кривошипа ω_1 ; масштабный коэффициент плана положений μ_1 выбран.

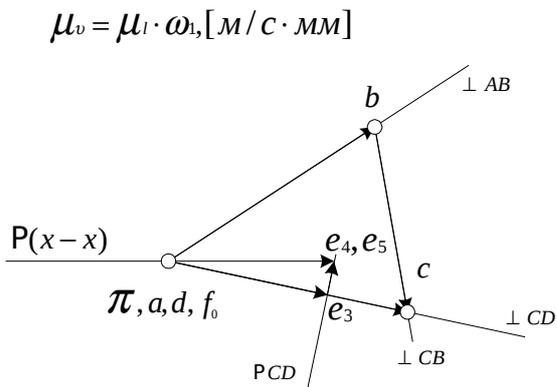
Определить:

- 1) линейные скорости точек звеньев механизма (модуль, направление);
- 2) угловые скорости звеньев механизма (модуль, направление);
- 3) линейные ускорения точек звеньев механизма (модуль, направление);
- 4) угловые ускорения звеньев (модуль, направление);
- 5) характер движения звеньев механизма (равномерное, ускоренное, замедленное).

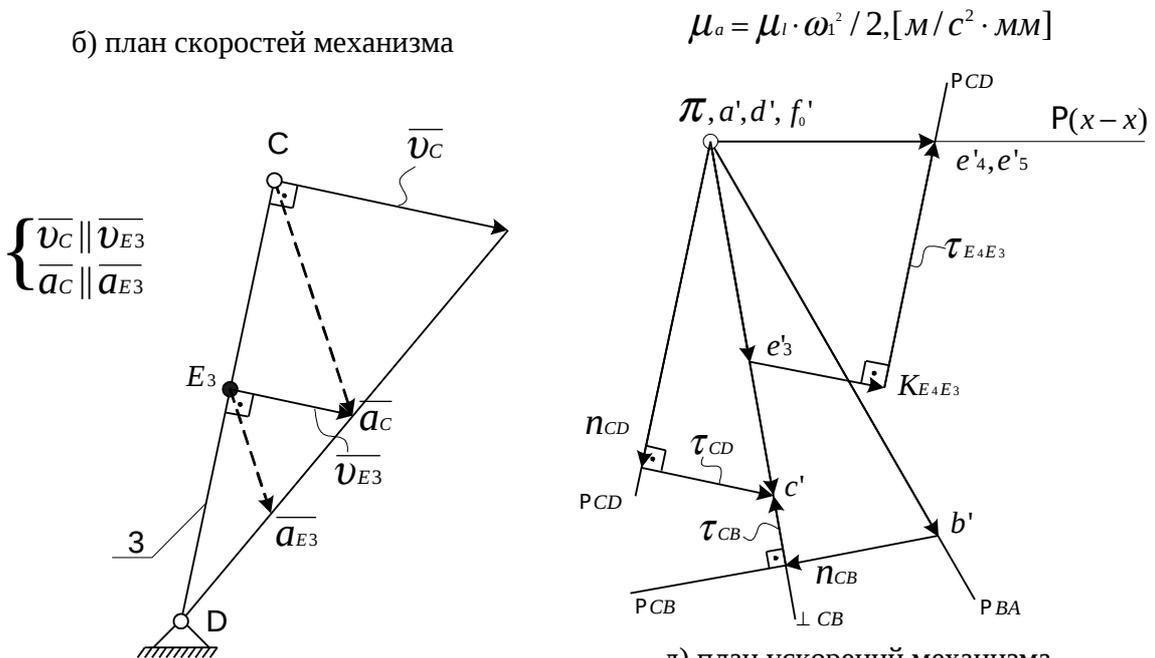
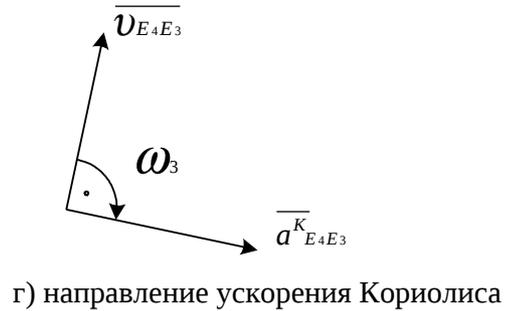
Пункты 1 и 2 поставленной задачи решаются построением плана скоростей, п. 3 и 4 – с помощью плана ускорений, п. 5 – сопоставлением результатов построений того и другого.



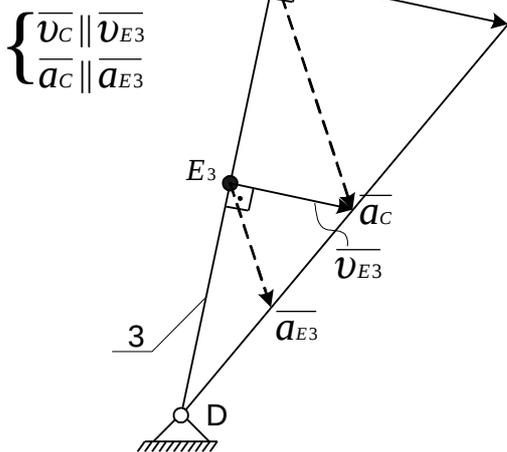
а) план положений механизма



б) план скоростей механизма



д) план ускорений механизма



в) к теореме подобия

Рис. 3.7

3.4.1. План скоростей

Для построения выбираем один из двенадцати планов положений с участка рабочего хода (рис. 3.7, а), пока исключая крайние положения.

Построение начинаем с входного звена **1** – с точки его присоединения к стойке – точки **A**, которая является неподвижной и, следовательно, ее линейная скорость $|V_A|=0$. Далее будем следовать от точки **A** через промежуточные звенья к выходному звену механизма.

На поле чертежа выбираем полюс плана скоростей **P** и переносим в него скорость точки **A**, обозначив ее строчной буквой **a**. Аналогично с полюсом совпадут и другие, принадлежащие стойке **O**, неподвижные точки механизма, а именно **d** и **fo**.

Точка В, принадлежащая пальцу кривошипа **1**, совершает равномерное вращательное движение в направлении ω_1 вокруг оси, связанной со стойкой и проходящей через центр шарнира **A**, который в относительном движении принимаем за неподвижный полюс. Тогда получаем векторное уравнение:

$$\bar{V}_B = \bar{V}_A + \bar{V}_{BA} \quad (3.8)$$

?? 0 ?⊥BA

Анализируя векторные уравнения, будем подчеркивать дважды полностью известный (по модулю и направлению) вектор скорости уравнения. Если же он известен только по направлению – подчеркиваем одной чертой и под ней указываем дополнительно его направление. Знаки вопроса означают, что один или оба параметра вектора неизвестны.

Модуль относительной линейной скорости $|V_{BA}|$ в данном случае известен, т.к. определяется

$$|V_{BA}| = \omega_1 \cdot l_{AB} \quad (3.9)$$

С учетом (3.9) векторное уравнение (3.8) примет вид

$$\bar{V}_B = \bar{V}_{BA}, \quad (3.10)$$

левая часть которого станет полностью известной, т.е. абсолютная скорость точки **B** в данном случае равна линейной относительной скорости V_{BA} , а именно $\bar{V}_B = \bar{V}_{BA}$.

Выбираем масштабный коэффициент плана скоростей:

$$\mu_V = \frac{V_B}{(Pb)}, \quad [\text{м/с} \cdot \text{мм}] \quad (3.11)$$

где (Pb) , мм – длина выбранного отрезка, изображающего вектор \bar{V}_B на чертеже. Если отрезок (Pb) выбирается равным отрезку **AB** на плане положений, то считается, что план скоростей построен в **масштабе кривошипа**, тогда:

$$\mu_V = \omega_2 \cdot \mu_l, \quad [\text{м/с} \cdot \text{мм}] \quad (3.12)$$

В этом случае, полученные графические построения называют *планами аналогов скоростей*.

Выражение (3.12) позволит в дальнейшем значительно упростить вычисления кинематических характеристик.

В случае, если план скоростей по отношению к плану положений увеличен или уменьшен, то в формулу (3.12) вводят коэффициент кратности **K**, тогда

$$\mu_V = K \cdot \omega_2 \cdot \mu_l, \quad (3.13)$$

при $K = 1$ – масштаб кривошипа;

$K = \frac{1}{2}$ - план скоростей увеличен в 2 раза;

$K = 2$ – уменьшен в 2 раза и т.д.

Точка В

Из полюса **Р** проводим луч $\perp AB$ и на нем в направлении вращения кривошипа 1 откладываем отрезок $(Pb) = AB$. Вектор абсолютной скорости точки В направлен из полюса Р до точки в на плане скоростей.

Модуль линейной скорости находят как произведение длины вектора на масштабный коэффициент плана скоростей, т.е.

$$|V_B| = (Pb)\mu_v \quad (3.14)$$

Результат: линейная скорость точки **В** определена по направлению и модулю.

Точка С одновременно принадлежит шатуну 2 и кулисе 3. Линейную скорость точки **С** представляют системой векторных уравнений

$$\begin{aligned} \vec{V}_C &= \vec{V}_B + \vec{V}_{CB} \\ \vec{V}_C &= \vec{V}_D + \vec{V}_{CD} \end{aligned} \quad (3.15)$$

которую графически решаем следующим образом. Из точки **в** проводим луч, перпендикулярный CB . Из точки **d**, совпадающей с полюсом **Р**, проводим луч, перпендикулярный CD . На пересечении указанных лучей находится точка **с**. Направление линейной относительной скорости \vec{V}_{CB} определяется правилом сложения векторов, где вектор \vec{V}_C - замыкающий. Скорость \vec{V}_C направлена из полюса **Р** до точки **с**. Находим модули линейных скоростей:

$$|\vec{V}_C| = (Pc) \mu_v;$$

$$|\vec{V}_{CB}| = (cb) \mu_v.$$

Точка E₃ – данная точка принадлежит кулисе, совершающей вращательное движение вместе с ней (так же как и точка **С**) относительно неподвижного центра **Д**. Для определения линейной скорости V_D в таких случаях удобно использовать **теорему подобия** (отрезки и фигуры, образуемые точками плана скоростей (ускорений) подобны и сходственно

расположены по отношению к точкам и фигурам на плане положений), учитывая, что скорость точек **C** и **D** известны (рис. 3.7, в). Тогда получаем пропорцию в действительных величинах:

$$\frac{V_C}{V_{E_3}} = \frac{l_{CD}}{l_{ED}} \quad (3.16)$$

или в отрезках, соответственно, плана скоростей или плана положений:

$$\frac{(p_c)}{p_{e_3}} = \frac{CD}{ED}, \quad (3.17)$$

из которых находим неизвестные величины:

$$V_{E_3}, \text{ м/с} = \frac{l_{ED} \cdot V_{ED}}{l_{CD}} \quad \text{или}$$

$$(p_{e_3}), \text{ мм} = \frac{(p_c) \cdot ED}{CD}$$

Смысл термина «сходственность» заключается в том, что точки на плане скоростей располагаются точно в такой же последовательности, как и точки на плане положений. В нашем случае на плане положений читаем $C \square E_3 \square D$ (на одной прямой линии), следовательно на плане скоростей они будут располагаться $(c) \cdot (e_3) \cdot (d)$.

Найденный отрезок (P_{e_3}) откладывается из полюса **P** в направлении точки **c**. Модуль скорости равен:

$$\left| V_{E_3} \right| = (p_{e_3}) \cdot \mu_V .$$

Абсолютная скорость т. E_3 кулисы 3 определена полностью.

Точка E_4 – принадлежит условной точке пересечения диагоналей камня 4 кулисы 3. Линейную скорость \bar{V}_{E_4} найдем, рассматривая ее относительное поступательное движение сначала относительно предыдущей точки E_3 , затем, - учитывая, что звенья 4 и 5 связаны вращательной кинематической парой (уточнение

$\bar{V}_{E_4} = \bar{V}_{E_5}$), - движение со звеном 5 относительно неподвижной точки F_0 , принадлежащей стойке. Соответственно получаем два векторных уравнения (3.18) и (3.20) с уточнением (3.19):

$$\begin{cases} \bar{V}_{E_4} = \bar{V}_{E_5} + \bar{V}_{E_4E_5} \\ \text{?} = \text{?} \end{cases} \quad (3.18)$$

$$\begin{cases} \bar{V}_{E_4} = \bar{V}_{E_5} \\ \text{?} = \text{?} \end{cases} \quad (3.19)$$

$$\begin{cases} \bar{V}_{E_4} = \bar{V}_{E_5} + \bar{V}_{E_4E_5} \\ \text{?} = \text{?} \end{cases} \quad (3.20)$$

Совокупность указанных векторных уравнений с учетом равенства левых частей уравнений (3.18) и (3.20) приводит к векторному уравнению в виде равенства их правых частей, а оно содержит только два неизвестных (отмечены знаками вопроса) и, следовательно, самостоятельно решается графически: из точки e_3 плана скоростей проводим луч, параллельный CD , из точки f_0 (лежащей в полюсе P) проводим луч, параллельный горизонтали ($x-x$). Точка пересечения данных лучей обозначаем e_4, e_5 - решением рассмотренной системы векторных уравнений. Согласно (3.18) наносим на плане скоростей направления векторов $\bar{V}_{E_4E_3}$ и $\bar{V}_{E_4} = \bar{V}_{E_5}$. Находим модули скоростей:

$$\begin{aligned} \left| \bar{V}_{E_4} \right| &= (pe_4) \diamond \mu_V = \left| \bar{V}_{E_5} \right| = (pe_5) \diamond \mu_V; \\ \bar{V}_{E_4E_3} &= (e_3 - e_4) \square \mu_V. \end{aligned} \quad (3.21)$$

Таким образом, построение плана скоростей для рассматриваемого положения механизма завершено. Для остальных положений механизма ход построений аналогичен выше рассмотренному: в той же самой последовательности согласно тех же векторных уравнений (3.8 – 3.20).

Примечания:

1. **На листе 1** построить из одного полюса двенадцать планов скоростей, на их основе построить *годографы* линейных скоростей точек звеньев механизма.
2. По планам скоростей рассчитать модули линейных скоростей всех подвижных точек механизма (абсолютные и относительные) для всех двенадцати положений. Результаты расчетов свести в таблицу, ее поместить в соответствующий раздел пояснительной записки.

УГЛОВЫЕ СКОРОСТИ

Построенный план скоростей на основе его свойств позволяет кроме параметров, найденных выше, дополнительно определить модули и направления угловых скоростей подвижных звеньев, участвующих во вращательном (кулиса 3, камень кулисы 4), и сложном (шатун 2) движениях.

Звено 1

Угловая скорость кривошипа ω_1 по модулю определена заданием на курсовой проект, направление - определено выше.

Звено 2

Модуль угловой скорости шатуна ω_2 определяем через линейную относительную скорость

$$|\omega_2|, c^{-1} = \frac{V_{CB}}{l_{CB}} = \frac{(cb) \cdot \omega_1}{CB \cdot \mu^l}, \quad (3.22)$$

если построения проведены в масштабе кривошипа:

$$|\omega_2|, c^{-1} = \frac{(cb)}{CB} \omega_1 \quad .$$

Для определения направления угловой скорости шатуна ω_2 необходимо с плана скоростей осуществить параллельный перенос

вектора \bar{V}_{CB} в точку **С** плана положений, который вызовет соответствующий поворот звена (по или против часовой стрелки) – рис. 3.7, *а, б*. В данном случае направлена против часовой стрелки.

Звено 3

Модуль угловой скорости кулисы ω_3 определяем

$$|\omega_3|, c^{-1} = \frac{V_{CD}}{l_{CD}} = \frac{(cd)\mu^* v}{CD\mu^* l} \quad (3.23)$$

или

$$|\omega_3|, c^{-1} = \frac{(cd)}{CD} \omega_1 .$$

Для определения направления угловой скорости кулисы необходимо воспользоваться вектором линейной относительной скорости \bar{V}_{CD} . В данном случае ω_3 направлена по часовой стрелке.

Звено 4

Камень 4 кулисы 3 связан с ней поступательной кинематической парой, не допускающей угловых перемещений, следовательно, угловые скорости камня и кулисы одинаковы (и по модулю, и по направлению), т.е. $\bar{\omega}_4 = \bar{\omega}_3$.

Звено 5

Совершает поступательное движение, поэтому угловая скорость ползуна $\omega_5 = 0$.

Примечания:

1. Произвести расчет угловых скоростей звеньев для двенадцати положений механизма, результаты в виде таблицы представить в пояснительной записке.
2. **На листе 1** на выделенном плане положений указать направления угловых скоростей звеньев.

3.4.2. План ускорений

План ускорений строится по векторным уравнениям, составленным в той самой последовательности, с использованием тех же самых приемов и подходов, как это было сделано при построении планов скоростей.

Полюс плана ускорений обозначается буквой π (рис. 3.7, д), векторы абсолютных ускорений точек звеньев механизма $\mathbf{a}_A, \mathbf{b}_B, \mathbf{c}_C$ и т.д.

Точка А – неподвижна, $\bar{\mathbf{a}}_A = 0$. На чертеже размещается и совпадает с полюсом π .

Точка В - по аналогии с построением скоростей, ускорение точки **В** складывается из абсолютного ускорения плюса, за который принимается предыдущая точка **А**, плюс относительное линейное ускорение рассматриваемой точки **В** вокруг точки **А**.

$$\bar{\mathbf{a}}_B = \bar{\mathbf{a}}_A + \bar{\mathbf{a}}_{AB}$$

В отличие от планов скоростей при построении планов ускорений относительное линейное ускорение будем представлять состоящим из суммы его нормальной и тангенциальной составляющих:

$$\bar{\mathbf{a}}_{BA} = \bar{\mathbf{a}}_{BA}^n + \bar{\mathbf{a}}_{BA}^\tau \quad (3.24)$$

По физическому смыслу нормальное ускорение является центростремительным, т.е. направленным параллельно звену от рассматриваемой точки к центру его вращения. Вектор тангенциального ускорения направлен под углом 90° к вектору нормального ускорения, т.е. перпендикулярно звену.

В связи с этим нормальное ускорение будем считать всегда известным по направлению и по модулю (последний определяется как квадрат

относительной скорости, деленный на длину звена). Эту информацию вносим подчеркиванием слагаемых в уравнении (3.24), неизвестные параметры векторов отмечаем знаками вопроса.

$$\text{Тогда} \quad \bar{a}_B = \frac{\bar{a}_A}{0} + \frac{\bar{a}_{BA}}{P_{BA}} + \frac{\bar{a}_{CD}}{? \perp_{BA}}, \quad (3.25)$$

$$\text{где} \quad a_{BA}^n = \frac{V_{BA}^2}{l_{BA}}; \quad a_{BA}^\tau = \mathcal{E}_1 \perp l_{BA}. \quad (3.26)$$

Анализ уравнения (3.25) показывает, что оно содержит три неизвестных параметра и самостоятельно графически не решается. Необходимо дополнительное условие, позволяющее уменьшить число неизвестных параметров. Решить проблему в данном случае позволит ранее принятое допущение о постоянстве угловой скорости кривошипа $\omega_1 \cong \text{const}$: ранее неизвестная величина \mathcal{E}_1 в выражении (3.26) для расчета тангенциальной составляющей подлежит определению.

$$\mathcal{E}_1 = \frac{d\omega_1}{dt} = 0, \quad (3.27)$$

следовательно, $a_{BA}^\tau = 0$ и выражение (2.33) принимает окончательный вид:

$$\frac{\bar{a}_B}{P} = \frac{\bar{a}_{BA}^n}{P_{BA}}, \quad (3.28)$$

Это в свою очередь означает, что абсолютное линейное ускорение \bar{a}_B равно \bar{a}_{BA}^n , известному по модулю и направлению, а кривошип 1 совершает равномерное вращательное движение.

Выбираем масштабный коэффициент плана ускорений μ_a .

В общем случае

$$\mu_a = \frac{a_B}{(\pi-b)} \text{ [м/с}^2 \text{ мм]}. \quad (3.29)$$

Для упрощений расчетов план ускорений удобно строить в масштабе кривошипа. В этом случае длина отрезка $(\pi-b)$ на плане ускорений берется равной длине кривошипа **AB** на плане положений, тогда

$$\mu_a = \mu_l \omega_1^2 \quad (3.30)$$

и проводимые в дальнейшем графические построения именуют *планами аналогов ускорений*. Если возникает необходимость увеличения или уменьшения проводимых построений, то аналогично планам скоростей в формулу (3.30) вводится соответственно определенное значение коэффициента кратности **k**, при этом

$$\mu_a = k \mu_l \omega_1^2.$$

Из полюса π параллельно отрезку **AB** плана положений в направлении от точки **B** к точке **A** проводим луч, на котором откладываем отрезок $(\pi-b) = AB$. Ускорение точки **B** направлено из полюса к точке **b**, его модуль находим как

$$a_B = (\pi-b) \mu_a, \text{ [м/с}^2 \text{]} \quad (3.31)$$

Точка С - для определения ускорения точки **C** составляем два векторных уравнения, рассматривая движения этой точки вначале со вторым звеном, затем – с третьим:

$$\begin{aligned} \vec{a}_C &= \vec{a}_B + \vec{a}_{CB}^n + \vec{a}_{CB}^\tau \\ \vec{a}_C &= \vec{a}_D + \vec{a}_{CD}^n + \vec{a}_{CD}^\tau \end{aligned} \quad (3.32)$$

Вычисляем нормальные ускорения по формулам:

$$a_{CB}^n = \frac{V_{CB}^2}{l_{CB}} = \frac{(cb)^2}{CB} \frac{\mu_V^2}{\mu_l} = \frac{(cb)^2}{CB} \mu_a, \quad [M/c^2],$$

$$a_{CD}^n = \frac{V_{CD}^2}{l_{CD}} = \frac{V_C^2}{l_{CD}} = \frac{(PC)^2}{CD} \mu_a, \quad [M/c^2].$$

Определим отрезки, изображающие в миллиметрах векторы этих ускорений (они удобны для непосредственного вычерчивания плана ускорений):

$$(b \cdot n_{CB}) = \frac{(cb)^2}{CB}, \quad [MM];$$

$$(\pi \cdot n_{CD}) = \frac{(PC)^2}{CD}, \quad [MM].$$

Направления нормальных ускорений указаны в векторных уравнениях (3.32) и на плане положений (рис. 3.7, а) – вдоль соответствующего звена 2 и 3, от вращающейся точки **C** к центрам вращений **B** и **D**.

Решаем графически систему векторных уравнений (3.32): из точки **b** параллельно **CB** в направлении от точки **C** к точке **B** проводим луч и на нем откладываем рассчитанную длину вектора $(b \cdot n_{CB})$; обозначив стрелкой направление данного вектора, из его конца (точки n_{CB}) проводим луч, перпендикулярный **BC**.

Из точки π , совпадающей с полюсом плана ускорений π , откладываем рассчитанный по длине вектор $(\pi \cdot n_{CD})$ параллельно **CD** вниз от полюса, затем – из его конца (точки n_{CD}) проводим луч, перпендикулярный **CD**. Находим точку пересечения указанных перпендикуляров и обозначаем ее буквой **c**. Проводя из полюса π прямую до точки **c**, получаем направление ускорения точки **C** (от полюса π к точке **c**).

Модуль ускорения точки **C** равен:

$$|a_C| = (\pi \cdot c) \mu_a, \quad [M/c^2] \quad (3.33)$$

На плане ускорений по правилу сложения векторов сначала определяем и стрелками обозначаем направления тангенциальных ускорений: \mathbf{a}_{CB}^{τ} (ему соответствует вектор $(\mathbf{n}_{CB} - \mathbf{c})$, направленный от точки \mathbf{n}_{CB} к точке \mathbf{c}) и \mathbf{a}_{CD}^{τ} , которому соответствует вектор $(\mathbf{n}_{CD} - \mathbf{c})$, направленный от точки \mathbf{n}_{CD} к точке \mathbf{c} плана ускорений (рис. 3.7, б). находим модули тангенциальных ускорений:

$$\begin{aligned} |\mathbf{a}_{CB}^{\tau}| &= (\mathbf{n}_{CB} - \mathbf{c}) \cdot \boldsymbol{\mu}_a, \quad [\text{м/с}^2]; \\ |\mathbf{a}_{CD}^{\tau}| &= (\mathbf{n}_{CD} - \mathbf{c}) \cdot \boldsymbol{\mu}_a, \quad [\text{м/с}^2] \end{aligned} \quad (3.34)$$

Ускорение точки \mathbf{C} , тангенциальные ускорения \mathbf{a}_{CB}^{τ} и \mathbf{a}_{CD}^{τ} определены полностью (модули и направления).

Точка \mathbf{E}_3 - ускорение точки \mathbf{E}_3 определим, применив терему подобия (рис. 3.7, в): $\triangle DC\bar{a}_C : \triangle DE_3\bar{a}_{E_3}$ как треугольники с взаимно параллельными сторонами, откуда следуют пропорции:

- в действительных величинах:

$$\frac{\bar{a}_C}{\bar{a}_{E_3}} = \frac{l_{CD}}{l_{ED}} \quad (3.35)$$

- в отрезках чертежа:

$$\frac{(\pi - \mathbf{c})}{(\pi - \mathbf{e}_3)} = \frac{CD}{ED} \quad (3.36)$$

Из выражения (3.36) находим

$$(\pi - \mathbf{e}_3) = \frac{(\pi - \mathbf{c}) \cdot ED}{CD}, \text{ мм.}$$

Тогда модуль ускорения точки \mathbf{E}_3 равен

$$|\mathbf{a}_{E_3}| = (\pi - \mathbf{e}_3) \cdot \boldsymbol{\mu}_a, \text{ м/с}^2. \quad (3.37)$$

Откладывая рассчитанный отрезок $(\pi - e_3)$, определяем на плане ускорений положение точки e_3 , являющегося концом вектора искомого ускорения точки E_3 , направленного из полюса π к точке e_3 .

Точки E_4, E_5 - по аналогии с определением линейных скоростей данных точек механизма составляем систему уравнений для нахождения линейных ускорений точек E_4 и E_5 :

$$\begin{aligned} \square \\ \square \quad \bar{a}_{E_4} &= \bar{a}_{E_3} + \bar{a}_{E_4E_3}^K + \frac{\bar{a}_{E_4E_3}^n}{0} + \bar{a}_{E_4E_3}^\tau \end{aligned} \quad (3.38)$$

$$\square \quad \bar{a}_{E_4} = \bar{a}_{E_5} \quad (3.39)$$

$$\begin{aligned} \square \quad \bar{a}_{E_5} &= \frac{\bar{a}_{F_0}}{0} + \bar{a}_{CD}^n + \bar{a}_{E_5F_0}^\tau \\ \square \quad \square \end{aligned} \quad (3.40)$$

В первую очередь подробно проанализируем векторное уравнение (3.38).

Появление в нем четвертого слагаемого – ускорения Кориолиса $\bar{a}_{E_4E_3}^K$ – обусловлено тем, что в кулисном механизме происходит сложение относительного поступательного движения камня кулисы 3 с переносным вращательным движением кулисы 4. Ускорение Кориолиса $\bar{a}_{E_4E_3}^K$ известно по модулю и направлению – по этой причине выделено двумя черточками. Его модуль находим следующим образом:

$$\left| \bar{a}_{E_4E_3}^K \right| = 2\omega_3 \cdot v_{E_4E_3}, \text{ м/с}^2 \quad (3.41)$$

Направление Кориолисова ускорения определяется поворотом вектора линейной относительной скорости $\bar{v}_{E_4E_3}$ на угол 90° в сторону переносной угловой скорости ω_3 (показано схемой на рис. 3.7, з).

Установим параметры второго и третьего слагаемых уравнения (3.38). Представим, что в отличии от рассматриваемого механизма, где кулиса 3

является прямолинейной, она выполнена криволинейной по дуге окружности некоторого радиуса R с центром в точке O (рис. 3.8).

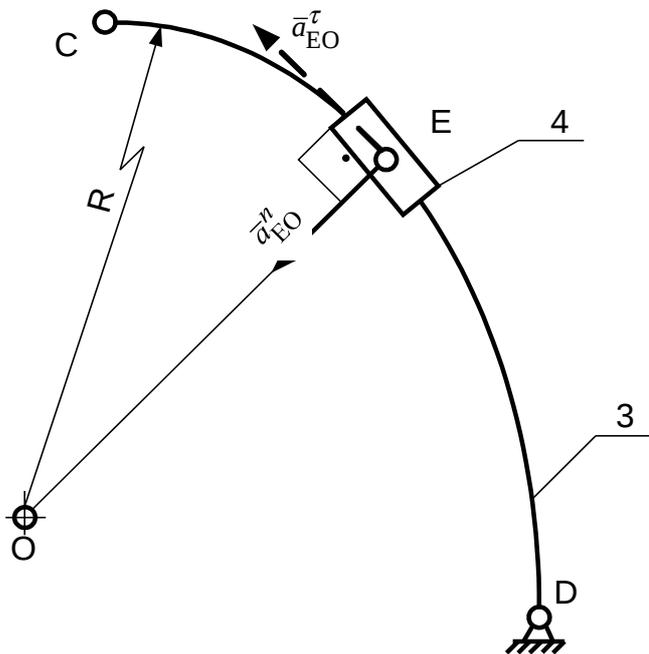


Рис. 3.8

Нормальное ускорение \vec{a}_{EO}^n направленно вдоль радиуса EO от точки E к точке O – как центростремительное ускорение. Вектор тангенциального ускорения \vec{a}_{EO}^τ составляет угол 90° с вектором \vec{a}_{EO}^n и пусть первый, предположим, направлен вверх от точки E . Мысленно начинаем распрямлять криволинейную кулису тогда

$R \perp \vec{a}_{EO}^n$ и $\vec{a}_{EO}^n \perp \vec{a}_{EO}^\tau$. Вектор \vec{a}_{EO}^τ совпадает с распрямлённой кулисой, т.е. станет параллельным ей (отрезку CD на плане положений). Данное рассуждение применительно к уравнению (3.38) позволило установить, что

модуль вектора $\left| a_{E_4 E_3}^n \right|$ равен нулю, а вектор $\vec{a}_{E_4 E_3}^\tau$ направлен параллельно кулисе (отрезку CD), что и было отражено зачеркиванием первого из них и внесением уточнения – под вторым вектором.

При графическом решении системы векторных уравнений (3.38) и (3.40) с уточнением (3.39) из точки e_3 плана ускорений в определенном направлении (рис. 3.7, з) откладываем в первую очередь ускорение $\vec{a}_{E_4 E_3}^K$ (как полностью известного) в виде отрезка $(e_3 - K_{E_4 E_3})$, длину которого в миллиметрах рассчитываем через отрезки плана положений и плана скоростей на основе выражения (3.41):

$$(\mathbf{e}_3 \cdot \mathbf{K}_{E_4 E_3}) = 2 \frac{PC}{CD} (\mathbf{e}_4 - \mathbf{e}_3), \text{ мм.} \quad (3.42)$$

Из конца вектора Кориолисова ускорения точки $\mathbf{K}_{E_4 E_3}$ плана ускорений проводим направление ускорения $\bar{a}_{E_4 E_3}^\tau$ в виде луча, параллельного отрезку CD плана положений. Согласно векторного уравнения (3.40) из полюса π , с которым совпадает ускорение неподвижной точки F_0 , а именно точка \mathbf{f}_0 , проводим горизонталь ($x-x$) до пересечения с лучом, параллельным CD . Найденную точку пересечения двух лучей обозначаем \mathbf{e}_4 и \mathbf{e}_5 , которые принадлежат концам искомым векторов ускорений $\bar{a}_{E_4} = \bar{a}_{E_5}$. Направления и модули остальных членов векторных уравнений (3.38) и (3.40) определяем известными методами:

$$\left| \bar{a}_{E_4 E_3}^\tau \right| = (\mathbf{K}_{E_4 E_3} \cdot \mathbf{e}_4) \mu_a, \text{ м/с}^2 \quad (3.43)$$

$$\left| a_{E_4} \right| = \left| a_{E_5} \right| \quad (3.44)$$

$$\left| a_{E_4} \right| = \left| a_{E_5} \right| = (\pi - \mathbf{e}_4) \mu_a, \text{ м/с}^2 \quad (3.45)$$

Построение плана ускорений для рассмотренного положения механизма завершено.

Примечания:

1. **На листе 1** построить из *разных* полюсов 2 – 3 плана ускорений (номера положений механизма уточняются руководителем курсового проекта).
2. По каждому из построенных планов ускорений рассчитать модули абсолютных и относительных линейных ускорений точек звеньев механизма. Результаты расчетов свести в таблицу, разместив ее в пояснительной записке.

УГЛОВЫЕ УСКОРЕНИЯ

По построенному плану ускорений представляется возможным определить модули и направления угловых ускорений подвижных звеньев, участвующих во вращательном (кулиса 3, камень кулисы 4) и сложном (шатун 2) движениях.

Звено 1

Угловое ускорение $\boldsymbol{\varepsilon}_1$ определено ранее: согласно выражению (3.27) оно равно нулю, следовательно, кривошип 1 совершает **равномерное** вращательное движение.

Звено 2

Модуль углового ускорения $\boldsymbol{\varepsilon}_2$ рассчитываем через линейное тангенциальное ускорение:

$$|\boldsymbol{\varepsilon}_2| = \frac{a_{CB}^T}{l_{CB}} = \frac{(\mathbf{n}_{CB} - \mathbf{c})^T \boldsymbol{\mu}_a}{(\mathbf{CB}) \mu_1}, \text{ с}^{-2}, \quad (3.46)$$

если построения выполнены в масштабе кривошипа, то

$$|\boldsymbol{\varepsilon}_2| = \frac{(\mathbf{n}_{CB} - \mathbf{c})^T}{(\mathbf{CB})} \omega_1^2, \text{ }^{-2}.$$

Для определения направления углового ускорения $\bar{\boldsymbol{\varepsilon}}_2$ осуществляем параллельный перенос вектора \bar{a}_{CB}^T в точку С плана положений (рис. 3.7, а) и наблюдаем направление вызываемого им поворота шатуна 2 (в данном случае $\bar{\boldsymbol{\varepsilon}}_2$ направлено против часовой стрелки).

Сопоставляя направления угловой скорости шатуна $\bar{\boldsymbol{\omega}}_2$ с направлением углового ускорения $\bar{\boldsymbol{\varepsilon}}_2$, определяем характер движения (при совпадении направлений $\bar{\boldsymbol{\omega}}_1$ и $\bar{\boldsymbol{\varepsilon}}_1$ движение звена считают **ускоренным**, при

противоположных направлениях $\bar{\omega}_1$ и $\bar{\epsilon}_1$ - движение звена *замедленное*). В данном случае шатун 2 совершает ускоренное движение.

Звено 3 и 4

Модуль углового ускорения кулисы ϵ_3 равен:

$$|\epsilon_3| = \frac{a_{CD}^T}{l_{CD}} = \frac{(n_{CD}^{-c}) \mu_a}{(CD) \mu_l}, c^{-2}, \quad (3.47)$$

или в масштабе кривошипа $|\epsilon_3| = \frac{(n_{CD}^{-c}) \omega_1^2}{(CD)}, -2.$

Для определения направления углового ускорения кулисы воспользуемся вектором \bar{a}_{CD}^T . В данном случае $\bar{\epsilon}_3$ направлено по часовой стрелке (рис. 3.7, а); с учетом направления угловой скорости $\bar{\omega}_3$ определяем характер движения кулисы – ускоренное. Все сказанное об угловом ускорении кулисы в полной мере относится и к угловому ускорению камня кулисы ϵ_4 , так как они одинаковы $\bar{\epsilon}_3 = \bar{\epsilon}_4$.

Звено 5

Ползун совершает поступательное движение, поэтому $\bar{\epsilon}_5 = 0$. Характер движения определяем по сопоставлению векторов линейной скорости \bar{V}_{E_5} и линейного ускорения \bar{a}_{E_5} (рис. 3.7, б и 3.7, д). В данном случае их направления совпадает, следовательно, ползун 5 в данном положении совершает *ускоренное* движение.

Примечания:

1. Произвести расчет угловых ускорений звеньев для построенных планов ускорений, результаты представить в виде таблицы в пояснительной записке.
2. **На листе 1** на выделенном плане положений указать направления угловых ускорений звеньев.

3.5.Метод кинематических диаграмм

● ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ПОСТРОЕНИЙ

Кинематические свойства механизма, когда закон движения входного звена ещё не известен, находят с помощью характеристик, называемых *аналогами скоростей* и *аналогами ускорений*, которые не зависят от времени t , а являются функциями обобщенной координаты (угла поворота φ входного звена механизма).

Аналогом линейной скорости какой-либо точки называется первая производная радиуса – вектора этой точки по обобщенной координате [6, 11]. Для **поступательного движения** перемещения точки можно считать равным радиусу – вектору. Тогда аналог линейной скорости согласно определению равен:

$$S_i = \frac{dS_i}{d\varphi_1}, \quad (3.48)$$

где φ_1 - обобщенная координата (угол поворота кривошипа 1);

S_i - перемещение точки i -го звена.

Скорость данной точки

$$V_i = \frac{dS_i}{dt} \quad (3.49)$$

Умножив и разделив правую часть (3.49) на величину $d\varphi_1$, получаем

$$V_i = \frac{dS_i}{dt} \cdot \frac{d\varphi_1}{d\varphi_1}$$

Разделим переменные $\frac{d\varphi_1}{dt} = \omega_1; \frac{dS_i}{d\varphi_1} = S_i$

В результате преобразований получаем уравнение связи между действительной скоростью и её аналогом:

$$V_i = S_i \cdot \omega_1, \quad (3.50)$$

где ω_1 - угловая скорость входного звена. Из анализа размерностей, входящих в (3.50) следует, что аналог линейной скорости измеряется в

метрах, а физический смысл аналога скорости – это скорость той же точки при $\omega_1 = 1c^{-1}$.

Аналогом линейного ускорения точки называется вторая производная радиуса - вектора по обобщенной координате.

Чтобы установить связь линейного ускорения с аналогом ускорения, продифференцируем (3.50) по времени:

$$a_i = \frac{dV_i}{dt} = \frac{d(S_i \omega_1)}{dt} = \omega_1 \frac{dS_i}{d\varphi_1} \frac{d\varphi_1}{dt} + S_i \frac{d\omega_1}{dt} \quad (3.51)$$

Проведя преобразования, получим:

$$a_i = S_i \omega_1^2 + S_i' \varepsilon_1, \quad (3.52)$$

где a_i - ускорение точки i -го звена;

S_i' - аналог линейного ускорения той же точки;

ε_1 - угловое ускорение входного звена.

Учитывая, что входное звено совершает равномерное вращение, (3.52) принимает окончательно вид уравнения связи линейного ускорения с его аналогом:

$$a_i = S_i \omega_1^2 \quad (3.53)$$

Из формулы (3.53) следует, что аналог линейного ускорения измеряется в метрах, т.е. является, как и аналог скорости, линейной величиной.

При вращательном движении звена вводятся понятия аналогов угловых скоростей и ускорений.

Аналогом угловой скорости называется первая производная от угла поворота по обобщенной координате механизма:

$$\varphi_i = \frac{d\varphi_i}{d\varphi_1}, \quad (3.54)$$

где φ_i - угол поворота i -го звена;

Угловая скорость звена ω_i связана с ее аналогом соотношением:

$$\omega_i = \varphi_i \cdot \omega_1. \quad (3.55)$$

Аналогом углового ускорения называется вторая производная от угла поворота звена по обобщенной координате механизма.

Дифференцируя (3.55) по времени, получим:

$$\varepsilon_i = \varphi_i \cdot \omega_1^2 + \dot{\varphi}_i \cdot \omega_1 \quad (3.56)$$

Или с учетом, что $\varepsilon = 0$, получим уравнение связи:

$$\varepsilon_i = \varphi_i \cdot \omega_1^2 \quad (3.57)$$

Анализ формул (3.55) и (3.56) с точки зрения размерностей величин, входящих в них, приводит к выводу: *аналоги угловых скоростей и угловых ускорений являются безразмерными величинами.*

3.5.1. Метод графического дифференцирования

Графическое изображение изменения кинематических характеристик механизма за полный цикл его движения называют *кинематическими диаграммами*.

Если одна из кинематических характеристик задана в форме графика или в виде таблицы значений, то найти производную от этой функции непосредственно в аналитической форме невозможно. В этом случае используют метод графического дифференцирования. Данный метод основан на геометрическом смысле производной, которая представляет собой тангенс угла наклона касательной в данной точке кривой к оси абсцисс.

Обычно кривую заменяют ломаной линией, состоящей из хорд, и принимают следующее допущение: угол наклона касательных в точках, расположенных на середине каждого участка кривой, равен углу наклона соответствующей хорды. Это вносит некоторую погрешность, но она не суммируется, что обеспечивает приемлемую точность метода [10].

Пусть задан график (рис. 3.9, а) функции $S = f(\varphi)$, требуется определить значение производной $S_i = f'(\varphi_i)$ для некоторого i -го значения угла φ .

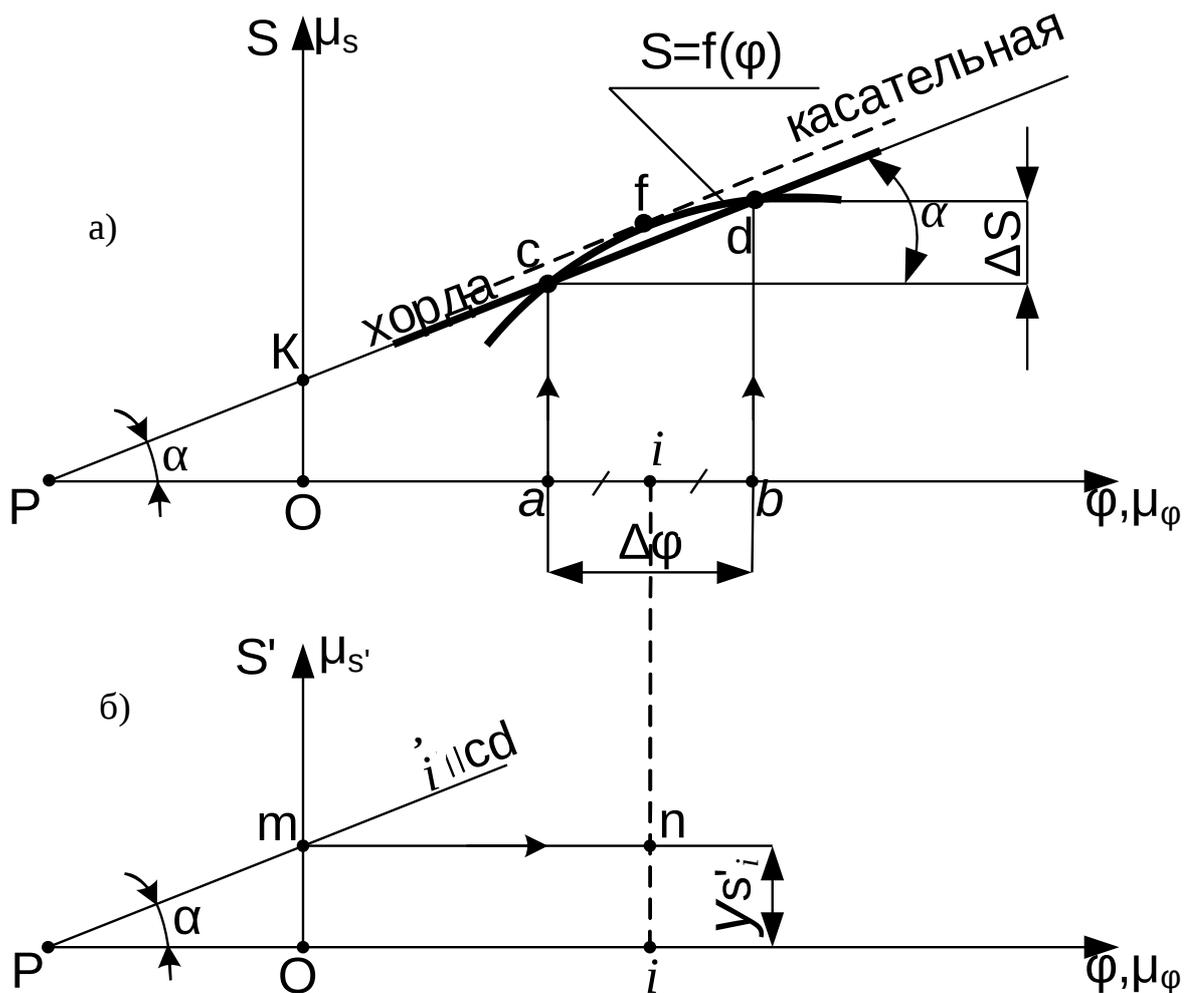


Рис. 3.9

От точки i на оси φ вправо и влево откладываем равные отрезки $(ai) = (bi)$. Из точек a и b проводим вертикали до пересечения с графиком $S = f(\varphi)$.

Точки пересечения c и d вертикалей с графиком $S = f(\varphi)$ соединяем с прямой, являющейся хордой. Сверху к графику $S = f(\varphi)$ подводим луч, параллельный хорде cd до касания с графиком в точке f .

Данный луч является касательной с углом наклона α к оси ординат φ . Из чертежа (рис. 3.9, а) следует, что

$$\frac{v_S \mu_S}{v_\varphi \mu_\varphi} = \operatorname{tg} \alpha, \quad (3.58)$$

а это и есть первая производная $S'_i(\varphi_i)$, так как в пределе хорда cd превратится в касательную в точке графика $S = f(\varphi)$. Касательную проводим до пересечения с продолжением оси абсцисс φ и обозначаем точкой P – полюсом кинематических диаграмм, а расстояние $OP = H$ – полюсным расстоянием. Строго под первой системой координат $S = f(\varphi)$ размещаем (рис. 3.9, б) вторую систему координат S' , на которую с оси первой переносим полюс P и точку i . Из полюса P проводим луч i , параллельный хорде cd . Отмечаем точку пересечения m луча с осью S' , вправо от точки m проводим горизонталь, которую пересекаем вертикалью из точки i – в результате получаем точку n . Ординату in (рис. 3.9, б) обозначим $y_{S'i}$ и через ее значение определим производную функции в i -том положении:

$$S'_i = y_{S'i} \cdot \mu_{S'} \quad (3.59)$$

Установим связь между величиной полюсного расстояния H и масштабными коэффициентами μ_φ , μ_S , $\mu_{S'}$.

Аналог линейной скорости (3.48) с учетом (3.58) можно представить как:

$$S' = \left(\frac{\mu_{S'}}{\mu_\varphi} \right) \cdot \text{tg} \alpha \quad (3.60)$$

Хорда cd , пересекая ось абсцисс φ в полюсе P , отсекает по оси ординат S отрезок OK , длина которого определяется из треугольника KOP :

$$OK = H \cdot \text{tg} \alpha \quad (3.61)$$

Разделив (3.60) на (3.61), получаем

$$\frac{S'}{OK} = \frac{\mu_{S'}}{\mu_\varphi} \cdot H \quad (3.62)$$

Анализ (3.62) показывает, что произведение постоянных величин в правой части дает постоянную величину, которая представляет масштабный коэффициент аналога скорости

$$\mu_S = \frac{\mu_S}{\mu_\varphi} H \quad (3.63)$$

в общем случае при произвольном полюсном расстоянии H . Следовательно, отрезок OK , отсекаемый лучом PK на оси ординат представляет аналог скорости на бесконечно малом участке $V\varphi$ в масштабе μ_S .

Построения графиков аналогов скоростей и ускорений становятся более удобными, если выбор масштабного коэффициента μ_φ осуществить следующим образом

$$\mu_\varphi = 2\pi / x_{0-12} \quad (3.64)$$

где x_{0-12} – длина горизонтальной оси от нулевого до двенадцатого положений.

Полюсное расстояние вычисляем как:

$$H = \frac{x_{0-12}}{2\pi} \quad (3.65)$$

Тогда масштабные коэффициенты кинематических характеристик выходного звена механизма, как в частном случае, связывает их равенство

$$\mu_S = \mu_{S'} = \mu_{S''}, \quad [m/mm] \quad (3.66)$$

Изложенная методика графического определения производной функции применяется при построении кинематических диаграмм.

3.5.2. Алгоритм и пример построений кинематических диаграмм

Исходными для построений являются равноотстоящие по положению входного звена планы положений механизма (рис. 3.4).

● ДИАГРАММА ПЕРЕМЕЩЕНИЙ

1. Выбрав на поле чертежа ось абсцисс φ , разбиваем ее на двенадцать равных частей, отмечаем на ней точки деления $0, 1, 2, 3, \dots, 12$.

Рассчитываем масштабный коэффициент μ_φ .

2. Из точки O проводим ось ординат S .

3. Выбираем масштабный коэффициент μ_S , равный или кратный масштабному коэффициенту плана положений μ_l .

4. Последовательно измеряя на плане положений перемещения точек E_6 выходного звена (расстояния E_0E_1, E_0E_2 и т.д.), откладываем их на ординатах, проведенных из точек деления $0, 1, 2, 3, \dots, 12$ оси абсцисс в виде соответствующих перемещений S_{0-1}, S_{0-2} и т.д. (рис. 3.10).

Перемещения в крайней нулевой и совпадающей с ней двенадцатой точках равны нулю. Полученные точки диаграммы последовательно соединяем плавной кривой – диаграмма $S = f(\varphi)$ построена.

Примечания:

1. Точки диаграммы $S = f(\varphi)$ расположены над точками деления $0, 1, 2, 3$ и т.д. оси абсцисс.
2. Положение второй крайней точки k на оси абсцисс будет определено после построения диаграммы $S \approx f(\varphi)$, тогда же будет скорректирована диаграмма $S = f(\varphi)$ на участке (6-7) (рис 3.10).

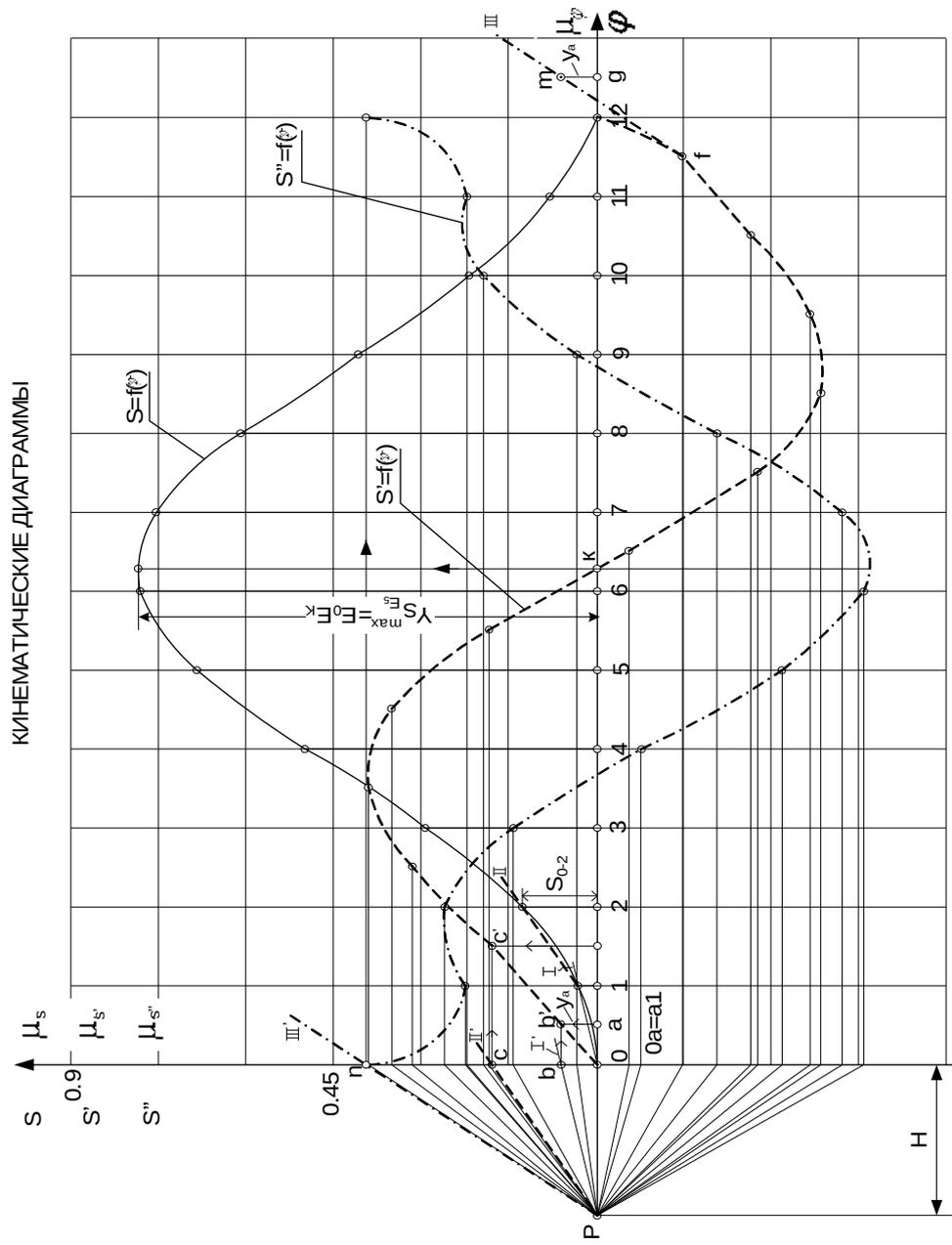


Рис. 3.10

● ДИАГРАММА АНАЛОГОВ СКОРОСТЕЙ

Построение диаграммы $S^{\square} = f(\varphi)$ проводится графическим дифференцированием диаграммы перемещений $S = f(\varphi)$.

1. Рассчитывается полюсное расстояние **H**, выбирается масштабный коэффициент $\mu_{S^{\square}}$, обозначается полюс **P**.
2. Кривую $S = f(\varphi)$ заменяем ломаной линией, проводя на каждом ее участке хорды I, II и т.д.
3. Из полюса **P** проводим луч I' , параллельный хорде I, луч II' , параллельный хорде II и т.д.
4. Отмечаем точку пересечения **b** луча I' с осью координат, проводим из нее вправо горизонталь, которую пересекаем вертикалью, проведенной из середины ($0_a = a_1$) рассматриваемого участка (0-1) оси абсцисс. Так получена первая точка **b'** диаграммы $S^{\square} = f(\varphi)$. Последовательно аналогично повторяя процедуру, получаем вторую, третью и т.д., последнюю точку **f**, расположенную на середине участка (11-12).
5. Значения аналога скорости в нулевом и двенадцатом положениях считают равным нулю, так как перемещения в них также равны нулю. Доводим кривую диаграммы $S^{\square} = f(\varphi)$ из первой точки в точку **O** оси абсцисс и последней – в точку 12.
6. Точку пересечения диаграммы $S^{\square} = f(\varphi)$ с осью абсцисс обозначаем точкой **k**. Так определилось второе крайнее положение кривошипа на оси абсцисс.
7. Корректируем диаграмму $S = f(\varphi)$ на участке (6-7). Учитывая свойства производной, из точки **k** на оси абсцисс проводим вертикаль, на которой откладываем измеренное на плане положений максимальное перемещение точки E_5 , равное отрезку $(E_0 - E_k)$. Окончательно обводим диаграмму $S = f(\varphi)$ на участке (6-7).

Примечание: точки диаграммы $S \stackrel{=}{=} f(\varphi)$ расположены над серединами участков (0-1), (1-2) и т.д. оси абсцисс.

● ДИАГРАММА АНАЛОГОВ УСКОРЕНИЙ

Построение диаграммы $S \stackrel{=}{=} f(\varphi)$ проводится графическим дифференцированием предыдущей диаграммы аналогов скоростей $S \stackrel{=}{=} f(\varphi)$ в аналогичной последовательности в соответствие с п. 2 .. п. 4, но со следующим отличием:

- Первым рассматривается участок ($b' - c'$) диаграммы $S \stackrel{=}{=} f(\varphi)$, соответственно первая точка построения - точка **d** диаграммы $S \stackrel{=}{=} f(\varphi)$ располагается, как и последующие точки, над точками деления 0, 1, 2, 3 и т.д. оси абсцисс.

- Последняя точка диаграммы размещается на одной вертикали, проходящей через точку 11.

- Для определения значений аналогов ускорений в нулевом и двенадцатом положениях на диаграмме $S \stackrel{=}{=} f(\varphi)$ справа от точки 12 оси абсцисс строим начало цикла этой диаграммы: для этого справа от точки 12 на расстоянии $(12-g) = (0-a)$ обозначаем точку **g**. На вертикали, проведенной из нее, откладываем ординату $U_a - (g-m) = (a-b')$.

- Через точки **f** и **m** проводим луч III. Параллельно переносим его в полюс **P** и проводим луч III' до пересечения с осью ординат в точке **n**, соответствующей значению аналога ускорения в нулевом положении. Значение аналога ускорения в двенадцатом положении равно значению выше рассмотренному для нулевого положения.

Точки построения соединяем плавной кривой. Рассчитываем аналоги ускорения кривой в каждом **i**-ом положении

$$S = \omega_{S_i} \cdot \mu_{S_i} \quad [m] \quad (3.67)$$

Примечания:

1. Рассчитать линейные скорости точки, принадлежащей выходному звену механизма, используя диаграмму аналогов скоростей (в данном случае V_{E_5}) согласно формулам (3.50) и (3.59) для двенадцати положений механизма.
2. Рассчитать линейные ускорения точки, принадлежащей выходному звену механизма, используя диаграмму аналогов ускорений (в данном случае a_{E_5}) согласно формулам (3.53) и (3.67) для тех положений, планы аналогов ускорений или планы ускорений уже построены на листе проекта.
3. Все вычисленные по п.п. 1 и 2 величины линейных скоростей и ускорений сравниваем с соответствующими величинами, ранее найденными из планов скоростей и ускорений согласно формулам (3.21) и (3.45).

Отклонения результатов расчетов между действительными кинематическими параметрами оценить по формуле:

$$\Delta, \% = \left| \frac{(D-A)}{D} \right| \cdot 100\%$$

где $\Delta, \%$ – отклонения (погрешность) расчетов;

D - линейная скорость или ускорение, вычисленные с помощью планов скоростей и ускорений;

A – скорость или ускорение, вычисленные с помощью кинематических диаграмм.

4. Допускаемая погрешность в расчете линейных скоростей до 3 .. 5 %; в расчете линейных ускорений – до 7 .. 8 %.

Результаты расчетов кинематических характеристик свести в таблицу, разместив ее в пояснительной записке.

ГЛАВА 4

СИЛОВОЙ РАСЧЁТ РЫЧАЖНЫХ МЕХАНИЗМОВ

4.1. Задачи, цель, методы и принципы силового расчёта

Основными задачами силового расчёта являются:

- 1) Определение сил, действующих на звенья, а также усилий (реакций), возникающих в кинематических парах при движении механизма;
- 2) Определение уравнивающей силы или уравнивающего момента.

Указанные задачи решаются *с целью* накопления необходимых данных для последующего прочностного расчёта деталей механизмов, выбора рациональных конструктивных форм и размеров звеньев, определения трения в кинематических парах, подбора типов подшипников для кинематических пар, расчёта на износ трущихся деталей, подбора сорта и режима смазки, выбора электродвигателя и т.д.

Силовой расчёт может быть произведён самыми разнообразными методами. Наибольшее распространение получил *метод кинетостатики*, использующий обыкновенные уравнения равновесия твёрдых тел и учитывающий наряду с внешними силами (силами полезных сопротивлений, движущими силами, силами тяжести) силы инерции масс звеньев [1,10,11]. Метод кинетостатики основан на *принципе Даламбера*, который в применении к механизмам может быть сформулирован следующим способом: если ко всем внешним силам, действующим на систему звеньев механизма, добавить силы инерции, то под действием всех этих сил система звеньев может условно считаться находящейся в равновесии.

При силовом расчёте также используется *принцип освобожденности* от связей: не изменяя состояния покоя или движения системы звеньев, можно отбрасывать (нарушать) отдельные связи, заменив действие отброшенных связей соответствующими реакциями.

Наряду с принципами Даламбера и освобожденности от связей при силовом расчёте механизма используют **2 и 3-й законы Ньютона**.

Силовой расчёт рычажных механизмов производят по группам Ассура, так как они являются статически определимыми (в отличие от механизмов с высшими парами, где статически определимым будет одно звено, входящее в высшую пару), начиная с группы, наиболее удаленной от входного звена. Последним рассчитывается входное звено. Т.е. порядок выполнения силового расчёта обратен порядку проведения кинематического анализа.

При кинестатическом расчёте приходится учитывать ряд допущений: механизм считается идеальным, т.е. звенья его абсолютно жёсткие и нерастяжимые, трение в кинематических парах отсутствует, все звенья механизма расположены в одной плоскости, угловая скорость входного звена постоянна, а массы и моменты инерции масс звеньев предполагаются известными.

При рассмотрении условий равновесия группы без учёта сил трения полные реакции во внешней (свободной) **вращательной паре** представляют в виде двух составляющих – нормальной, направленной по звену, и тангенциальной, перпендикулярной звену, т.е. линии действия их известны. Точка приложения составляющих реакции находится в центре шарнира, а неизвестными являются их величины.

В общем случае во вращательной паре определению подлежат величина и линия действия реакции.

В поступательной кинематической паре реакция направлена перпендикулярно плоскости соприкосновения звеньев, образующих эту пару, (линия действия известна), однако величина и точка приложения реакции неизвестны и подлежат определению.

Таким образом, реакции в низших парах имеют два неизвестных параметра.

При выполнении силового расчёта должны быть заданы длины звеньев, графики изменения силы полезного сопротивления на рабочих звеньях, положения центров масс.

4.2. Алгоритм выполнения силового расчёта

При выполнении силового расчёта необходимо придерживаться следующей последовательности.

4.2.1. Выбор расчётного положения механизма

Расчетное положение механизма может быть найдено по максимуму кривой графика мощности от силы полезного сопротивления (рис. 4.1)

$$N_{nci}(S) = P_{nci} \cdot V_i, \quad (4.1)$$

где V_i - скорость точки приложения вектора силы P_{nci} , определяемая по планам скоростей на первом листе проекта для положений рабочего хода ($i = 0...K$); S - перемещение точки приложения силы P_{nci} (берётся также с первого листа).

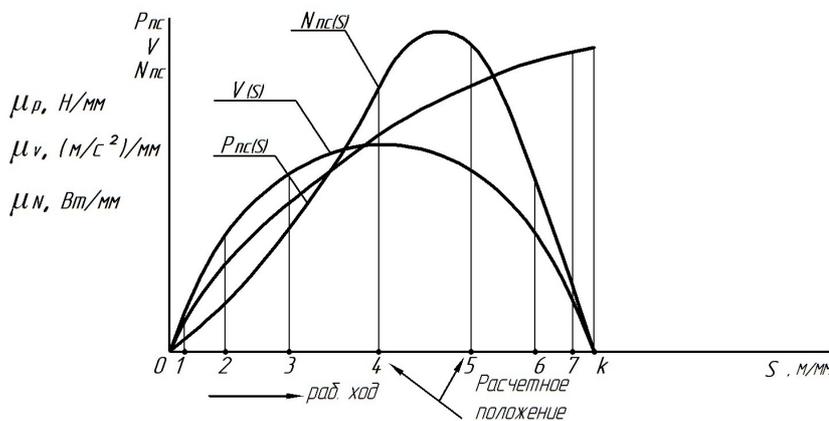


Рис. 4.1

В этом случае можно приближенно считать, что величины реакций в кинематических парах для расчётного положения будут близки к максимальным. За расчётное принимается

положение механизма, из числа построенных на первом листе, совпадающие или наиболее близко находящееся к положению с максимумом мощности. Оно является наиболее нагруженным по сравнению с другими положениями.

В механизмах с **одним выходным звеном** при постоянной силе полезного сопротивления на рабочем ходу положение максимума мощности будет

соответствовать положению максимума скорости. Однако ускорение при этом равно нулю. Такое положение механизма неудобно для выполнения силового расчёта. Поэтому за расчётное можно принять любое, соседнее с ним, положение механизма в области достаточно больших мощностей от силы полезного сопротивления.

Для определения расчётного положения в механизмах с **двумя выходными звеньями** (например, в компрессоре, двигателе внутреннего сгорания, прессе и т.д.) необходимо рассчитать мощности от сил полезного сопротивления на каждом выходном звене в отдельности, построить и

осуществить графическое суммирование графиков этих мощностей в системе координат $N_{nc} = f(\varphi)$.

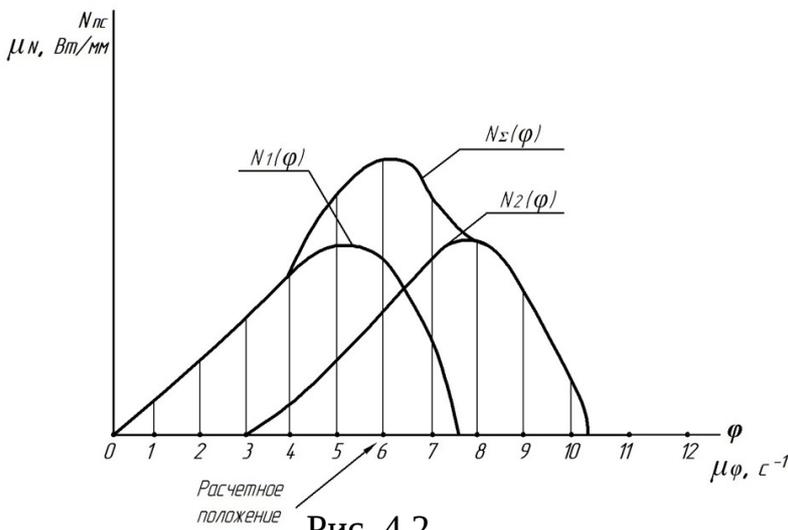


Рис. 4.2

Расчетное положение выбирается по положению максимума графика суммарной мощности

$N_{\Sigma}(\varphi)$ (рис. 4.2).

4.2.2. Вычерчивание плана механизма в расчётном положении

Расчетное положение механизма вычерчивается в левом верхнем углу чертежа в масштабе, определённом ранее для планов положений механизма (см. лист 1). На звеньях механизма наносим в соответствии с заданием положения центров тяжести S_i .

4.2.3. Построение планов скоростей и ускорений для расчётного положения

На чертёж с листа 1 переносим план скоростей и план ускорений, соответствующие расчётному положению, размещая их под планом механизма. На планах скоростей и ускорений, применяя теорему подобия, находим линейные скорости v_{Si} и ускорения a_{Si} центров тяжести S_i .

4.2.4. Расчёт сил тяжести звеньев

Силы тяжести (веса) звеньев рассчитываются по соотношениям:

$$G_i = q \cdot l_i - \text{для рычажного звена,}$$

$$G_n = \lambda \cdot G_{ш} - \text{для ползуна,}$$

где q - вес одного 1 метра длины рычажного звена, принимается в пределах $q = 100 - 400$ (Н/м);

λ - коэффициент, принимаемый в пределах $\lambda = 1 \div 6$;

$G_{ш}$ - сила веса шатуна, соединённого с ползуном, сила веса которого G_n рассчитывается;

l_i - длина звена, м.

Для упрощения расчётов иногда силами веса кривошипа и камня кулисного механизма пренебрегают.

4.2.5. Определение сил и моментов сил инерции звеньев

Силы инерции определяются по уравнению $P_{ui} = m_i \cdot a_{si}$,

где $m_i = G_i / g$ - масса i -го звена, кг;

a_{si} - ускорение центра масс i звена, м/с².

Ускорение $a_{si} = \pi \cdot S_i \cdot \mu_a$ находится по плану ускорений с использованием теоремы подобия (рис. 4.3). Моменты от сил инерции определяются по формуле

$$M_{ui} = I_{si} \cdot \mathcal{E}_i,$$

где I_{si} - момент инерции i -го звена относительно оси, проходящей через центр масс S_i , рассчитывается по формуле

$$I_{si} = G_i \cdot l_i^2 / 12q;$$

Здесь l_i - длина звена, м; \mathcal{E}_i - угловое ускорение i -го звена.

Угловое ускорение \mathcal{E}_i находится по тангенциальной составляющей относительно линейного ускорения с помощью плана ускорений (рис. 4.3), например:

$$\mathcal{E}_2 = a^{\tau_{CB}}/l_2 = (n_{cb} \mu_a) / l_2,$$

$$\mathcal{E}_3 = a^{\tau_{CD}}/l_3 = (n_{cd} \mu_a) / l_3.$$

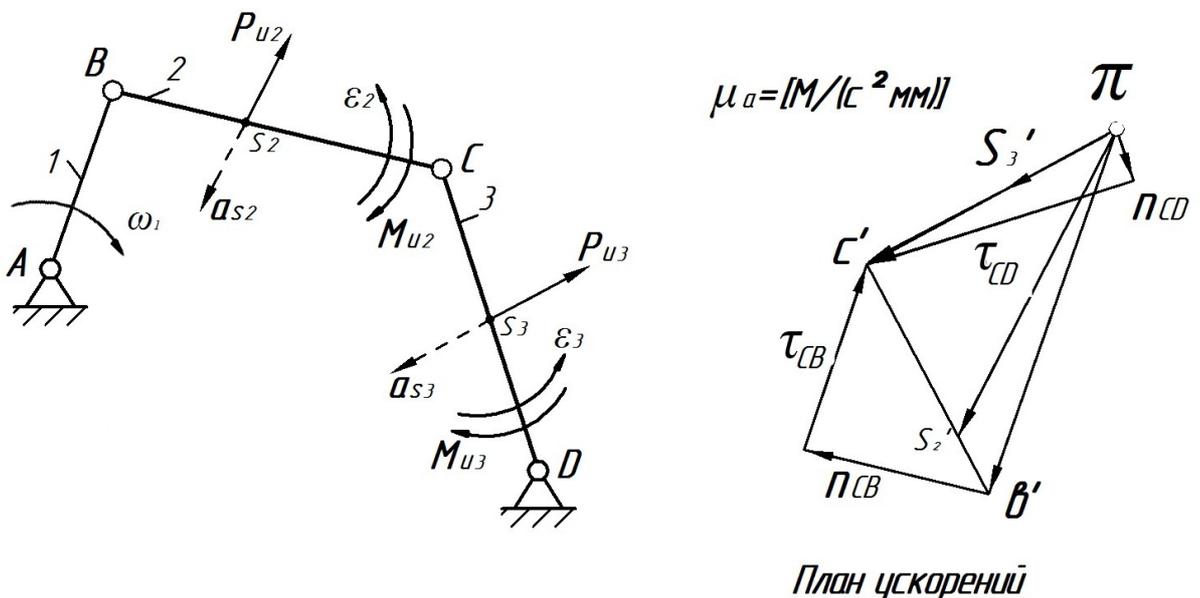
Силу инерции прикладываем в центре масс звена и направляем в сторону, противоположную соответствующему ускорению центра масс, а момент сил инерции – противоположно соответствующему угловому ускорению.

4.2.6. Построение картины силового нагружения механизма

На схему механизма в расчётном положении наносятся векторы сил: силы полезного сопротивления P_{nc} , приложенной к выходному звену; сил веса звеньев G_i , приложенных в центрах масс S_i звеньев; сил инерции P_{ui} , приложенных в центрах масс S_i , и моментов сил инерции M_{ui} . Часто бывает целесообразно привести силу инерции P_{ui} и момент сил инерции M_{ui} к одной силе. Для этого величину момента сил инерции заменяем парой сил с плечом, равным

$$h = M_{ui} / P_{ui},$$

Рис. 4.3



и размещаем эту пару так, чтобы одна из её сил проходила через центр масс и была бы направлена противоположно силе $P_{ui} = m_i \cdot a_{si}$, приложенной в центре масс S_i . Тогда одна из сил этой пары будет уравниваться силой $P_{ui} = m_i \cdot a_{si}$ и останется только вторая сила пары, проходящая через точку K_i , например, K_2 звена BC (рис. 4.4).

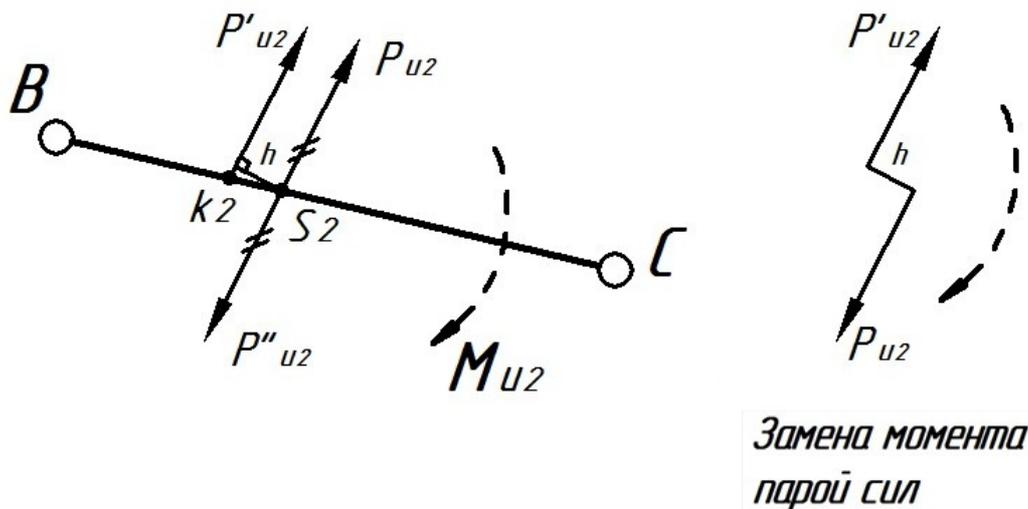


Рис 4.4

4.2.7. Определение реакций в кинематических парах двухповодковых групп Ассур

Наиболее часто встречающиеся модификации двухповодковых групп Ассур приведены на рис. 4.5. Группа Ассур, начиная с последней, отсоединяются от стойки и от подвижного звена, в соответствующие её точки прикладываются действующие силы, а нарушенные связи заменяются реакциями. К звеньям должны быть приложены и моменты сил инерции, если предварительно не было выполнено приведение силы и момента силы инерции к одной силе. Поскольку задача силового расчёта решается графочисленным методом, то силы, изображаемые на рисунке отрезками менее 1 – 2 мм, могут в план сил не включаться. В случае, если величина силы инерции составит более 30% от силы полезного сопротивления, следует уменьшить массы звеньев (за счёт выбора меньшего значения q веса 1 метра длины рычажного звена).

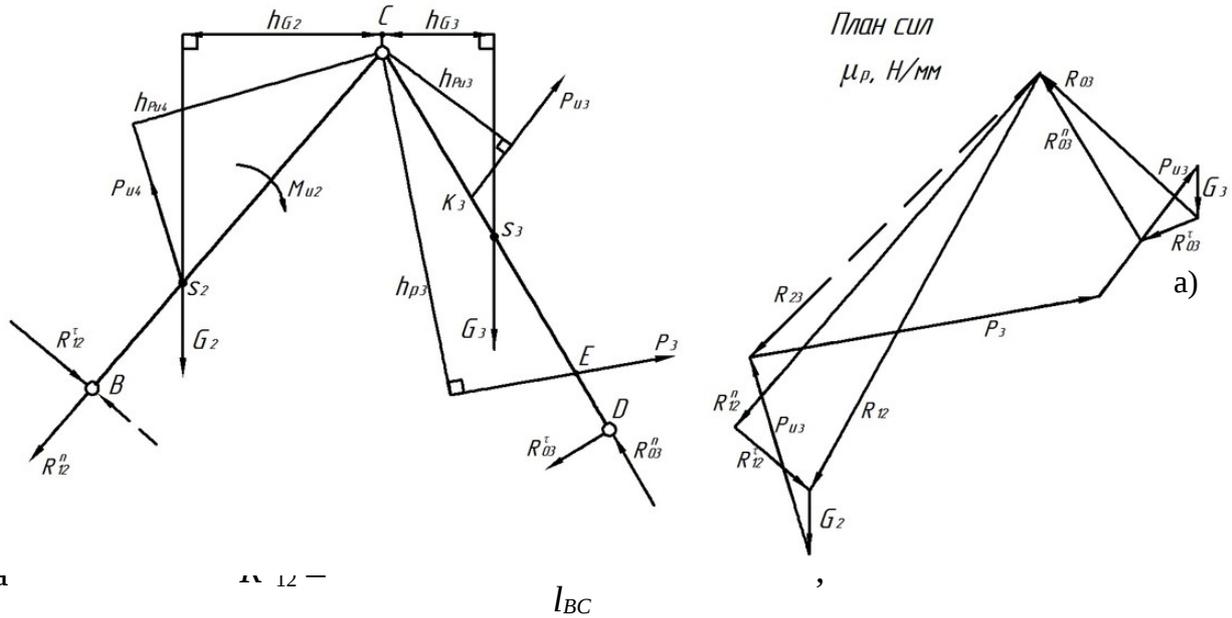
Разложим реакции во внешних вращательных кинематических парах по способу, предложенному Н.Г.Бруевичем, на две составляющие: нормальную, параллельную звену и тангенциальную, перпендикулярную звену, и воспользуемся уравнениями статики. Рассмотрим двухповодковые группы Ассур нескольких модификаций (рис. 4.5).

Как было отмечено в п. 4.2.6. сила инерции и момент силы инерции могут быть приведены к одной силе. При этом упрощаются запись расчётных зависимостей и сами расчёты. Продемонстрируем это на примере расчёта

группы Ассур первой модификации (рис. 4.5, а), причём одно звено этой группы нагрузим силой и моментом силы инерции, а на другом выполним замер

С_к
показ
Ес
кажд
4.5, а

Группа Ассур первой модификации



ОТСЮДА

12

l_{BC}

где $h_{G_2}, h_{P_{u2}}$ - плечи сил с чертежа, мм;

l_{BC} - длина звена 2, м;

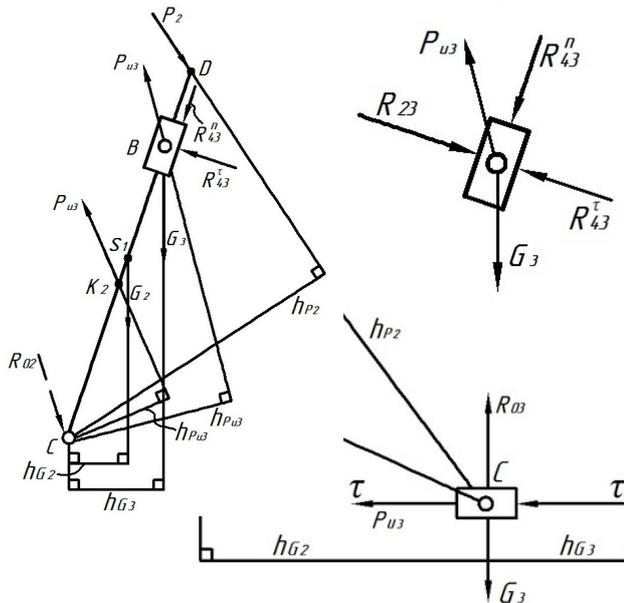
μ_1 - масштабный коэффициент схемы группы Ассур.

При определении реакции R_{12}^r необходимо следить за её знаком. Если R_{12}^r получилась со знаком плюс, то это означает, что действительное её направление такое же, как и на картинке силового нагружения, если же R_{12}^r получилось со знаком минус, то действительное направление противоположно

Группа Ассур третьей модификации

Равновесие звена 3 (выбранное первоначально группой Ассур первой модификации). Равновесие звена 3 (выбранное первоначально группой Ассур третьей модификации).

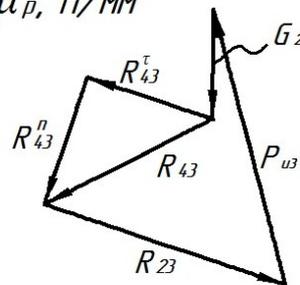
Р



Группа Ассур первой модификации

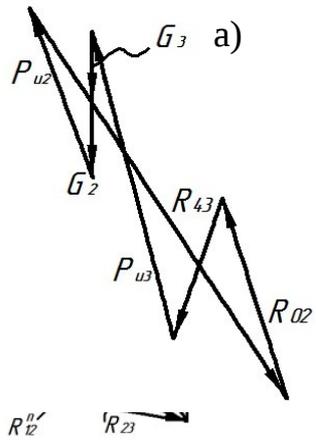
План сил звена 3

$\mu_p, H/мм$



План сил группы

$\mu_p, H/мм$



в)
б)

Рис 4.5.

Запишем уравнение моментов сил звена 3 относительно точки С

$$\Sigma M_C(3) = R_{03}^r \cdot CD - P_{U3} \cdot h_{P_{U3}} + G_3 \cdot h_{G_3} - P_3 \cdot h_{P_3} = 0, \quad (4.3)$$

отсюда

$$R_{03}^r = \frac{P_3 \cdot h_{P_3} + P_{U3} \cdot h_{P_{U3}} - G_3 \cdot h_{G_3}}{CD},$$

где P_3 - заданная сила, например, сила полезного сопротивления,

$h_{P_{U3}}, h_{P_3}, h_{G_3}$ - отрезки с рисунка, мм.

Из сопоставления уравнения (4.2) и (4.3) видно, что расчёт R_{03}^r проще, чем R_{12}^r , так как в формулу (4.3) не входят масштабный коэффициент μ_1 и момент от сил инерции. При расчёте реакции необходимо определять истинные значения плеч действующих сил.

Рекомендации по выбору действительных направлений R_{03}^r и R_{12}^r аналогичны. В обозначениях R_{12}^r и R_{03}^r числовые индексы указывают, что рассматриваются соответственно реакции со стороны звена 1 на звено 2 и со стороны звена 0 на звено 3.

Составим векторное уравнение равновесия сил, действующих на группу. Графическое решение этого уравнения называется планом сил. Для удобства построения плана сил и использования построенного плана для определения реакции во внутреннем шарнире **C** следует записать сначала все силы, приложенные к одному звену, а затем записать силы, действующие на второе звено. Тогда

$$\underline{\underline{\bar{P}_3}} + \underline{\underline{\bar{P}_{U3}}} + \underline{\underline{\bar{G}_3}} + \underline{\underline{\bar{R}_{03}^\tau}} + \underline{\underline{\bar{P}_{U2}}} + \underline{\underline{\bar{G}_2}} + \underline{\underline{\bar{R}_{12}^\tau}} + \underline{\underline{\bar{R}_{12}^n}} + \underline{\underline{\bar{R}_{03}^n}} = 0. \quad (4.4)$$

В этом уравнении скалярно неизвестны нормальные составляющие реакции \bar{R}_{12}^n и \bar{R}_{03}^n в шарнирах **B** и **D** (подчёркнуты лишь одной чертой), а остальные силы известны по величине и направлению (подчёркнуты двумя чертами).

Для построения плана сил определяем масштабный коэффициент μ_P , исходя из величины сил, входящих в равенство (4.4). Целесообразно μ_P принимать в виде целого числа, например, 10 Н/мм, 20 Н/мм и т.д.

Длины отрезков, изображающих силы, рассчитываем по формуле

$$\text{отрезок} = \frac{\text{величина силы}}{\mu_P}$$

От произвольно выбранной точки на плане сил (рис. 5, а) откладываем отрезок, в принятом масштабе изображающий силу \bar{P}_3 параллельно вектору этой силы в том же направлении. Далее откладываем последовательно один за другим векторы, изображающие известные силы, включенные в равенство (4.4). Затем через свободные конец вектора силы \bar{R}_{12}^τ и начало вектора силы \bar{P}_3 проводим линии действия реакции \bar{R}_{12}^n и \bar{R}_{03}^n до их взаимного пересечения.

Точка пересечения этих линий определит векторы сил \bar{R}_{12}^n и \bar{R}_{03}^n . Полные реакции \bar{R}_{12} и \bar{R}_{03} в шарнирах **B** и **D** находим как геометрические суммы $\bar{R}_{12} = \bar{R}_{12}^\tau + \bar{R}_{12}^n$, $\bar{R}_{03} = \bar{R}_{03}^\tau + \bar{R}_{03}^n$. Величины реакций определяем как

произведение соответствующих отрезков плана сил на масштабный коэффициент μ_P . По плану сил уточняем действительные направления нормальных составляющих реакций, так как на картине силового нагружения группы направления векторов R_{12}^n и R_{03}^n выбраны произвольно (но параллельно звену), например, R_{03}^n (рис.4.5, а).

Для определения величины и направления реакции во внутреннем шарнире С достаточно рассмотреть уравнение равновесия сил, действующих на звено 2 или 3:

$$\underline{\underline{R}}_{12} + \underline{\underline{P}}_{U2} + \underline{\underline{G}}_2 + \underline{\underline{R}}_{32} = 0, \quad (4.5)$$

$$\underline{\underline{R}}_{03} + \underline{\underline{P}}_3 + \underline{\underline{P}}_{U3} + \underline{\underline{G}}_3 + \underline{\underline{R}}_{23} = 0. \quad (4.6)$$

Векторы сил R_{12}, P_{U2}, G_2 , а также R_{03}, P_3, P_{U3}, G_3 на плане сил уже имеются. Поэтому неизвестная реакция R_{32} будет представлять замыкающий вектор силового многоугольника, построенного на основании равенства (4.5), а равная ей и противоположно направленная реакция R_{23} является замыкающим вектором силового многоугольника, базирующегося на равенстве (4.6). При определении реакции во внутреннем шарнире воспользуемся (4.5) и (4.6). Схема силового расчёта приведена в таблице.

**□ ВТОРАЯ
МОДИФИКАЦ
ИЯ – группа
Ассура с двумя
вращательными
и одной
поступательной
парами**

Особенностью этой группы (рис. 4.5, б) является наличие поступательной пары, реакция R_{03} которой направлена перпендикулярно направляющей ползуна, а точка приложения реакции в общем случае неизвестна (показана пунктиром). Для определения точки приложения реакции R_{03} составим

уравнение моментов сил, действующих на ползун, относительно внутреннего шарнира С:

$$\Sigma M_C(3) = R_{03} h_R = 0 \quad (4.7)$$

Силы P_{nc} , P_{U3} и G_3 относительно точки С моментов не дают, так как их линии действия проходят через точку С. Так как $R_{03} \neq 0$, то $h_R = 0$ и, следовательно, в данном случае реакция R_{03} проходит через шарнир С.

Составим уравнение моментов сил, действующих на звено 2, относительно внутреннего шарнира С.

$$\Sigma M_C(2) = R_{12}^T h_{P2} - P_{U2} h_{P2} + G_2 h_{G2} = 0 \quad (4.8)$$

отсюда $R_{12}^T = \frac{R_{12} h_{P2} - G_2 h_{G2}}{BC}$, где h_{P2} , h_{G2} и BC - отрезки с рис. 4.5,

мм.

Рекомендации по выбору действительного направления реакции R_{12}^T рассмотрены ранее (для первой модификации).

После этого переходим к построению общего плана сил согласно векторному уравнению

$$\underline{\underline{P_{nc}}} + \underline{\underline{P_{U3}}} + \underline{\underline{G_3}} + \underline{\underline{P_{U2}}} + \underline{\underline{G_2}} + \underline{\underline{R_{12}^T}} + \underline{\underline{R_{12}^n}} + \underline{\underline{R_{03}}} = 0, \quad (4.9)$$

где имеются две неизвестные скалярные величины R_{03} и R_{12}^n - реакции со стороны направляющей на ползун и реакции со стороны звена 1 на звено 2.

Выбрав масштабный коэффициент μ_P плана сил, откладываем отрезки, изображающие известные силы и рассчитанную силу R_{12}^T , после чего из свободных начала и конца двух последних векторов проводим линии действия $\underline{\underline{R_{12}^n}}$ параллельно BC и $\underline{\underline{R_{03}}}$ перпендикулярно направляющей $\tau\tau$ до их взаимного пересечения. Точка пересечения определит векторы сил R_{12}^n и R_{03} их величины и действительные направления. Полную реакцию в шарнире В находим как геометрическую сумму $\underline{\underline{R_{12}}} = \underline{\underline{R_{12}^T}} + \underline{\underline{R_{12}^n}}$

Таблица. Схема решения задачи силового расчёта групп Ассур

Что определяется	Каким уравнением	На каком звене
Группа Ассур первой модификации		

R^r_{12}	$\Sigma M_C = 0$	2
R^r_{03}	$\Sigma M_C = 0$	3
R^n_{12}, R^n_{03}	$\Sigma \bar{P} = 0$	2 и 3
\bar{R}_{23}	$\Sigma \bar{P} = 0$	3
Группа Ассура второй модификации		
R^r_{12}	$\Sigma M_C = 0$	2
h_{G3}	$\Sigma M_C = 0$	3
R^n_{12}, R_{03}	$\Sigma \bar{P}_C = 0$	2 и 3
\bar{R}_{23}	$\Sigma \bar{P} = 0$	3
Группа Ассура третьей модификации		
R^r_{43}	$\Sigma M_C = 0$	2 и 3
R^n_{43}, P_{23}	$\Sigma \bar{P} = 0$	3
\bar{R}_{02}	$\Sigma \bar{P} = 0$	2 и 3

Реакцию шарнира С, образованного шатуном и ползуном, находим из уравнения равновесия сил, действующих на ползун (или шатун)

$$\underline{\bar{P}}_{nc} + \underline{\bar{P}}_{U3} + \underline{\bar{G}}_3 + \underline{\bar{R}}_{03} + R_{23} = 0 \quad (4.10)$$

Векторы сил P_{nc} , P_{U3} , G_3 , и R_{03} на плане сил уже имеются, поэтому вектор \bar{R}_{23} будет замыкающим вектором на этом плане сил.

□ ТРЕТЬЯ МОДИФИКАЦИЯ – группа Ассура с двумя вращательными и одной внутренней поступательной парами

Особенностью рассматриваемой модификации группы Ассура (рис. 4.5, в) является наличие внутренней поступательной кинематической пары.

Линия действия реакции этой пары известна (перпендикулярна кулисе CD). Поскольку линии действия сил, приложенных к камню 3, проходят через центр шарнира В, то и реакция в поступательной паре “кулиса - шарнир” тоже проходит через точку В. Реакцию вращательной пары В представим в виде составляющих: тангенциальной R^r_{43} , направленной перпендикулярно кулисе BC, и нормальной R^n_{43} , направленной вдоль BC.

Составим уравнение моментов сил, действующих на звенья 2 и 3, относительно точки С:

$$P_2 \cdot P_2 - P_{U2} \cdot P_{U2} + G_2 \cdot G_2 - P_{U3} \cdot P_{U3} + G_3 \cdot G_3 - R_{43}^r \cdot BC = 0, \quad (4.11)$$

где P_2 - известная сила, например реакция со стороны присоединяемого в точке **D** последующего звена механизма, найденная при силовом расчёте группы, в состав которой входит это звено.

Из уравнения (4.11) имеем

$$R_{43}^r = \frac{P_2 \cdot P_2 - P_{U2} \cdot P_{U2} + G_2 \cdot G_2 - P_{U3} \cdot P_{U3} + G_3 \cdot G_3}{BC}.$$

Если реакция R_{43}^r получается со знаком плюс, то её действительное направление совпадает с принятым на картинке силового нагружения группы. Если же знак R_{43}^r отрицателен, то её действительное направление противоположно первоначально выбранному. Рассматриваем равновесие камня 3. составим уравнение сил камня:

$$\bar{R}_{43} + \bar{G}_3 + \bar{R}_{43}^r + \bar{R}_{43}^n + \bar{R}_{23} = 0, \quad (4.12)$$

где R_{23} - реакция со стороны кулисы 2 на камень 3, направленная перпендикулярно кулисе 2.

При двух скалярно известных силах R_{43}^n и R_{23} строим план сил. С учётом выбранного масштабного коэффициента μ_P откладываем отрезки, изображающие известные по величине и направлению силы, параллельно соответствующим векторам сил поочерёдно один за другим. Через свободные начало и конец двух крайних векторов проводим линии, параллельные \bar{R}_{23} и \bar{R}_{43}^n до их взаимного пересечения. Точка пересечения позволяет определить величины реакции \bar{R}_{43} шарнира **B**.

Теперь составим уравнение равновесия сил групп 2 – 3:

$$\bar{P}_2 + \bar{P}_{U2} + \bar{G}_2 + \bar{G}_3 + \bar{P}_{U3} + \bar{R}_{43} + \bar{R}_{02} = 0, \quad (4.13)$$

где R_{02} - реакция шарнира **C** (показана пунктиром), неизвестна скалярно и по направлению.

Строим план сил, действующих на группу. Выбрав масштабный коэффициент, который может отличаться от масштабного коэффициента плана сил камня, откладываем поочередно отрезки, изображающие известные силы и реакцию R_{43} , параллельно соответствующим силам так, чтобы векторы сил следовали один за другим. После этого свободные конец и начало двух крайних векторов соединяем прямой, дающей направление вектора реакции \bar{R}_{02} . Величина её получается путём перемножения отрезка прямой между свободными концом и началом двух крайних векторов на масштабный коэффициент μ_P этого плана сил. Можно совместить планы сил группы 2 – 3 и камня 3.

Если силы P_{U3} , G_3 малы и в расчёте не учитываются, то из условия равновесия камня $\bar{R}_{43} = -\bar{R}_{23}$, т.е. реакция R_{43} шарнира В направлена перпендикулярно звену 2. В этом случае силовой расчёт облегчается, так как R_{43} находим сразу из уравнения (4.11) и далее решаем уравнение (4.13).

4.2.8. Силовой расчёт входного звена

Входным звеном в механизме, как правило, является кривошип. В результате выполненного силового расчёта группы, присоединённой к входному звену, найдена реакция R_{12} кинематической пары, которой группа присоединена к входному звену. Реакция на кривошип R_{21} равна, но обратна по направлению реакции по направлению реакции R_{12} . В общем случае на кривошип действуют сила веса G_1 и сила инерции P_{U1} ($M_{U1} = 0$, так как $\omega = const$), приложенные в центре масс S_1 (рис. 4.6, а). На вал звена, кроме того, передаваться вращающий момент от двигателя M_{UP} . Из условия равновесия звена

$$M_{UP} + (G_1 \cdot r_2 - R_{21} \cdot r_1) \mu_l = 0$$

находим

$$M_{yp} = (R_{21} r_{21} - G_1 r_{G1}) \mu_1 \quad (4.14)$$

где μ_1 - масштабный коэффициент звена 1.

Так как вращающий момент двигателя M_{yp} находится из условия равновесия входного звена, то его называют уравнивающим.

Реакцию шарнира А R_{01} находим из уравнения равновесия сил

$$\underline{\bar{R}}_{21} + \underline{\bar{P}}_{U1} + \underline{\bar{G}}_1 + \underline{\bar{R}}_{01} = 0 \quad (4.15)$$

Согласно векторному уравнению (4.15) строим многоугольник сил, в котором вектор $\underline{\bar{R}}_{01}$ будет замыкающим.

Очень часто в машинах вращающий момент от двигателя передаётся через промежуточный механизм (рис. 4.6, б).

Реакция со стороны шестерни I на зубчатое колесо 1, жёстко связанное с кривошипом, направлена по линии зацепления $n-n$, проходящей через полюс Р под углом зацепления α_w , принимаем равным 20° . Величину реакции R_{11} находим из уравнения моментов относительно точки А

$$R_{11} r_{b1} + G_1 r_{G1} - R_{21} r_{21} = 0, \quad (4.16)$$

где r_{b1} - радиус основной окружности зубчатого колеса 1 рассчитываемый по формуле $r_{b1} = m Z_1 \cos \alpha / 2$, в которой m - модуль, Z_1 - число зубьев колеса, $\alpha = 20^\circ$.

Из уравнения (4.16)
$$R_{11} = \frac{R_{21} r_{21} - G_1 r_{G1}}{r_{b1}}.$$

Для определения реакции R_{01} шарнира А составим уравнение равновесия сил, действующих на звено 1

$$\underline{\bar{R}}_{21} + \underline{\bar{P}}_{U1} + \underline{\bar{G}}_1 + \underline{\bar{R}}_{11} + \underline{\bar{R}}_{01} = 0 \quad (4.17)$$

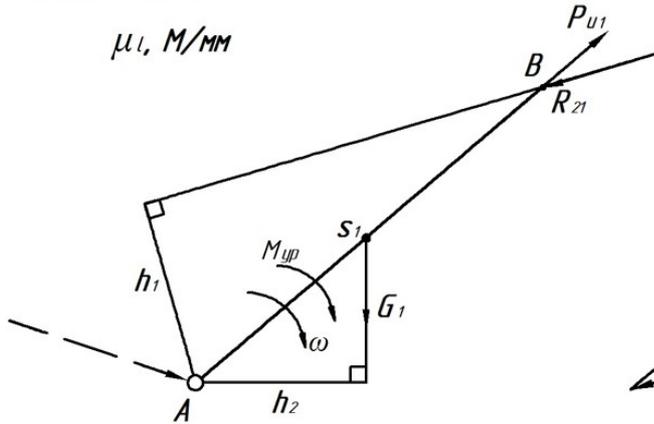
Неизвестную по величине и направлению реакцию R_{01} находим как замыкающий вектор силового многоугольника, построенного на основании векторного равенства (4.17).

а)

Рабочая машина и двигатель соединены с помощью муфты

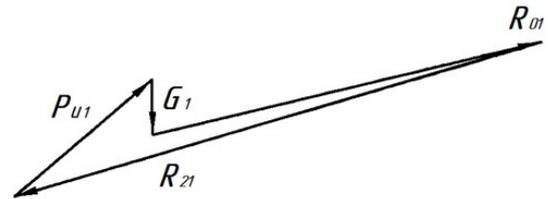
Входное звено

$\mu_1, \text{М/мм}$



План сил входного звена

$\mu_p, \text{Н/мм}$

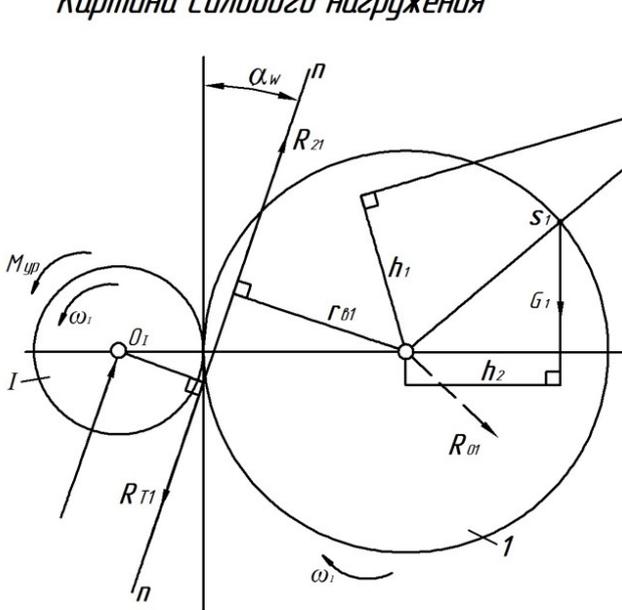


Рабочая машина и двигатель соединены с помощью зубчатой передачи

б)

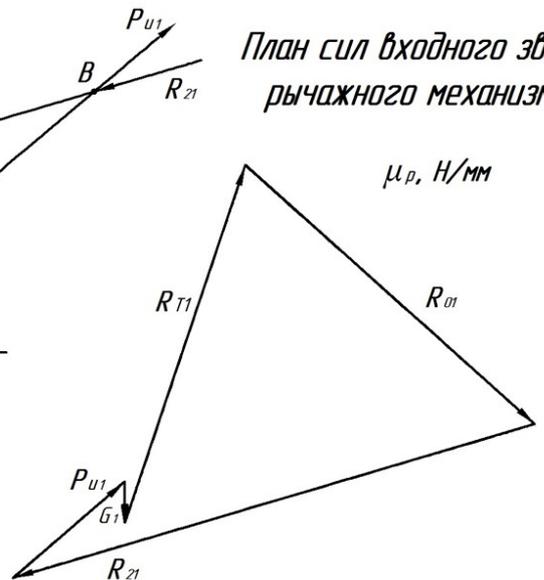
Рис. 4.6

Картина силового нагружения



План сил входного звена рычажного механизма

$\mu_p, \text{Н/мм}$



Рассматривая теперь равновесие шестерни I, заметим, что на неё действуют только две силы: реакция со стороны колеса 1 R_{11} и реакция шарнира O_1 R_{01} . Эти силы должны быть равны по величине, и направлены

противоположно друг другу. Уравновешивающий момент $M_{УР}$ находим по формуле

$$M_{УР} = R_{11} r_{b1}, \quad (4.18)$$

где $r_{b1} = \frac{m}{2} \cos \alpha$ - радиус основной окружности шестерни.

Силовой расчёт входного звена существенно упрощается, если считать, что кривошип уравновешен. В этом случае его центр масс S_1 совпадает с центром вращения и сила инерции P_{U1} равна нулю. Силой веса G_1 можно пренебречь, так как она мала по сравнению с другими силами.

Тогда из формулы (4.14) получаем

$$M_{УР} = R_{21} l_1,$$

Уравнение (4.15) представим в виде

$$\bar{R}_{21} + \bar{R}_{01} = 0$$

откуда

$$\bar{R}_{01} = -\bar{R}_{21}$$

Аналогично уравнение (4.16) примет вид

$$R_{11} r_{b1} = R_{21} l_1,$$

а уравнение равновесия сил (4.17)

$$\bar{R}_{21} + \bar{R}_{11} + \bar{R}_{01} = 0$$

Из последнего уравнения видно, что линии действия реакции \bar{R}_{01} должна проходить через точку пересечения линии действия реакций R_{21} и R_{11} .

4.3. Пример выполнения силового расчёта шестизвенного рычажного механизма станка

Рассмотрим в качестве примера силовой расчёт механизма, представленного на рис. 4.7. В состав механизма входят группы Ассур двух модификаций. Опустим этапы выбора расчётного положения, расчёт сил веса и моментов инерции звеньев (4.2.2 - 4.2.5). Силой веса входного звена пренебрегаем, учитывая её малую величину. Центр масс кривошипа находится в точке А.

Строим планы скоростей и ускорений в масштабе кривошипа. По плану ускорений определяем величины и направления ускорений центров масс и

угловых ускорений звеньев. $P_{U2}, P_{U3}, P_{U4}, P_{U5}, M_{U2}, M_{U3}, M_{U4}$. Силы инерции прикладываем в центрах масс звеньев и направляем параллельно и противоположно соответствующему вектору ускорения центра масс. Каждый момент сил инерции направляем противоположно угловому ускорению соответствующего звена. Направление углового ускорения определяется по вектору тангенциальной составляющей относительного ускорения звена, например, для звена BC (рис. 4.7, а) – по направлению вектора $n_{CB-C'}$ плана ускорений, т.е. угловое ускорение \mathcal{E}_2 направлено против часовой стрелки. Приводим силу и момент силы инерции каждого звена к одной силе (см. п. 4.2.6). Заменяемые силы и моменты сил инерции на рис. 4.7 показаны пунктирными линиями. Результирующие силы инерции приложены в соответствующих точках K_i .

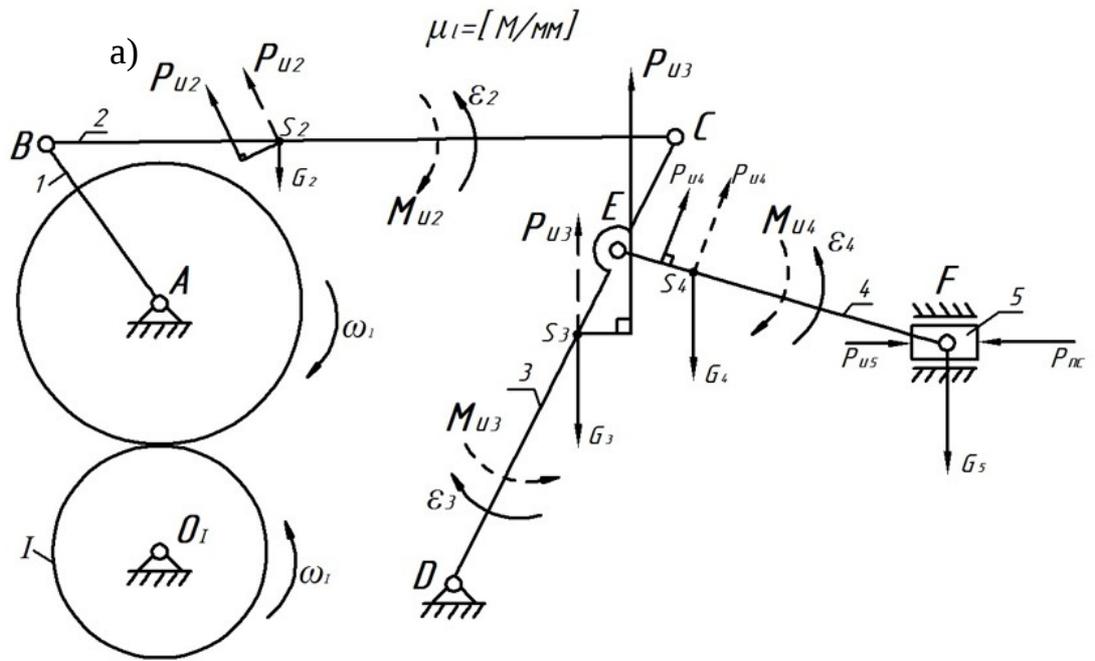
Переходим к определению реакций в кинематических парах. Выделяем группу Ассур, присоединяемую последней. В нашем примере – группу 4 – 5 (рис. 4.7, в). Наносим на неё векторы всех известных сил: $P_{nc}, G_5, P_{U5}, P_{U4}, G_4$.

Реакцию вращательной кинематической пары E , где нарушена связь с коромыслом CD , представим в виде двух составляющих R^{τ}_{34} и R^n_{34} , направленных соответственно вдоль звена EF и перпендикулярно ему (рис. 4.7, в показана пунктирной линией), а реакцию \bar{R}_{05} поступательной пары направим перпендикулярно направляющей $x-x$ в точке F . Направления стрелок выбираются произвольно.

Составим уравнение моментов сил, действующих на звено 4, относительно точки F

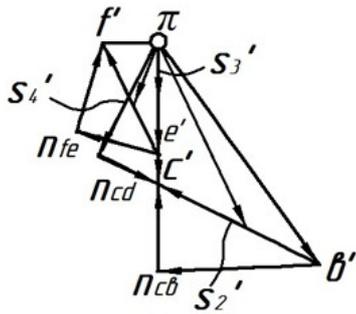
$$R^{\tau}_{34} \diamond F + P_{U4} \diamond P_4 - G_4 \diamond G_4 = 0 \quad (4.19)$$

и находим



План ускорений

$\mu_a = \mu_1 \omega_1^2, (M/C^2)/MM$



План скоростей

$\mu_v = \mu_1 \omega_1, (M/C^2)/MM$

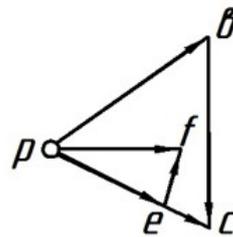
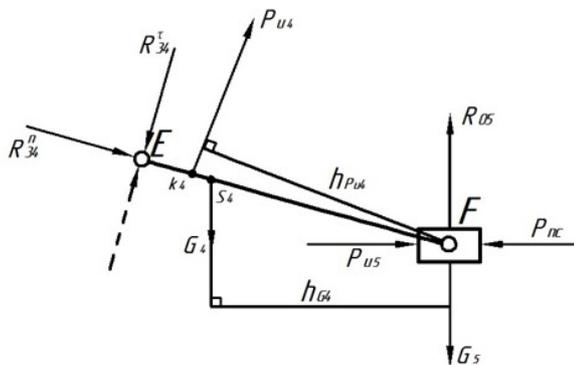


Рис. 4.7

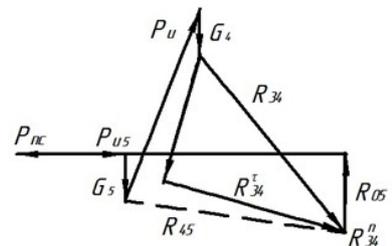
Группа 4-5

$\mu_1, M/MM$



План сил группы 4-5

$\mu_p, H/MM$



в)

$$R^{\tau}_{34} = \frac{G_4 \cdot h_{G4} - P_{U4} \cdot h_{P4}}{EF},$$

где h_{P4}, h_{G4}, EF - плечи сил с рисунка, мм.

Если знак R^{τ}_{34} получается отрицательным, то действительное направление этой реакции противоположно принятому первоначально. На рис. 7, в первоначальное направление R^{τ}_{34} показано пунктиром. Действительное направление показано сплошной линией.

Составим векторное уравнение равновесия сил, действующих на двухповодковую группу 4 – 5:

$$\underline{\underline{\bar{P}_{nc}}} + \underline{\underline{\bar{P}_{U5}}} + \underline{\underline{\bar{G}_5}} + \underline{\underline{\bar{P}_{U4}}} + \underline{\underline{\bar{G}_4}} + \underline{\underline{\bar{R}^{\tau}_{34}}} + \underline{\underline{\bar{R}^n_{34}}} + \underline{\underline{\bar{R}_{05}}} = 0 \quad (4.20)$$

В этом уравнении две скалярно неизвестные величины R^{τ}_{34} и R_{05} (подчёркнуты одной чертой по числу неизвестных) и оно легко решается графически с помощью плана сил. Для удобства решения уравнения сначала записываем силы, действующие на одно звено, а затем – на другое. Последними записываются члены, неизвестные по направлению.

Рассчитываем масштабный коэффициент μ_P плана сил. Желательно μ_P применять целым числом, кратным пяти или десяти, например,

$$10 \frac{H}{MM}, 15 \frac{H}{MM} \text{ и т.д.}$$

От произвольно выбранной точки откладываем отрезок, в принятом масштабе изображающий силу P_{nc} параллельно этой силе в том же направлении. Далее откладываем последовательно один за другим векторы, изображающие известные силы (подчёркнутые двумя чертами), входящие в равенство (4.20). Затем, через свободные конец вектора силы \bar{R}^{τ}_{34} и начало вектора силы \bar{P}_{nc} проводим линии действия неизвестных скалярно реакций \bar{R}_{05} и \bar{R}^n_{34} до их взаимного пересечения и расставляем стрелки на векторах этих сил. Получаем величины и действительные направления реакций, в данном случае совпадающие с первоначально принятыми направлениями на

картине силового нагружения группы. Напоминаем, что силы, изображаемые отрезками менее 1 – 2 мм, в план сил можно не включать.

Полная реакция \bar{R}_{34} шарнира **E** равна геометрической сумме $\bar{R}_{34} = \bar{R}_{34}^n + \bar{R}_{34}^\tau$. Значения реакции R_{34} и R_{05} получаем путем перемножения соответствующих отрезков плана сил на масштабный коэффициент μ_P .

Определяем реакцию внутреннего шарнира **F** из условия равновесия сил, действующих на ползун 5:

$$\underline{\bar{P}}_{nc} + \underline{\bar{P}}_{U5} + \underline{\bar{G}}_5 + \underline{\bar{R}}_{05} + \underline{\bar{R}}_{45} = 0 \quad (4.21)$$

Здесь реакция \bar{R}_{45} неизвестна скалярно и по направлению. На плане сил векторы \bar{P}_{nc} , \bar{P}_{U5} , \bar{G}_5 и R_{05} уже имеются, поэтому неизвестная реакция будет представлять замыкающий вектор многоугольника этих сил (на рис. 4.7, в показан пунктиром). Величину реакции R_{45} получаем путем перемножения длины замыкающего отрезка плана силового многоугольника на масштабный коэффициент.

Теперь выделяем двух поводковую группу 2 – 3. Наносим на неё векторы всех известных сил: R_{43} , P_{U3} , G_3 , P_{U2} , G_2 . Вектор силы \bar{R}_{34} в соответствии с третьим законом Ньютона равен вектору \bar{R}_{34} и противоположно ему направлен. Величину и направление \bar{R}_{34} берём с плана сил группы 4 – 5 (рис. 4.7, в).

Реакции свободных шарниров **B** и **D** представляем в виде двух составляющих: $\bar{R}_{12} = \bar{R}_{12}^n + \bar{R}_{12}^\tau$,

$$\bar{R}_{03} = \bar{R}_{03}^n + \bar{R}_{03}^\tau. \quad (4.22)$$

Нормальные составляющие R_{12}^n и R_{03}^n направлены вдоль соответствующих звеньев, а тангенциальные составляющие R_{12}^τ и R_{03}^τ - перпендикулярны им (рис. 4.8, а).

Составим уравнение моментов сил, действующих на звено 2, относительно внутреннего шарнира **C**:

$$P_{U2} \cdot h_{P2} - G_2 \cdot h_{G2} - R^{\tau}_{12} \cdot BC = 0$$

и находим

$$R^{\tau}_{12} = \frac{P_{U2} \cdot h_{P2} - G_2 \cdot h_{G2}}{BC}, \quad (4.23)$$

где h_{P2} , h_{G2} , BC - плечи сил с рисунка, мм.

(обратите внимание на знак R^{τ}_{12} и уточните действительное направление этой реакции).

Составим уравнение моментов сил, действующих на звено 3, относительно внутреннего шарнира С:

$$R_{43} \cdot h_R - P_{U3} \cdot h_{P3} - G_3 \cdot h_{G3} - R^{\tau}_{03} \cdot CD = 0$$

и находим

$$R^{\tau}_{03} = \frac{R_{43} \cdot h_R - P_{U3} \cdot h_{P3} - G_3 \cdot h_{G3}}{CD}, \quad (4.24)$$

где h_R , h_{P3} , h_{G3} , CD - плечи сил с рисунка, мм.

Уточняем действительное направление реакции R^{τ}_{03} . Составим векторное уравнение равновесия сил, действующих на двухповодковую группу 2 – 3:

$$\underline{\bar{R}}_{43} + \underline{\bar{P}}_{U3} + \underline{\bar{G}}_3 + \underline{\bar{R}}^{\tau}_{03} + \underline{\bar{P}}_{U2} + \underline{\bar{G}}_2 + \underline{\bar{R}}^{\tau}_{12} + \underline{\bar{R}}^n_{03} + \underline{\bar{R}}^n_{12} = 0 \quad (4.25)$$

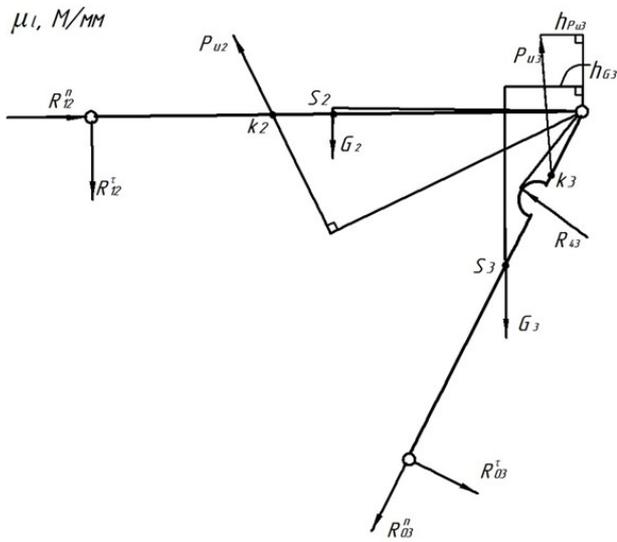
При двух скалярно неизвестных величинах R^{τ}_{12} и R^{τ}_{03} строим план сил. Отложив отрезки, изображающие векторы сил, известных по величине и направлению, поочерёдно один за другим так, чтобы каждый последующий вектор выходил из конца предыдущего, через свободные конец и начало двух крайних векторов проводим линии, параллельные звеньям **BC** и **CD**, до их взаимного пересечения. Точка пересечения этих направлений позволяет определить величины и действительные направления реакций R^{τ}_{12} и R^{τ}_{03} . На рис. 4.8, а направление R^{τ}_{12} было принято первоначально не верно. Изменяем его противоположное. Полные реакции \bar{R}^n_{12} и \bar{R}^n_{03} находим путём геометрического суммирования векторов \bar{R}^n_{12} и \bar{R}^{τ}_{12} , а также \bar{R}^n_{03} и \bar{R}^{τ}_{03} .

Реакцию внутреннего шарнира С находим из уравнения равновесия сил, действующих на одно звено, например, **BC**

$$\underline{\bar{P}}_{U2} + \underline{\bar{G}}_2 + \underline{\bar{R}}_{12} + \bar{R}_{32} = 0 \quad (4.26)$$

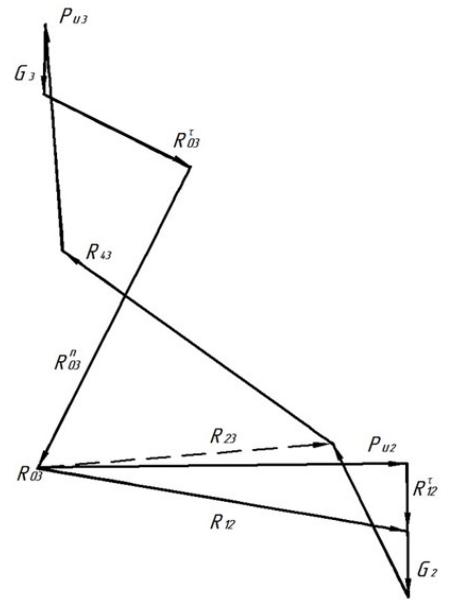
Неизвестную по величине и направлению реакцию \bar{R}_{32} находим как замыкающий вектор на плане сил, где \bar{P}_{U2} , \bar{G}_2 , \bar{R}_{12} уже имеются.

Группа 2-3



План сил группы 2-3

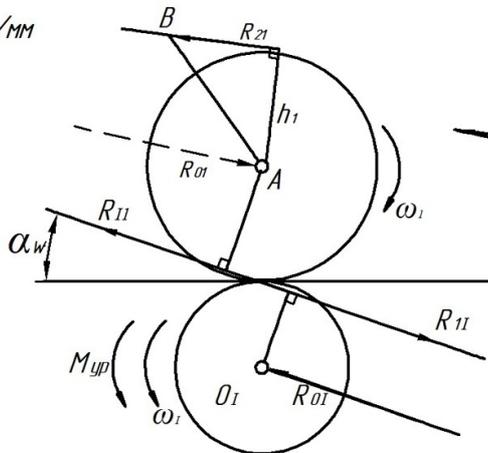
$\mu_p, \text{H/мм}$



а)

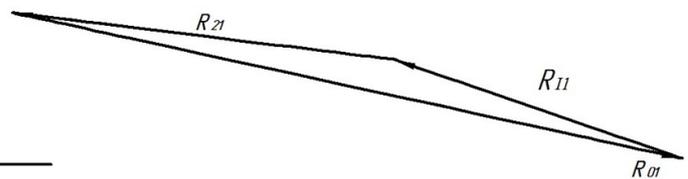
Картина силового нагружения
входного звена механизма

$\mu_l, \text{M/мм}$



План сил входного звена 1

$\mu_p, \text{H/мм}$



б)

Рис. 4.8

Переходим к силовому расчёту входного звена (рис. 4.8, б). На это звено действуют: реакция \bar{R}_{21} со стороны шатуна, величина которой равна \bar{R}_{12} , а направление противоположно ей (найдена на плане сил группы 2 - 3); реакция \bar{R}_{11} в зубчатом зацеплении, направленная по линии зацепления под углом $\alpha_w = 20^\circ$ и создающая крутящий момент на входном звене рычажного механизма; реакция \bar{R}_{01} в шарнире А. Так как массой входного звена мы пренебрегаем, то реакция \bar{R}_{01} шарнира А должна пройти через точку пересечения линий действия реакций \bar{R}_{21} и \bar{R}_{11} .

Величину реакции R_{11} находим из уравнения равновесия моментов, действующих на звено 1 относительно точки А,

$$R_{21} r_{a1} - R_{11} r_{b1} = 0,$$

$$\text{откуда } R_{11} = \frac{R_{21} r_{a1}}{r_{b1}}, \quad (4.27)$$

где $r_{b1} = \frac{m Z}{2} \cos \alpha$ - радиус основной окружности зубчатого колеса 1.

Величины m и Z принимаются по исходным данным для проектирования зубчатой передачи.

Составим векторное уравнение равновесия сил, действующих на входное звено 1:

$$\underline{\bar{R}}_{21} + \underline{\bar{R}}_{11} + \underline{\bar{R}}_{01} = 0 \quad (4.28)$$

Неизвестную по величине и направлению реакцию R_{01} находим как замыкающий вектор силового треугольника. Правильность выполненных расчётов и построений можно проверить путём сопоставления направлений реакции \bar{R}_{01} на плане сил и на картине силового нагружения входного звена (рис. 8, б).

Рассматриваем равновесие шестерни I. Со стороны зубчатого колеса 1 на шестерню действует реакция \bar{R}_{12} , равная по величине \bar{R}_{11} и противоположно ей направленная. В шарнире O_1 возникает реакция \bar{R}_{01} , равная по величине \bar{R}_{11} и противоположно ей направленная, так как других сил, действующих на шестерню, нет. Теперь остаётся определить уравновешивающий момент по формуле:

$$M_{yp} = R_{11} \cdot r_{b1}, \quad (4.29)$$

где $r_{b1} = \frac{m \cdot z_1}{2} \cdot \cos \alpha$ - радиус основной окружности шестерни.

Таким образом, определены реакции во всех кинематических парах и уравновешивающий момент на шестерне, которые сводим в таблицу результатов расчёта.

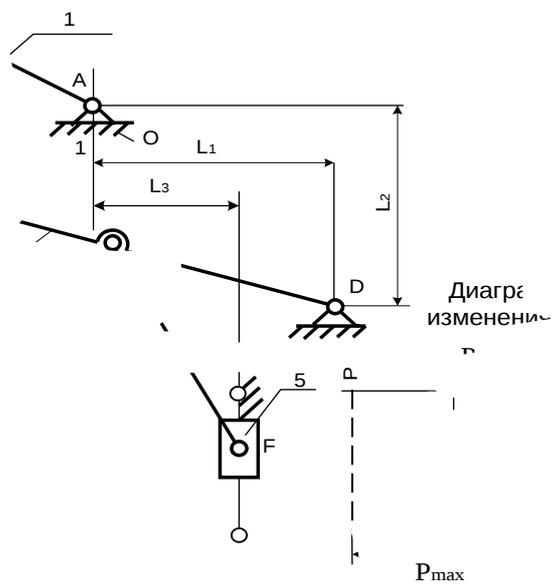
На *листе 2* курсового проекта размещаются:

7. Картина силового нагружения механизма, вычерченного в расчётном положении.
8. Планы скоростей и ускорений механизма.
9. График мощности от силы полезного сопротивления для выбора расчётного положения.
10. Картины силового нагружения групп Ассура и входного звена.
11. Планы сил групп Ассура и входного звена.
12. Таблица результатов силового расчёта.

ГЛАВА 5
ЗАДАНИЯ
НА КУРСОВОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ
ЧАСТЬ ПЕРВАЯ

ЗАДАНИЕ №1

Пресс



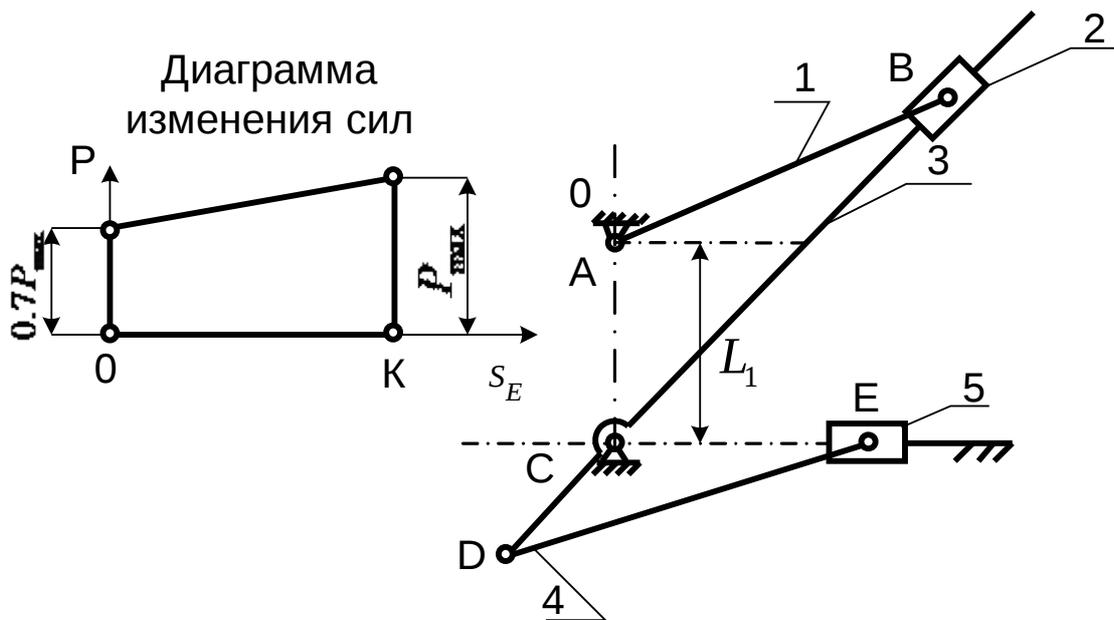
**Данные к листу №1 – кинематический и динамический анализ
механизма пресса**

Данные к листу №2 – проектирование редуктора

№вар										
Наим	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$n_1, \text{об}^{-1}$	30	50	80	100	120	140	160	180	140	100
№вар										
Наим	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$l_{AB}, \text{м}$	0.10	0.08	0.10	0.20	0.16	0.09	0.08	0.18	0.07	0.16
$l_{BC}, \text{м}$	0.40	0.38	0.42	0.80	0.75	0.40	0.38	0.78	0.38	0.75
$l_{CD}, \text{м}$	0.50	0.45	0.42	1.02	0.95	0.48	0.45	1.00	0.40	0.80
$l_{CE}, \text{м}$	0.15	0.13	0.12	0.30	0.26	0.16	0.14	0.32	0.08	0.15
$l_{EF}, \text{м}$	0.25	0.30	0.25	0.48	0.55	0.28	0.26	0.50	0.30	0.50
$L_1, \text{м}$	0.40	0.35	0.45	0.82	0.70	0.42	0.36	0.75	0.38	0.70
$L_2, \text{м}$	0.40	0.40	0.40	0.80	0.82	0.40	0.41	0.80	0.40	0.82
$L_3, \text{м}$	0.05	0.05	0.10	0.12	0.10	0.08	0.07	0.15	0.08	0.10
$P_{\max}, \text{Н}$	5100	1900	5200	8400	7800	4800	5000	8000	5200	8200
δ	0.10	0.15	0.10	0.15	0.10	0.15	0.10	0.15	0.10	0.15

ЗАДАНИЕ №2

Транспортер



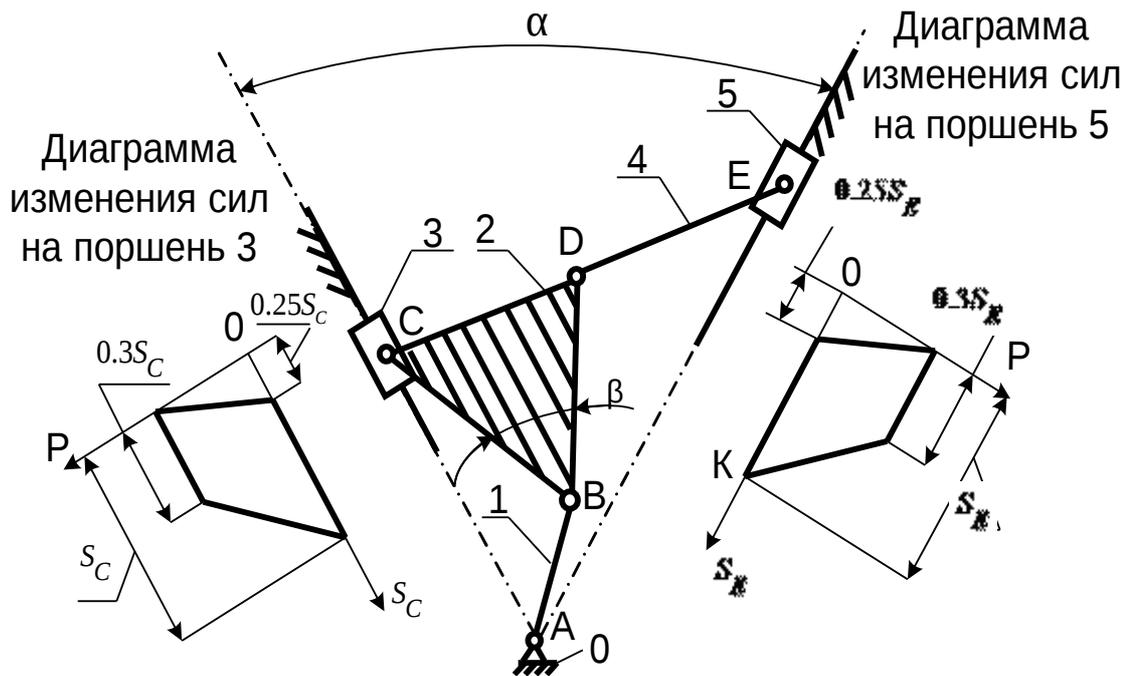
**Данные к листу №1 – кинематический и динамический анализ
механизма транспортера**

Данные к листу №2 – проектирование редуктора

№вар	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
№вар										
№, с ⁻¹	30	50	80	100	140	180	220	300	400	500
l_{AB} , м	0.22	0.30	0.23	0.29	0.22	0.27	0.24	0.28	0.25	0.26
l_{CD} , м	0.20	0.25	0.21	0.27	0.23	0.26	0.25	0.24	0.25	0.24
l_{DE} , м	0.85	0.93	0.87	0.95	0.92	1.05	1.00	0.96	0.92	0.98
L_1 , м	0.05	0.07	0.05	0.06	0.05	0.07	0.04	0.06	0.05	0.06
P_{max} , Н	3000	4050	2700	4800	3600	3100	4100	2800	4000	2400
δ	0.20	0.25	0.30	0.20	0.25	0.30	0.20	0.25	0.30	0.20

ЗАДАНИЕ №3

Двигатель внутреннего сгорания



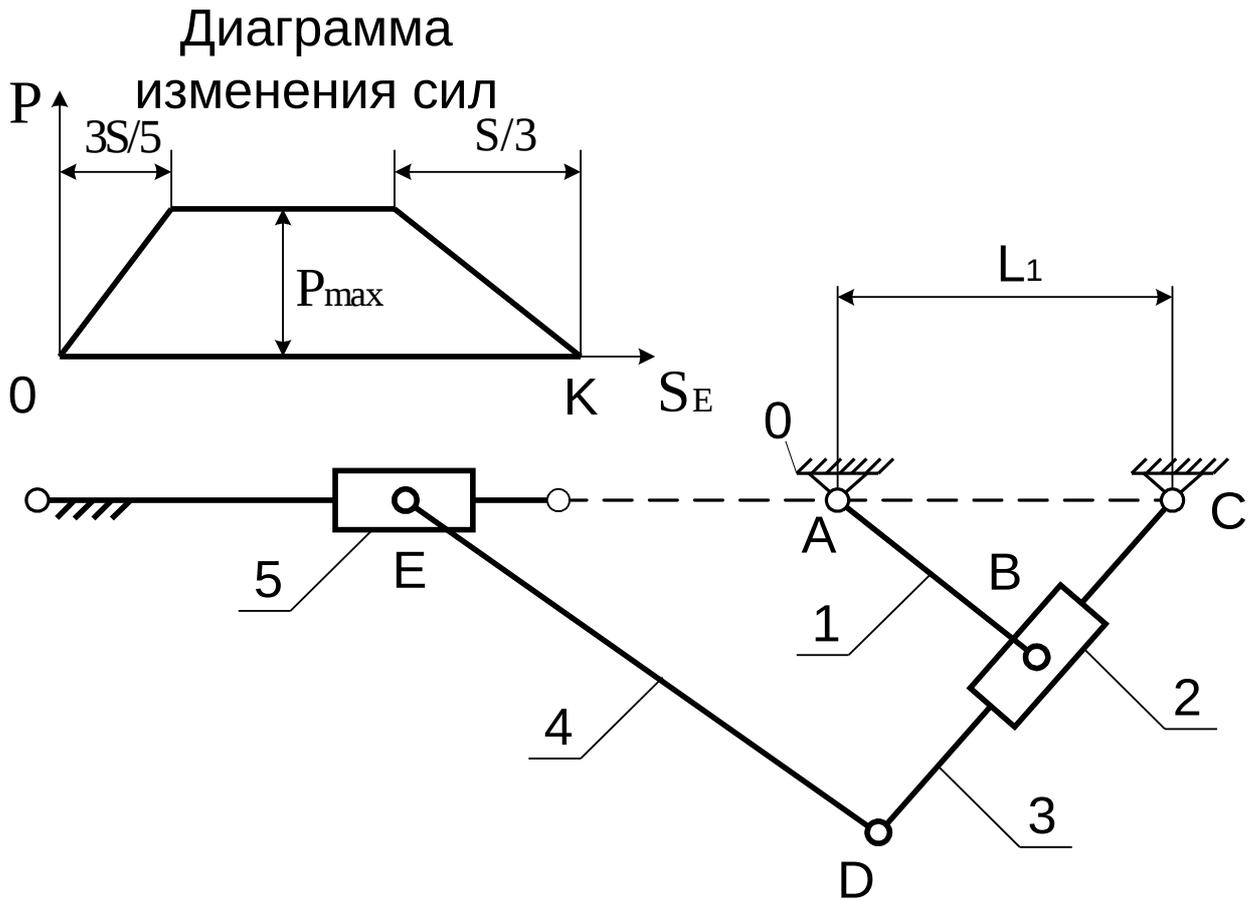
Данные к листу №1 – кинематический и динамический анализ механизма двигателя внутреннего сгорания

Данные к листу №2 – проектирование редуктора

№вар	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Наим										
$n, \text{об}^{-1}$	1400	2420	3440	450	560	500	520	550	600	650
Наим										
$l_{AB}, \text{м}$	0.07	0.07	0.08	0.06	0.08	0.06	0.08	0.07	0.08	0.06
$l_{BC}, \text{м}$	0.28	0.25	0.30	0.35	0.27	0.21	0.28	0.32	0.33	0.30
$l_{BD}, \text{м}$	0.03	0.04	0.02	0.03	0.03	0.04	0.02	0.04	0.04	0.02
$l_{DE}, \text{м}$	0.25	0.26	0.28	0.32	0.30	0.29	0.30	0.30	0.31	0.32
α°	65	70	65	75	80	82	85	75	65	70
β°	75	80	70	75	65	65	70	75	65	65
$P_{\max}, \text{Н}$	9500	9600	9800	9900	1000 0	9500	9600	9700	9800	10000
δ	0.00 6	0.00 5	0.00 6	0.00 5	0.005	0.00 6	0.00 6	0.00 5	0.00 5	0.006

ЗАДАНИЕ №4

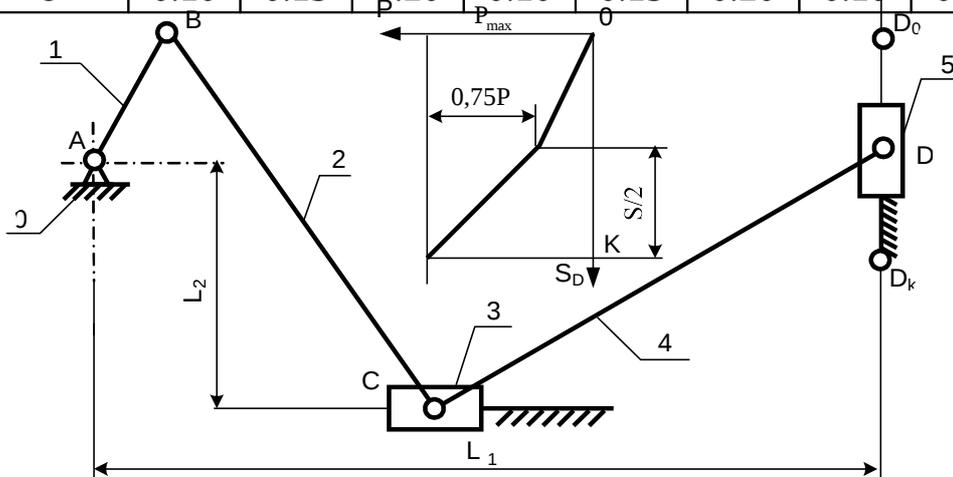
Строгальный станок



**Данные к листу №1 – кинематический и динамический анализ
механизма строгального станка**

Данные к листу №2 – проектирование редуктора

№вар	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
№вар										
Наим $n_1, \text{об}^{-1}$	3000	1500	1000	750	3000	1500	1000	750	3000	1500
$l_{AB}, \text{м}$	0.13	0.12	0.20	0.10	0.20	0.15	0.11	0.12	0.10	0.11
$l_{CD}, \text{м}$	0.19	0.18	0.35	0.17	0.29	0.22	0.18	0.19	0.18	0.15
$l_{DE}, \text{м}$	0.60	0.50	1.00	0.46	1.05	0.80	0.52	0.84	0.50	0.55
$L_1, \text{м}$	0.04	0.03	0.10	0.03	0.07	0.04	0.03	0.05	0.03	0.04
$P_{max}, \text{Н}$	2700	3000	5100	3100	5200	4700	3200	3700	3900	4100
δ	0.10	0.15	0.20	0.10	0.15	0.20	0.10	0.15	0.20	0.10



**ЗАДАНИЕ
№5**

Пресс

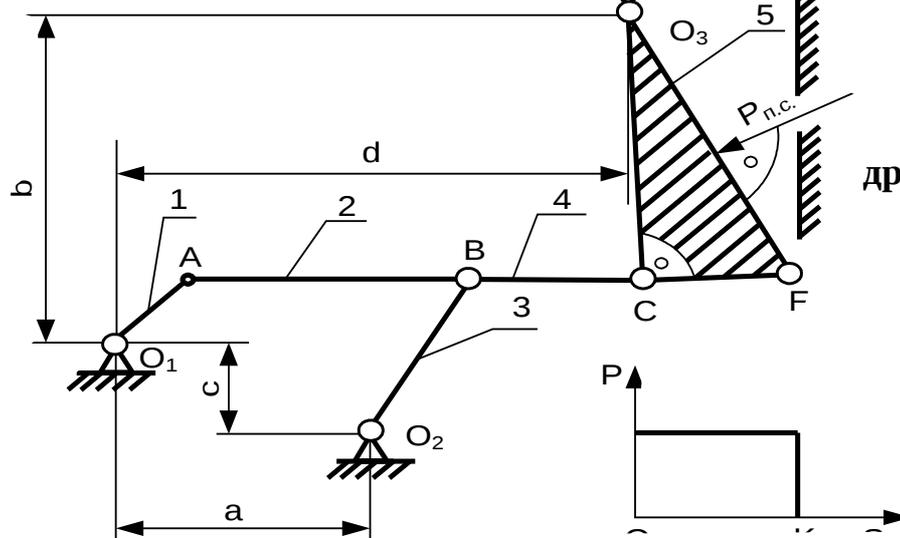
**Данные к листу №1 – кинематический и динамический анализ
механизма прессы**

Данные к листу №2 – проектирование редуктора

№вар Наим	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$n_1, \text{об}^{-1}$	30	50	60	70	80	90	100	80	50	30
№вар Наим	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$l_{AB}, \text{м}$	0.30	0.32	0.34	0.31	0.33	0.35	0.29	0.28	0.31	0.32
$l_{AB}, \text{м}$	1.00	1.10	1.05	0.95	1.15	1.10	0.98	1.00	1.20	1.15
$l_{CD}, \text{м}$	1.25	1.27	1.30	1.25	1.37	1.40	1.21	1.20	1.30	1.35
$L_1, \text{м}$	1.31	1.43	1.40	1.30	1.50	1.46	1.29	1.30	1.52	1.48
$L_2, \text{м}$	0.05	0.08	0.06	0.10	0.04	0.05	0.03	0.06	0.07	0.09
$P_{\max}, \text{Н}$	6500	5500	6000	5000	5200	5200	6300	5100	6700	4900
δ	0.10	0.15	0.10	0.15	0.10	0.15	0.10	0.15	0.10	0.15

ЗАДАНИЕ

Щековая



№6

дробилка

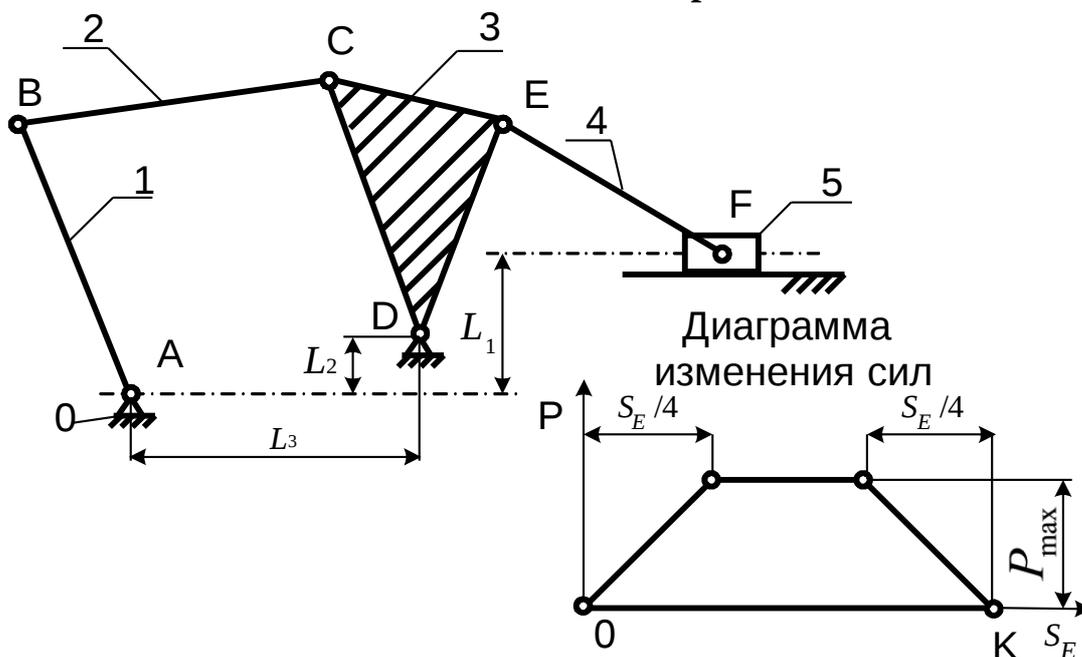
**Данные к листу №1 – кинематический и динамический анализ
механизма щековой дробилки**

Данные к листу №2 – проектирование редуктора

№вар	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Наим										
$n_1, об^{-1}$	27	28	38	28	45	42	42	40	25	51
№В										
ар	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Наим										
a, м	0.06 0	0.615	0.63 0	0.64 5	0.66 0	0.68 0	0.70 0	0.725	0.75 0	0.735
b, м	0.65 0	0.665	0.68	0.69 0	0.70 0	0.71 5	0.73 0	0.745	0.76 0	0.775
c, м	0.25 0	0.127 5	0.30 0	0.31 0	0.32 0	0.33 5	0.35 0	0.375	0.40 0	0.425
d, м	0.70 0	0.725	0.75 0	0.76 5	0.78 0	0.74 0	0.80 0	0.815	0.83 0	0.845
$l_{AB}, м$	0.55 0	0.570	0.60 0	0.62 0	0.65 0	0.68 0	0.69 0	0.700	0.72 0	0.740
$l_{CD}, м$	0.08 0	0.085	0.09 0	0.09 2	0.09 5	0.09 7	0.10 0	0.105	0.11 0	0.115
$l_{DE}, м$	0.35 0	0.375	0.40 0	0.42 0	0.45 0	0.48 0	0.50 0	0.520 0	0.55 0	0.580
$L_1, м$	0.50 0	0.152 0	0.55 0	0.58 0	0.60 0	0.62 0	0.65 0	0.670	0.70 0	0.720
$P_{max}, Н$	4000	4200	4500	4800	5000	5200	5500	5700	6000	6200
δ	0.05 0	0.055	0.06 0	0.05 0	0.05 5	0.06 0	0.05 0	0.055	0.06 0	0.050

ЗАДАНИЕ №7

Конвейер



Данные к листу №1 – кинематический и динамический анализ механизма конвейера

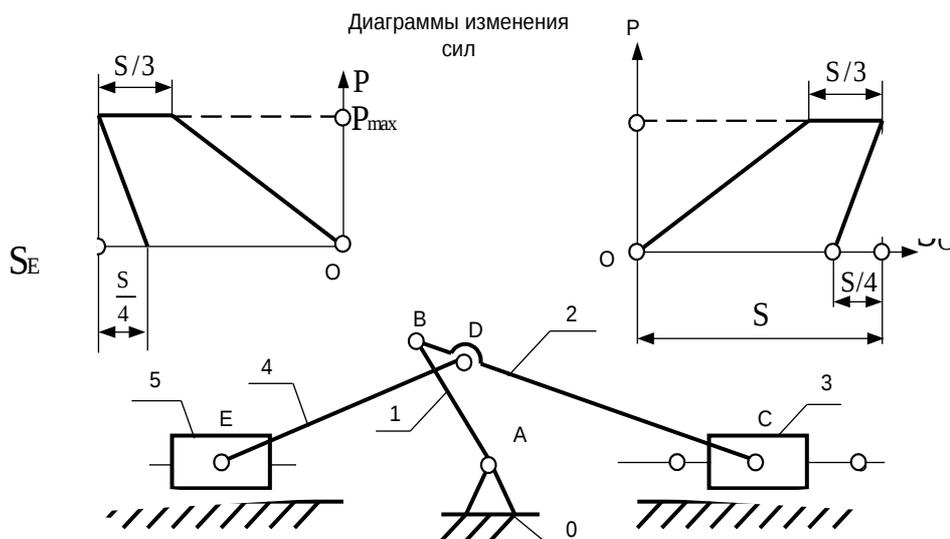
№вар Наим	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$l_{AB}, \text{ м}$	0.35	0.30	0.25	0.34	0.29	0.26	0.32	0.29	0.30	0.27
$l_{BC}, \text{ м}$	0.30	0.28	0.25	0.32	0.27	0.27	0.32	0.30	0.32	0.28
$l_{CD}, \text{ м}$	0.35	0.30	0.25	0.35	0.30	0.36	0.32	0.28	0.32	0.27
$l_{DE}, \text{ м}$	0.32	0.30	0.25	0.32	0.28	0.25	0.30	0.27	0.28	0.26
$l_{EF}, \text{ м}$	0.48	0.45	0.38	0.48	0.42	0.38	0.45	0.41	0.42	0.39
$l_{CE}, \text{ м}$	0.15	0.14	0.13	0.16	0.14	0.13	0.16	0.15	0.16	0.14
$L_1, \text{ м}$	0.03	0.06	0.04	0.04	0.05	0.04	0.02	0.03	0.04	0.04
$L_2, \text{ м}$	0,015	0,03	0,02	0,02	0,025	0,02	0,01	0,015	0,02	0,02
$L_3, \text{ м}$	0,24	0,22	0,2	0,26	0,22	0,22	0,26	0,24	0,26	0,22
$P_{\max}, \text{ Н}$	3700	3800	3900	4000	4100	4200	4300	4400	4500	3700
δ	0,01	0,02	0,03	0,04	0,05	0,01	0,02	0,03	0,04	0,05

Данные к листу №2 – проектирование редуктора

ЗАДАНИЕ №8

№вар Наим	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$n_1, \text{ об}^{-1}$	17	25	28	27	35	36	23	26	23	52

Поршневой компрессор



Данные к листу №1 – кинематический и динамический анализ механизма поршневого компрессора

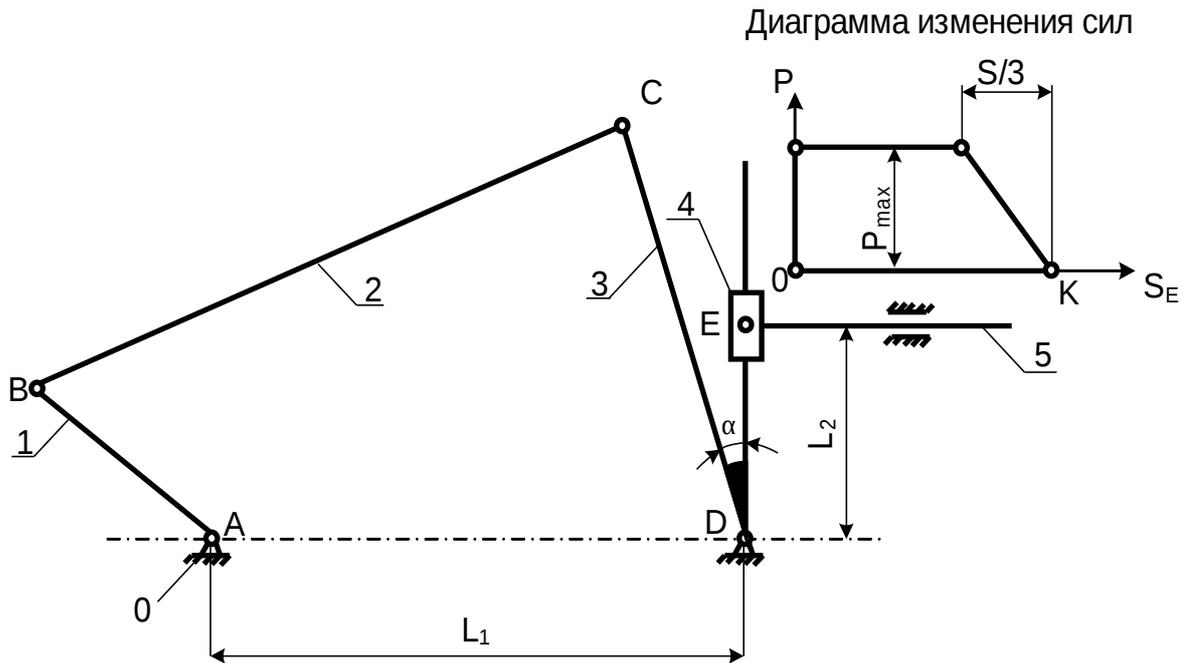
№вар Наим	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$l_{AB}, \text{ м}$	0.21	0.22	0.20	0.19	0.21	0.26	0.28	0.29	0.27	0.26
$l_{BC}, \text{ м}$	0.80	0.78	0.75	0.81	0.82	0.85	0.86	0.88	0.84	0.86
$l_{BD}, \text{ м}$	0.17	0.15	0.16	0.14	0.16	0.21	0.18	0.20	0.19	0.22
$l_{DE}, \text{ м}$	0.75	0.80	0.80	0.78	0.75	0.80	0.84	0.82	0.80	0.76
$P_{\max}, \text{ Н}$	4800	5200	4100	5500	4600	6300	7200	6200	6800	7000
δ	0.01	0.05	0.01	0.05	0.01	0.05	0.01	0.05	0.01	0.05

Данные к листу №2 – проектирование редуктора

№вар Наим	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$n_1, \text{ об}^{-1}$	100	150	200	300	250	350	400	450	400	500

ЗАДАНИЕ №9

Станок



Данные к листу №1 – кинематический и динамический анализ механизма станка

№вар Наим	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$l_{AB}, \text{ м}$	0.07	0.09	0.08	0.20	0.19	0.08	0.06	0.17	0.08	0.07
$l_{BC}, \text{ м}$	0.45	0.46	0.44	0.90	0.92	0.43	0.42	0.90	0.45	0.47
$l_{CD}, \text{ м}$	0.30	0.28	0.30	0.60	0.56	0.32	0.30	0.55	0.27	0.28
$L_1, \text{ м}$	0.50	0.48	0.50	1.04	0.95	0.45	0.46	1.00	0.48	0.47
$L_2, \text{ м}$	0.20	0.25	0.22	0.42	0.50	0.20	0.20	0.40	0.15	0.17
α°	25	20	26	25	24	15	18	15	20	20
$P_{\max}, \text{ Н}$	3800	3900	4100	6000	5900	4200	4300	5700	4400	4500
δ	0.02	0.02	0.02	0.03	0.02	0.02	0.02	0.03	0.02	0.03
	5	7	9		4	6	8	1	5	

Данные к листу №2 – проектирование редуктора

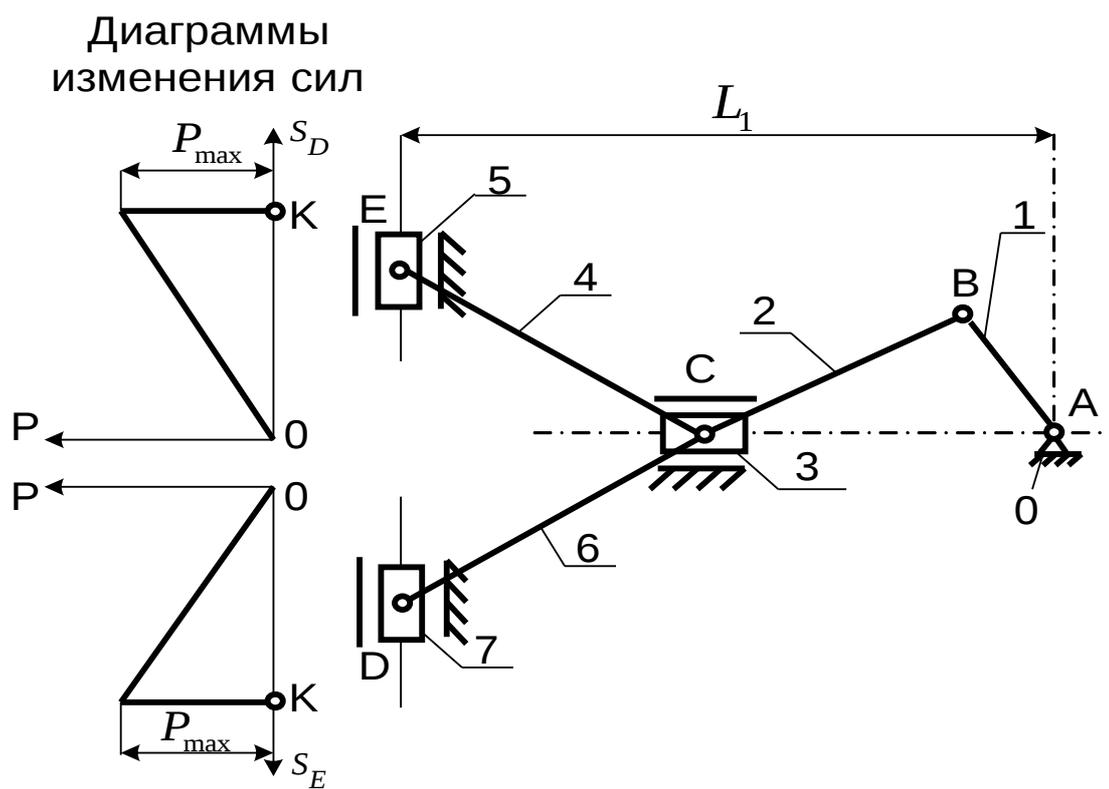
№вар Наим	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$n_1, \text{ об}^{-1}$	50	80	100	140	180	220	300	350	400	450

Данные к листу №2 – проектирование редуктора

№вар Наим	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$n_1, \text{об}^{-1}$	30	50	80	100	120	140	110	120	160	180

ЗАДАНИЕ №11

Пресс

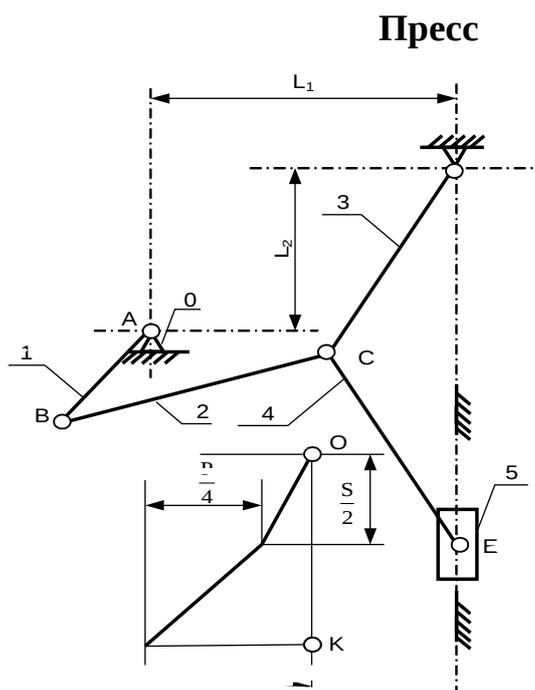


**Данные к листу №1 – кинематический и динамический анализ
механизма пресса**

Данные к листу №2 – проектирование редуктора

№вар Наим	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$n_1, \text{об}^{-1}$	140	150	150	150	230	230	230	230	150	270

ЗАДАНИЕ №12



№вар Наим	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$l_{AB}, \text{м}$	0.1	0.15	0.18	0.2	0.22	0.12	0.14	0.16	0.18	0.2
$l_{BC}, \text{м}$	0.55	0.6	0.75	0.8	0.9	0.56	0.65	0.70	0.85	0.95
$l_{CD}, \text{м}$	0.5	0.6	0.7	0.75	0.8	0.52	0.62	0.72	0.80	0.85
$l_{CE}, \text{м}$	0.5	0.6	0.7	0.75	0.8	0.52	0.62	0.72	0.80	0.85
$L_1, \text{м}$	330	340	350	330	340	345	335	345	350	345
$P_{\max}, \text{Н}$	6000	6500	7000	7500	8000	6500	7000	7500	8000	8500
δ	1/20	1/20	1/20	1/20	1/20	1/20	1/20	1/20	1/20	1/20

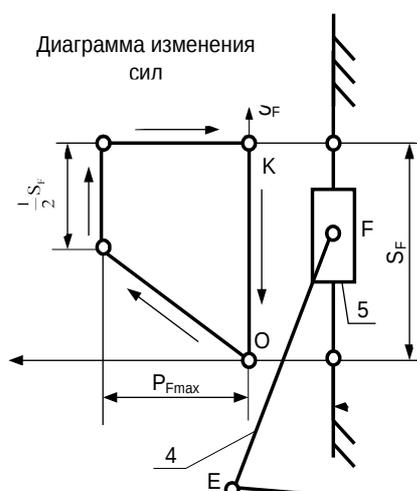
**Данные к листу №1 – кинематический и динамический анализ
механизма пресса**

Данные к листу №2 – проектирование редуктора

№вар Наим	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$n_1, \text{об}^{-1}$	160	170	170	170	240	240	230	240	170	270

Задание №13

Строгальный станок



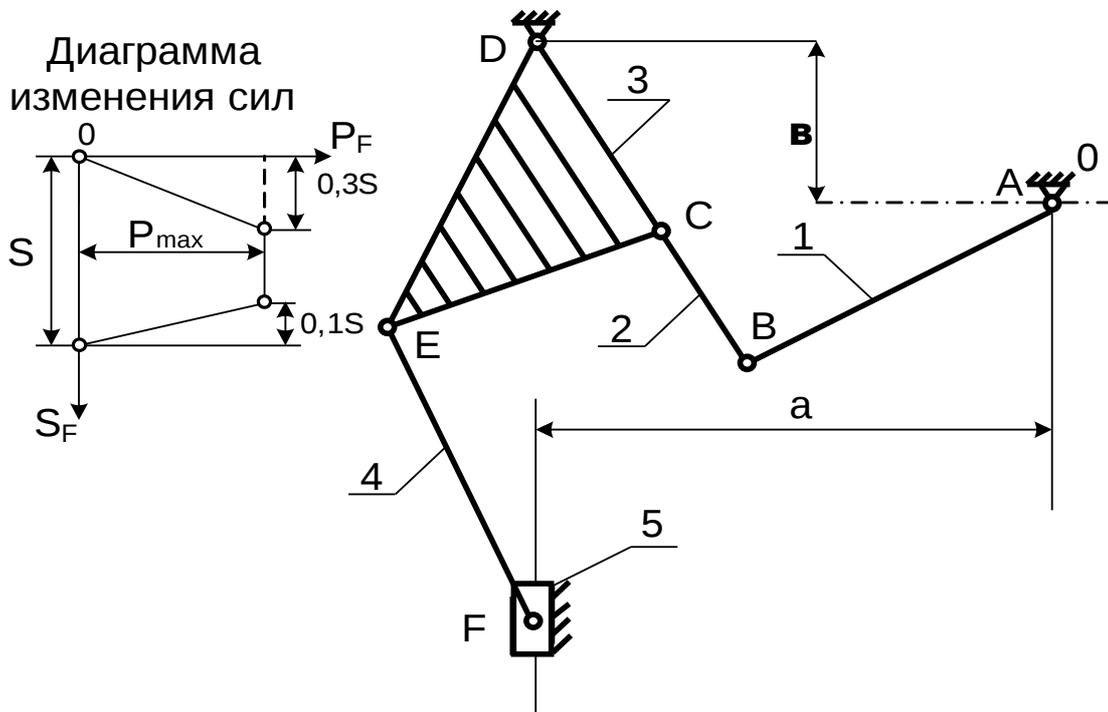
**Данные
к листу №2 –
проектирован
ие редуктора**

№вар Наим	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$l_{AB}, \text{м}$	0.15	0.14	0.16	0.13	0.17	0.14	0.15	0.13	0.16	0.17
$l_{BC}, \text{м}$	0.45	0.42	0.46	0.45	0.48	0.43	0.48	0.42	0.50	0.48
$l_{CF}, \text{м}$	0.60	0.57	0.60	0.56	0.65	0.59	0.57	0.58	0.58	0.61
$l_{CD}, \text{м}$	0.57	0.55	0.60	0.54	0.68	0.58	0.57	0.59	0.60	0.60
$L_1, \text{м}$	0.60	0.59	0.62	0.60	0.66	0.57	0.65	0.56	0.68	0.64
$L_2, \text{м}$	0.60	0.55	0.62	0.54	0.65	0.60	0.56	0.55	0.59	0.62
$P_{\max}, \text{Н}$	4100	3700	4200	3600	3900	4150	3500	4300	3400	4000
δ	0.20	0.25	0.30	0.20	0.25	0.30	0.20	0.25	0.30	0.20

**Данные к листу №1 – кинематический и динамический анализ
механизма строгального станка**

ЗАДАНИЕ №14

Формовочная машина



№вар	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Наим										
l_{AB}, M	030	0.35	0.40	0.45	0.50	0.30	0.35	0.40	0.45	0.50
l_{BC}, M	1.30	1.40	1.40	1.60	1.5	1.70	1.30	1.40	1.50	1.60
l_{AD}, M	1.60	1.70	1.70	1.90	1.80	1.50	1.40	1.60	1.70	1.70
l_{CD}, M	1.10	1.20	1.20	1.20	1.20	1.30	1.40	1.30	1.20	1.30
l_{BH}, M	0.65	0.70	0.70	0.80	0.75	0.85	0.85	0.90	0.95	0.65
l_{EF}, M	1.50	1.60	1.60	1.80	1.70	1.50	1.60	1.80	1.70	1.75
$l_{CE}=l_{BE}, M$	0.80	0.90	0.90	1.00	1.00	0.70	0.90	1.00	1.10	0.80
a	0.90	1.00	1.10	1.10	1.10	1.20	1.20	0.90	1.00	1.10
P_{max}, H	2800	3000	3200	3500	4000	2800	3000	3200	3500	4000
δ	0.10	0.12	0.14	0.15	0.20	0.10	0.12	0.14	0.15	0.20

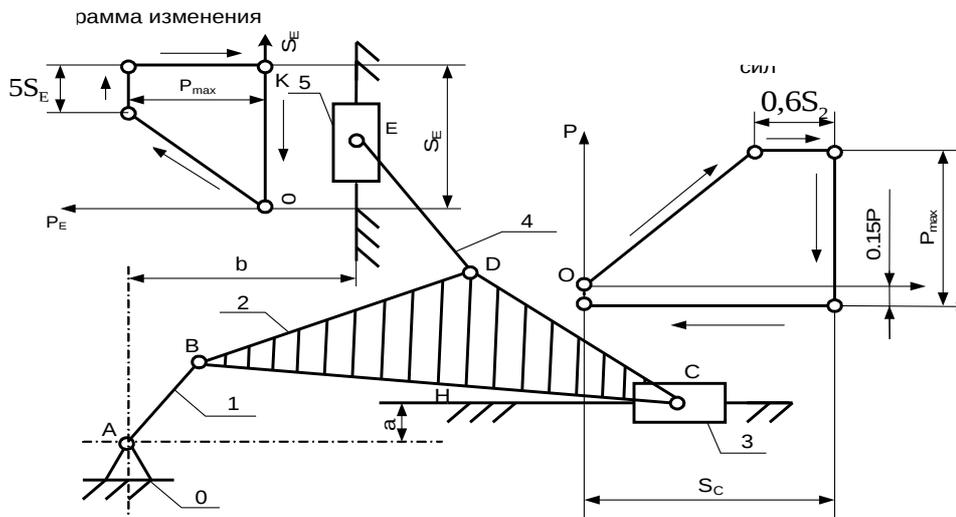
**Данные к листу №1 – кинематический и динамический анализ
механизма формовочной машины**

Данные к листу №2 – проектирование редуктора

№вар Наим	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$n_1, \text{об}^{-1}$	285	290	350	410	275	380	250	300	400	220

ЗАДАНИЕ №15

Двигатель внутреннего сгорания



№вар Наим	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$l_{AB}, \text{м}$	0.05 1	0.04 5	0.04 5	0.05 1	0.04 7	0.05 1	0.04 5	0.05 1	0.04 2	0.047
$l_{BC}, \text{м}$	0.32 0	0.30 9	0.30 5	0.30 7	0.30 7	0.31 0	0.31 5	0.30 8	0.30 6	0.317
$l_{DE}, \text{м}$	0.20 0	0.21 0	0.20 0	0.20 5	0.25 5	0.24 0	0.23 5	0.23 0	0.22 5	0.215
$l_{CD}, \text{м}$	0.22 0	0.20 0	0.22 0	0.21 0	0.24 0	0.25 0	0.21 5	0.23 0	0.24 5	0.225
$l_{EC}, \text{м}$	0.11 0	0.09 5	0.10 0	0.11 5	0.11 5	0.11 0	0.10 5	0.10 0	0.12 0	0.115
$l_{EF}, \text{м}$	0.20 0	0.19 5	0.20 0	0.18 0	0.18 0	0.17 0	0.18 5	0.20 5	0.19 0	0.175
$a, \text{м}$	0.35 0	0.14 0	0.35 0	0.36 0	0.36 0	0.20 0	0.25 0	0.15 0	0.30 0	0.280
$b, \text{м}$	0.15 0	0.14 0	0.16 0	0.16 0	0.22 0	0.20 0	0.18 0	0.19 0	0.21 0	0.170
$P_{\max}, \text{Н}$	8000	9000	8500	9500	9500	7500	8250	9250	8750	9750
δ	0.08	0.09	0.10	0.11	0.12	0.09	0.10	0.11	0.12	0.08

**Данные к листу №1 – кинематический и динамический анализ
механизма двигателя внутреннего сгорания**

Данные к листу №2 – проектирование редуктора

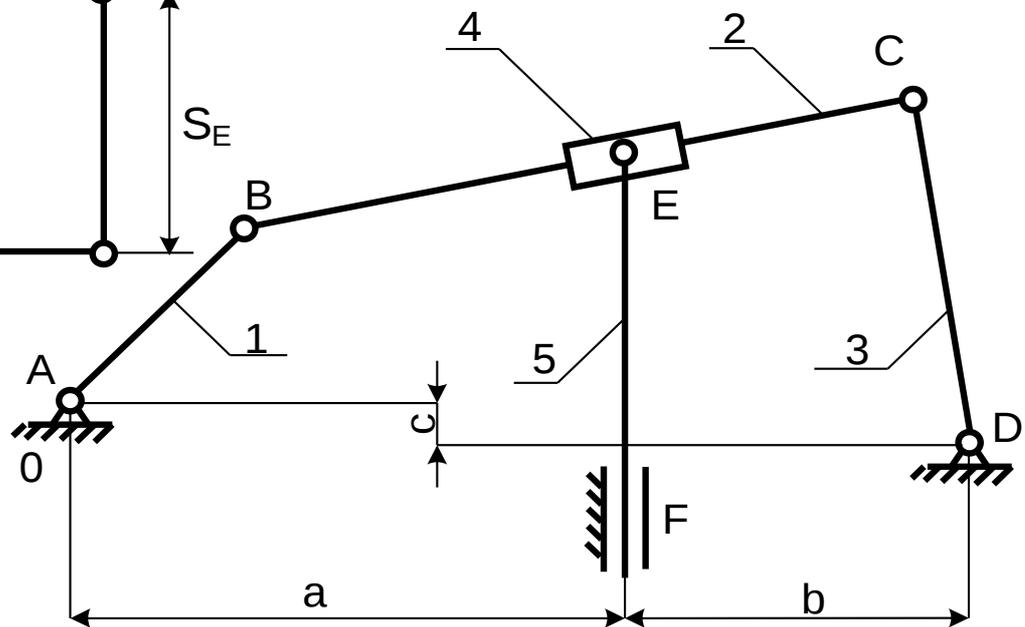
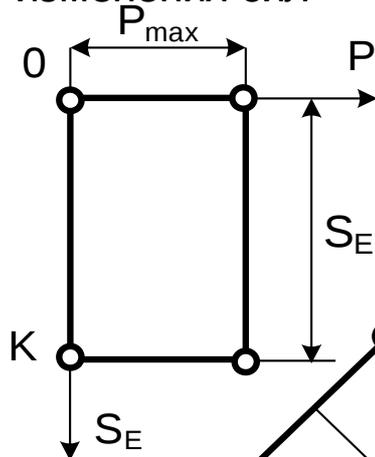
№вар Наим	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$n_1, \text{об}^{-1}$	450	450	470	480	490	530	560	640	660	450

ЗАДАНИЕ №16

Станок

№вар Наим	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$l_{AB}, \text{м}$	0.30	0.35	0.40	0.43	0.50	0.55	0.30	0.35	0.40	0.43
$l_{BC}, \text{м}$	1.20	1.30	1.40	1.50	1.40	1.20	1.30	1.40	1.50	1.40
$l_{BD}=l_{CD}, \text{м}$	0.70	0.80	0.80	0.90	0.90	1.00	1.00	0.70	0.80	0.80
$l_{DE}, \text{м}$	1.30	1.40	1.30	1.30	1.20	1.40	1.30	1.30	1.20	1.40
$l_{BH}, \text{м}$	0.60	0.65	0.70	0.75	0.70	0.65	0.60	0.60	0.65	0.70
$a, \text{м}$	0.1	0.1	0.2	0.2	0.2	0.3	0.3	0.3	0.4	0.5
$b, \text{м}$	0.5	0.6	0.7	0.5	0.7	0.5	0.8	0.5	0.9	0.5
$P_{\max}, \text{Н}$	1400	1600	1400	1200	1400	8000	1400	1600	1400	1200
δ	0.15	0.12	0.14	0.16	0.20	0.15	0.12	0.14	0.16	0.20

Диаграмма
изменения сил



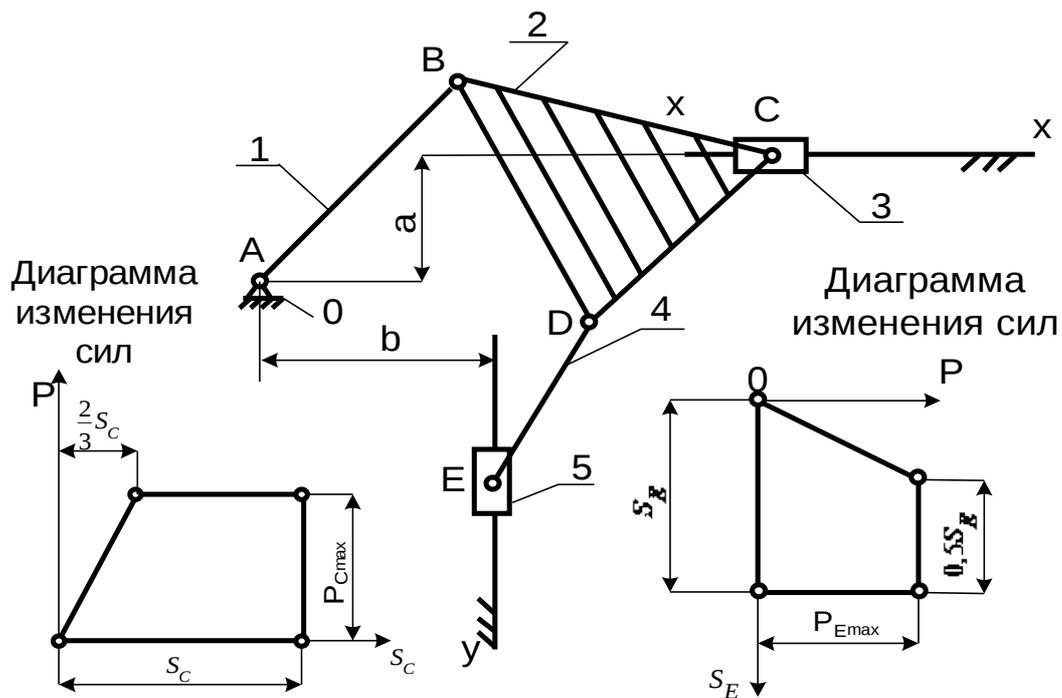
Данные к листу №1 – кинематический и динамический анализ
механизма станка

Данные к листу №2 – проектирование редуктора

№вар	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Наим										
№вар										
$n_1, \text{об/мин}$	380	350	450	450	490	400	400	420	460	470
Наим	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$l_{AB}, \text{м}$	0.12	0.14	0.13	0.15	0.11	0.12	0.14	0.13	0.15	0.11
$l_{BC}, \text{м}$	0.36	0.42	0.39	0.45	0.35	0.36	0.42	0.39	0.45	0.35
$L_{CD}, \text{м}$	0.35	0.43	0.40	0.50	0.37	0.35	0.43	0.40	0.50	0.37
$a, \text{м}$	0.13	0.15	0.14	0.16	0.13	0.12	0.13	0.15	0.14	0.16
$b, \text{м}$	0.13	0.28	0.26	0.28	0.22	0.25	0.30	0.15	0.20	0.19
$c, \text{м}$	0.34	0.44	0.39	0.43	0.36	0.34	0.44	0.39	0.43	0.36
$P_{\max}, \text{Н}$	2800	3400	2900	3500	3000	3200	3100	3300	2700	3600

ЗАДАНИЕ №17

Двигатель внутреннего сгорания



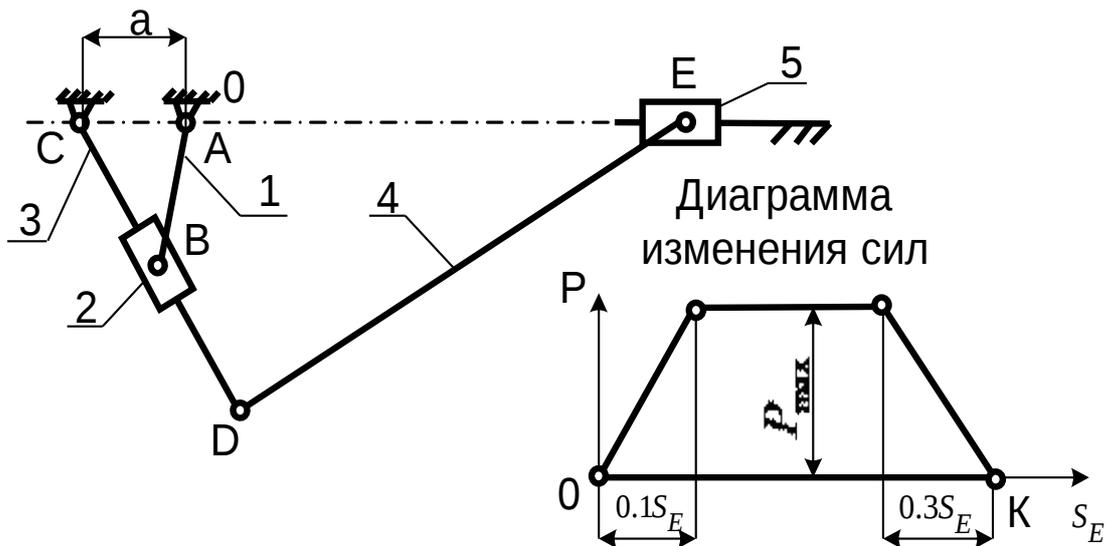
Данные к листу №1 – кинематический и динамический анализ механизма двигателя внутреннего сгорания

Данные к листу №2 – проектирование редуктора

№вар Наим	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$n_{\text{об}}^{-1}$ №вар Наим	500	550	600	650	700	750	800	700	600	500
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$l_{AB}, \text{м}$	0.50	0.45	0.40	0.35	0.30	0.35	0.40	0.45	0.50	0.55
$l_{CD}=l_{BD}, \text{м}$	1.80	1.20	1.10	1.30	1.00	1.60	1.70	1.60	1.50	1.40
$l_{DE}, \text{м}$	2.00	1.80	1.60	1.70	1.80	1.90	1.50	2.00	1.80	1.60
$L_{BC}, \text{м}$	1.80	1.70	1.40	1.60	1.50	1.40	1.80	1.70	1.60	1.50
$P_{\text{Сmax}}, \text{Н}$	2800	3000	2800	3000	3000	2700	2900	2700	2800	2900
$P_{\text{Emax}}, \text{Н}$	1800	2000	2200	2200	2400	1800	1900	2000	2100	2000
$a, \text{м}$	0.3	0.3	0.2	0.2	0.2	0.3	0.3	0.2	0.3	0.2
$b, \text{м}$	1.2	1.1	1.0	1.0	1.1	1.2	1.3	1.0	0.9	1.0
δ	0.02	0.01	0.01	0.01	0.01	0.09	0.02	0.01	0.04	0.02
		8	6	4	5					

ЗАДАНИЕ №18

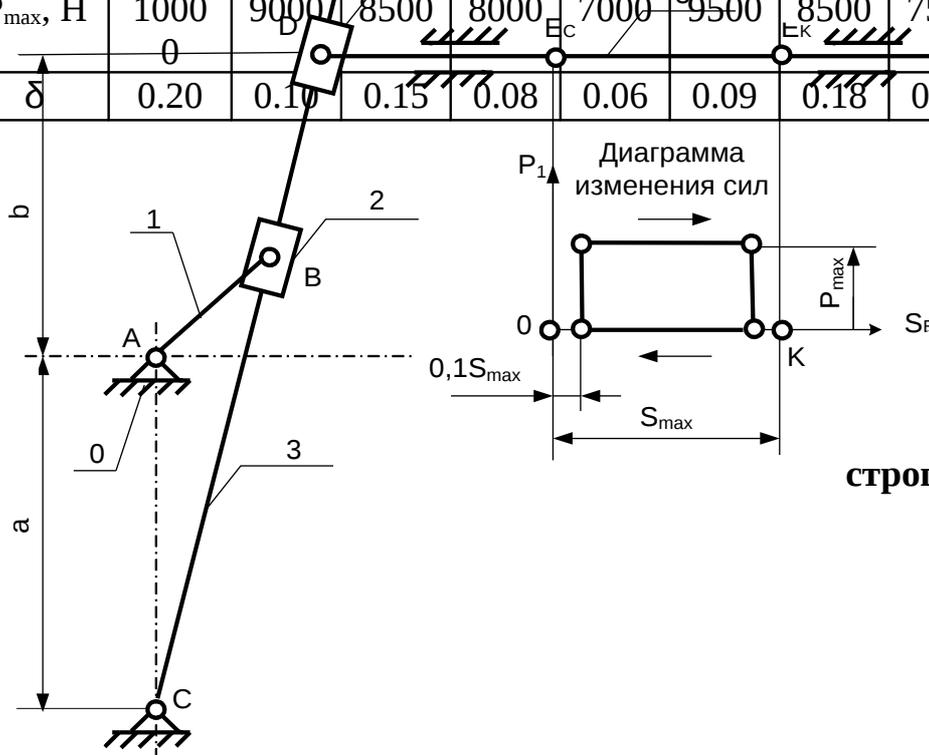
Транспортер



Данные к листу №1 – кинематический и динамический анализ механизма транспортера

Данные к листу №2 – проектирование редуктора

№вар	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Наим	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$n_1, \text{об}^{-1}$	30	35	40	45	50	55	60	65	70	75
$l_{AB}, \text{М}$	0.13	0.08	0.18	0.07	0.10	0.11	0.09	0.15	0.16	0.17
$l_{CD}, \text{М}$	0.18	0.12	0.33	0.25	0.36	0.20	0.15	0.20	0.22	0.28
$l_{DE}, \text{М}$	0.45	0.20	0.95	1.50	1.00	0.90	0.45	0.85	0.75	0.60
$a, \text{М}$	0.05	0.03	0.10	0.02	0.06	0.06	0.07	0.08	0.09	0.05
$P_{\max}, \text{Н}$	1000	9000	8500	8000	7000	9500	8500	7500	6500	10000
δ	0.20	0.10	0.15	0.08	0.06	0.09	0.18	0.12	0.13	0.10



ЗАДАНИЕ №19

Поперечно-строгальный станок

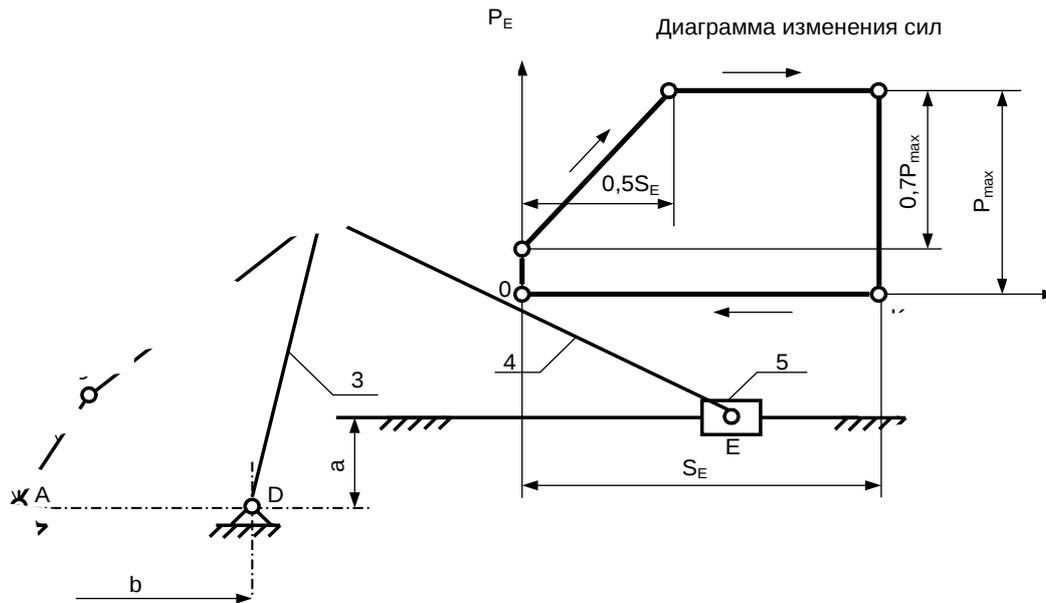
**Данные к листу №1 – кинематический и динамический анализ
механизма поперечно- строгального станка**

Данные к листу №2 – проектирование редуктора

№вар Наим	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$n_{\text{ш}} \cdot 10^3$ №Ва	180	220	200	240	260	280	300	270	250	200
p Наим	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
l_{AB} , м	0.05	0.05 5	0.06	0.06 5	0.05 5	0.06	0.07	0.05	0.06	0.04
a, м	0.90	1.00	1.10	1.20	0.95	1.05	1.15	0.25	0.90	1.00
b, м	0.80	0.75	0.80	0.90	0.95	0.80	0.75	0.80	0.90	0.95
P_{max} , Н	4200	3600	3400	3500	4000	3400	3200	3300	4200	3600
δ	0.02 2	0.02	0.01 8	0.02 9	0.03 3	0.02 2	0.02	0.01 8	0.02 9	0.033

ЗАДАНИЕ №20

Строгальный станок



Данные к листу №1 – кинематический и динамический анализ механизма строгального станка

Данные к листу №2 – проектирование редуктора

№вар Наим	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
№вар Наим $n_1, об^{-1}$	70	60	85	90	100	110	120	150	180	200
$l_{AB}, м$	0.50	0.45	0.40	0.35	0.30	0.25	0.50	0.45	0.40	0.35
$l_{BC}, м$	1.80	1.80	1.70	1.70	1.60	1.60	1.50	1.50	1.80	1.80
$l_{CD}, м$	1.65	1.60	1.45	1.50	1.50	1.35	1.40	1.40	1.25	1.30
$l_{CE}, м$	1.90	1.90	1.80	1.85	1.90	1.90	1.80	1.85	1.90	1.90
$a, м$	0.80	0.70	0.60	0.50	0.60	0.70	0.80	0.80	0.70	0.60
$b, м$	2.0	2.1	2.1	2.2	2.2	2.3	2.3	2.4	2.4	2.5
$P_{max}, Н$	5000	4500	4000	3500	3000	2500	5000	4500	4000	3500
δ	0.08	0.10	0.12	0.15	0.12	0.10	0.08	0.08	0.10	0.12

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Артоболовский И.И. Теория механизмов и машин. – М.: Наука, 1988.
2. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Детали машин. Курсовое проектирование: Учеб. пособие для машиностроит. спец. учреждений среднего профессионального образования. – 5-е издание, дополн. – М.: Машиностроение, 2004. – 560 с. ил.
3. Дунаев П.Ф. Конструирование узлов и деталей машин: Учеб. пособие для студ. высш. учеб. заведений / П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов. – 9-е изд., перераб. и доп. – М.: Издательский центр «Академия», 2006. – 496 с.
4. 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., 2004. – 458 с.: ил.
5. Лоцманенко В.В., Кочегаров Б.Е. Проектирование механизмов и машин: Учеб. пособие. Владивосток: Изд-во ДВГТУ, 2003.
6. Марченко С.И., Марченко Е.П., Логинова Н.В. Теория механизмов и машин / серия «Сдаем экзамен». – Ростов н/Д: Феникс, 2003.
7. Правила оформления дипломных и курсовых работ (проектов): Стандарт Амурского государственного университета. Благовещенск: Амурский гос. ун-т, 2006.
8. Сапрыкин В.Н. Техническая механика / Серия «Учебники, учебные пособия». – Ростов н/Д: Феникс; Харьков: Торсинг, 2003.
9. Смелягин А.И. Теория механизмов и машин. Курсовое проектирование: Учебное пособие. – М.: ИНФРА – М.; Новосибирск: Изд-во НГТУ, 2003. – 263 с. – (Серия «Высшее образование»).
10. Теория механизмов и машин. Под ред. К.В. Фролова. М.: Высшая школа, 1998.
11. Юдин В.А., Петрокас Л.В. Теория механизмов и машин. – М.: Высшая школа, 1977.

12. Юдин В.А., Барсов Г.А., Чупин Ю.Н. Сборник задач по теории механизмов и машин: Учеб. пособие. М.: Высшая школа, 1982.

ЛАБОРАТОРНЫЕ РАБОТЫ

Лабораторная работа № 1

Тема: Составление структурных и кинематических схем механизмов

Цель работы:

- ознакомление с принципом действия и строением наиболее распространенных механизмов (по имеющимся моделям);
- изучение применяемых для обозначения на кинематических схемах условных изображений звеньев и кинематических пар;
- составление структурных схем механизмов;
- составление кинематических схем механизмов по размерам, снятым с моделей плоских механизмов;

Порядок проведения работы:

1. Ознакомиться с механизмом, установить его назначение и название.
2. Приведя в движение входное звено, проследить характер движения промежуточных и входного звеньев.
3. Определить какие кинематические пары образуют звенья механизма друг с другом (плоские или пространственные, высшие или низшие, вращательные или поступательные, определить класс пары).
4. Составить структурную схему механизмов. Для этого:
 - А) вычертить одно из положений входного звена, при котором достаточно видны все остальные звенья;
 - Б) построить положение остальных звеньев механизма;

В) пронумеровать звенья арабскими цифрами в порядке их присоединения к входному звену механизма;

Г) обозначить кинематические пары большими буквами латинского алфавита.

5. Измерить необходимые параметры звеньев: расстояния между центрами шарниров, постоянные углы между плечами звеньев. Составить таблицу звеньев (в нее включить длину звена в метрах, название звена).

6. Выбрать масштабный коэффициент длины (μ_l) для построения кинематической схемы.

7. Перевести размеры звеньев в миллиметры чертежа.

8. Построить кинематическую схему механизма. Для этого:

а) провести разметку всех неподвижных центров шарниров, соединяющих стойку с подвижными звеньями, и нанести положение неподвижных направляющих поступательных кинематических пар механизма;

б) повторить подпункты а - г пункта 4.

9. Направление движения входного звена показать стрелкой.

Контрольные вопросы.

1) Что называется механизмом?

2) Что называется звеном механизма?

3) Что называется входным, выходным, промежуточными звеньями?

4) Как классифицируются звенья по виду движения?

5) Что называется кинематической парой?

6) Как классифицируются кинематические пары по числу условий связи и по числу степеней свободы?

7) Какие кинематические пары относятся:

а) к высшим;

б) к низшим;

в) к плоским;

г) к пространственным?

8) Что называется кинематической цепью?

9) Чем отличается механизм от кинематической цепи?

10) Какие виды кинематических цепей существуют?

11) Какой механизм называется шарнирным?

12) Как классифицируются рычажные механизмы в зависимости от звеньев, входящих в их состав?

13) Дать определение структурной и кинематической схемы механизма.

14) Что такое масштабный коэффициент?

15) Как связаны между собой детали, образующие подвижное звено?

16) Как связаны между собой детали, образующие неподвижное звено?

17) Укажите, какие из перечисленных кинематических пар высшие, а какие – низшие: а) подшипник скольжения и вал, вращающийся в нем; б) каретка, перемещающаяся в направляющих и соприкасающаяся с ними по поверхности; в) контакт зубьев двух зубчатых колес; г) винт и неподвижная опора, в которой он вращается.

- 18) Детали каких пар подвергаются большему износу и почему?
- 19) Начертите условные изображения следующих элементов кинематических схем: а) соединение двух подвижных звеньев, составляющих вращательную пару; б) соединение подвижного и неподвижного звеньев, составляющих вращательную пару; в) соединение неподвижного звена и подвижного, перемещающегося поступательно; г) подшипник: радиальный и упорный; передачи зубчатые: цилиндрическую, коническую и червячную.
- 20) Какие виды кинематических цепей вы знаете?
- 21) Влияют ли размеры звеньев на принцип действия механизмов?
- 22) Учитывают ли конструктивную форму звеньев при вычерчивании кинематических схем механизмов?
- 23) Какой размер звена вычерчивается на схеме: полная длина звена или расстояние между центрами кинематических пар?
- 24) Определите истинную длину звена, если отрезок, изображающий это звено на кинематической схеме $l=200$ мм, а масштабный коэффициент длины $\mu_l=0,005$ м/мм.
- 25) Какими кинематическими парами (низшими или высшими) сочленены звенья кривошипно-шатунного механизма?

Лабораторная работа № 2

Тема: Структурный анализ рычажных механизмов и механизмов с высшими кинематическими парами

Цель работы:

- определение степени подвижности механизма;
- определение входных звеньев;
- выявление пассивных связей и местных подвижностей;
- определение класса и порядка каждой группы Ассура, входящей в состав механизма;
- определение класса и порядка механизма в целом;
- составление формулы структурного строения механизма.

Порядок проведения работы:

1. Определите степень подвижности механизмов по формуле Чебышева.
2. Если W механизма не совпадает с числом входных звеньев, необходимо выявить звенья, создающие пассивные связи или местные подвижности и исключить их из исследуемого механизма. При наличии в механизме высших кинематических пар произвести условную замену каждой пары одним звеном с двумя низшими парами и начертить схему мгновенного заменяющего механизма, при котором наиболее хорошо видны все звенья.

Определите входное звено механизма и отделите начальный механизм.

3. Выделите присоединенные к начальному механизму группы Ассура и определите их класс и порядок. При выделении структурных групп необходимо:

- определить кинематическую цепь (структурную группу Ассура),

которая присоединяется последней в порядке наложения;

- выделить следующую в порядке наложения структурную группу

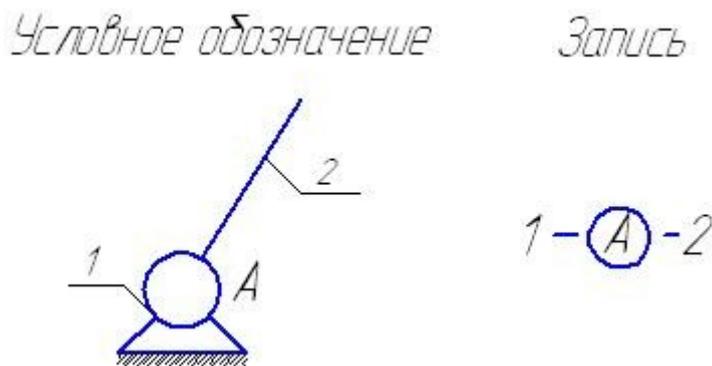
Ассура и так до тех пор, пока не останется начальный механизм I класса I порядка.

4. При проведении структурного анализа следует помнить следующее:

- одно и то же звено или одна и та же пара не может принадлежать различным кинематическим цепям;

- отсоединенная часть механизма должна удовлетворять условию (2);
- оставшаяся кинематическая цепь должна обладать той же степенью подвижности, что и исходный механизм;
- структурный анализ следует проводить от всех возможных входных звеньев, так как в зависимости от выбора входного звена может изменяться класс и порядок механизма в целом;
- необходимо следить за тем, чтобы ошибочно не принять несколько простых групп за одну группу более высокого класса (или порядка), потому надо в первую очередь выделять простые группы.

5. При структурном анализе следует делать записи, в которых вращательная кинематическая пара 5-го класса обозначается буквой, обведенной в кружок, а поступательная в квадрат:



Что означает: звено 1 соединяется со звеном 2 вращательной кинематической парой 5-го класса.



Что означает: звено 1 соединяется со звеном 2 поступательной кинематической парой 5-го класса.

6. Составьте формулу структурного строения механизма, показывающую порядок присоединения групп Ассур к начальному механизму.

7. Определите по формуле структурного строения класс механизма по классификации Ассура-Артоболевского.

Контрольные вопросы.

- 1) Что определяет степень подвижности?
- 2) По какой формуле определяется степень подвижности механизма?
- 3) Сколько степеней свободы имеет свободное звено в плоскости?
- 4) Сколько степеней свободы отнимает от механизма низшая пара и сколько высшая?
- 5) Какие задачи решаются в ходе структурного анализа механизмов? В чем сущность структурной классификации плоских механизмов?
- 6) Что называется группой Ассура? Как определяются класс, порядок, и вид группы Ассура? Приведите примеры групп Ассура II класса.
- 7) Объясните физический смысл числовых коэффициентов в структурной формуле общего вида.
- 8) Как определяется класс механизма?
- 9) Что собой представляют пассивные связи, какое влияние они оказывают на механизм?
- 10) Объясните назначение местных подвижностей.
- 11) Каким образом структурную классификацию плоских механизмов можно распространить на механизмы с высшими кинематическими парами?

Тема: Кинематика рычажных механизмов. Программы расчета на ЭВМ.

Цель работы:

- произвести геометрический и кинематический анализ механизма, имеющего одну степень свободы и одну группу Ассура (второго класса, второго порядка) с различными вариантами сборок механизма;
- определить графически значения первой и второй передаточных функций механизма для заданного положения входного звена;
- подготовить исходные данные о рассматриваемом механизме, составив таблицу для ввода в ПЭВМ;
- сравнить графоаналитический и аналитический методы.

Содержание отчета.

Отчет о работе должен содержать:

- схему механизма, исходные данные и постановку задачи;
- расчет кинематики механизма в одном положении;
- таблицу сравнения результатов расчета.

Контрольные вопросы.

1. Структура исследуемого машинного агрегата. Назначение её функциональных частей.
2. Расскажите об особенностях рычажного механизма (название механизма, название звеньев, число степеней свободы, условие связи в кинематических парах, количество кинематических пар в механизме).
3. Расскажите о структурном анализе рычажного механизма, использованного в лабораторной работе (входные и выходные звенья, начальное звено и обобщенная координата, структурная группа, образующая механизм).

4. Какие конструктивные ограничения наложены на плоскую схему рычажного механизма (число степеней свободы для плоской и пространственной схемы механизма, наличие избыточных связей, какие ограничения на движение звеньев или относительное расположение элементов кинематических пар наложены при плоском варианте схемы механизма?).

5. Кинематическая и структурная схема механизма. Принципы их построения.

6. Какие задачи решаются при кинематическом анализе механизма?

7. Чем определяется последовательность кинематического анализа механизма?

8. Что такое функция положения?

9. Методы определения функции положения и передаточных функций.

10. Что такое аналог скорости, что такое аналог ускорения, какова их размерность.

11. Как связаны аналог скорости и скорость, аналог ускорения и ускорение?

12. Что такое сборка механизма? Постройте механизм с иной сборкой звеньев.

13. Признаки сборок структурных групп, вводимые в ЭВМ.

14. Что называют мёртвым (особым) положением структурной группы? Возможны ли эти, положения в исследуемом механизме? Что предпринимается для прохода звеньев через эти положения?

15. Расскажите об алгоритме расчетов кинематических характеристик с применением ЭВМ. Какие соотношения в аналитической форме были использованы? Расскажите о блок-схеме подпрограммы расчетов кинематических передаточных функций с применением ЭВМ.

Лабораторная работа № 4

Тема: Построение профиля кулачка по заданному закону движения толкателя.

Цель работы:

- изучение наиболее распространенных законов движения кулачковых механизмов;
- ознакомление с практическими приемами проектирования кулачковых механизмов по заданному закону движения толкателя.
- научиться строить профиль кулачка по заданному закону движения толкателя.

Содержание отчета.

1. Наименование и цель работы;
2. Схема кулачкового механизма;
3. Значения исходных параметров механизма;
4. Циклограмма;
5. График закона движения толкателя и его масштабные коэффициенты;
6. Таблица с результатами расчета перемещений толкателя $S=f(\varphi)$ или $\psi=f(\varphi)$;
7. Профиль кулачка на бумажной заготовке.

Контрольные вопросы.

1. Назовите преимущества и недостатки кулачковых механизмов по сравнению с рычажными механизмами.
2. Дайте определение угла давления. Какое влияние он оказывает на работу и коэффициент полезного действия кулачкового механизма?

3. Какие законы движения желательнее употреблять в быстроходных кулачковых механизмах?
4. Как определяется минимальный радиус кулачка по заданному закону движения толкателя и углу давления для плоского кулачкового механизма с поступательно движущимся толкателем, с качающимся толкателем?
5. Показать участки профиля кулачка, в которых при движении наблюдаются «жесткие», «мягкие», удары, безударное движение.
6. Каковы преимущества и недостатки силового замыкания?
7. Каким образом диаметр ролика влияет на долговечность кулачкового механизма в целом?
8. Каким образом радиус начальной шайбы влияет на долговечность кулачкового механизма в целом?
9. Объяснить явление среза профиля кулачка механизма с роликовым толкателем? При каких условиях он наблюдается?
10. Изменяется ли закон движения толкателя при увеличении минимального радиуса кулачка?
11. Изменяется ли закон движения толкателя при уменьшении минимального радиуса кулачка? В каких случаях?
12. При каких условиях наблюдается срез профиля кулачка механизма с плоским толкателем?
13. Почему кулачковом механизме с плоским толкателем профиль кулачка должен быть выпуклым?
14. Почему радиус ролика должен быть всегда меньше минимального радиуса кривизны теоретического профиля кулачка?

15. При каком законе движения толкателя ускорение и угол давления принимают максимальные значения?
16. Как влияет радиус начальной шайбы кулачка на угол давления?
17. При каком условии обеспечивается постоянный контакт толкателя и кулачка?
18. Какие геометрические параметры получаем на совмещенной диаграмме?
19. Каким способом проводится профилирование кулачка?

Лабораторная работа № 5

Тема: Построение профиля зуба эвольвентного зубчатого зацепления

Цель работы:

- ознакомиться с изготовлением зубчатых колес методом огибания (обкатки) с помощью инструментальной рейки;
- ознакомиться с изготовлением зубчатых колес методом огибания (обкатки) с помощью долбяка;
- усвоить методику геометрического расчета;
- ознакомиться с явлением подрезания зубьев в процессе их изготовления.

Содержание отчета.

Отчет о работе должен содержать:

- бумажный круг – заготовки с профилем зубьев, полученных при различных значениях коэффициента смещения;
- таблицу расчетов параметров колес при различных значениях коэффициента смещения;

- выводы о влиянии величины смещения на параметры зубчатых колес.

Контрольные вопросы.

1. Что такое угол передачи движения?
2. Сформулируйте и докажите основную теорему зацепления.
3. Какому условию должны удовлетворять профили зубьев передачи с постоянным передаточным отношением?
4. Что такое эвольвента окружности, как её построить?
5. Что называется модулем и шагом зацепления?
6. По модулю и числу зубьев определите параметры (неисправленного) колеса, радиусы четырех окружностей (делительной, основной, впадин и выступов), шаг зацепления, толщину зуба по делительной окружности.
7. В чем заключается явление подрезания зубьев и при каких условиях оно возникает?
8. Почему в большинстве случаев ножка зуба колеса изнашивается сильнее, чем головка зуба?
9. Почему дуга зацепления должна быть больше шага?
10. Как расположена делительная прямая рейки относительно делительной окружности колеса при $x=0$; $x>0$; $x<0$?
11. Как определить коэффициент смещения при котором возникает подрезание зуба?
12. Какие параметры зубчатого колеса зависят от смещения? Какие не зависят?

13. Как влияет коэффициент смещения на коэффициент перекрытия зубчатой передачи?

14. Показать угол давления для любой точки профиля зуба.

Лабораторная работа № 6

Тема: Кинематическое исследование планетарно-дифференциальных зубчатых передач.

Цель работы:

- ознакомиться с методикой составления кинематических схем рядовых зубчатых передач;

- ознакомиться с методикой составления кинематических схем планетарных редукторов;

- научиться определять передаточное отношение рядовых передач аналитическим и графическим методом;

- научиться определять передаточное отношение планетарных редукторов аналитическим и графическим методом;

Содержание отчета.

1. Наименование и цель работы.

2. Кинематические схемы предложенных для исследования передач вычерченные в масштабе чисел зубьев.

3. Таблицу кинематических пар.

4. Результаты определения по формуле Чебышева степени подвижности передач.

5. Результаты определения передаточных отношений рядовой передачи и планетарного редуктора аналитическим, графическим и экспериментальным путем.

6. Анализ полученных результатов.

Контрольные вопросы.

1. Каковы основные преимущества и недостатки планетарных передач?

2. Какова область применения дифференциальных механизмов?

3. От чего зависит К.П.Д. планетарных передач?

1. Каковы степени свободы планетарного и дифференциального механизмов?

2. В чем заключается метод обращения движения и где он используется?

3. Составьте схему планетарного редуктора и выведите формулу для определения передаточного отношения.

4. Какой из редукторов Джемса или Давида следует применять в силовых тяжело нагруженных передачах и почему?

5. В чем заключается условия соосности и соседства?

Лабораторная работа № 7.

Тема :Кинестатический анализ рычажных механизмов..

Цель работы:

- ознакомиться с методикой проведения кинестатического исследования плоских механизмов;

- определить по величине и направлению силы и моменты от сил инерции;

- определить по величине и направлению давление во всех кинематических парах и уравнивающего (движущего) момента на входном звене;

- научиться составлять таблицы для кинетостатического исследования на ЭВМ.

Отчет должен содержать:

1. Расчет значений рабочей нагрузки механизма. (Для этого необходимо воспользоваться результатами кинематического исследования механизма).
2. Кинематическая схема механизма с силовой нагрузкой.
3. Таблицу параметров для ввода в ПЭВМ.
4. Результаты расчета сил инерции графоаналитическим и аналитическим методом.
5. Анализ полученных результатов.

Контрольные вопросы.

1. Какова цель кинетостатического анализа механизма?
2. Какие методы и принципы механики используются при кинетостатическом анализе?
3. Какова последовательность кинетостатического анализа? Почему принимается такая последовательность?
4. Каким образом и почему выбирается положение для кинетостатического анализа?
5. Почему кинематический расчет проводят по группам Ассур, а не по звеньям?

6. Какие силы, приложенные к группе Ассур, относятся к внешним, какие к внутренним?
7. Какие силы, приложенные к механизму - внешние, а какие внутренние?
8. Как определять модуль и направление силы инерции, приложенных к заданному звену, момента силы инерции?
9. Как определить реакцию в заданном шарнире?
10. Как определять тангенциальную составляющую реакция в заданном шарнире?
11. Какой физический смысл имеет план сил?
12. Как проводится проверка методом Жуковского?
13. Какой физический смысл рычага Жуковского?
14. Почему при расчете входного звена к нему прикладывается уравновешивающий момент?
15. Каким образом можно заменить силу инерция и момент от силы инерции, действующих в одном звене, одной силой?
16. На основании какого принципа находится уравновешивающий момент по рычагу Жуковского?
17. Физический смысл уравновешивающего момента и приведенного момента?

Лабораторная работа № 8.

Тема: Экспериментальное определение приведенных моментов инерции рычажных механизмов.

Цель работы:

- ознакомление с принципом действия приборов для определения приведенного момента инерции экспериментальным методом;

- изучение свободных колебаний для определения приведенного момента инерции.

- ознакомление с одним из экспериментальных методов определения моментов инерции;

Содержание отчета.

Отчет должен содержать:

1. Название и цель работы.
2. Сводную таблицу величин, получаемых в результате эксперимента и расчетов значений периода колебаний, приведенной массы, приведенного момента инерции.
3. График изменения приведенного момента инерции в зависимости от угла поворота входного звена.

Контрольные вопросы.

1. Какими параметрами характеризуется геометрия масс звена?
2. Что служит мерой инертности звена при поступательном движении?
3. Что называется моментом инерции звена относительно некоторой оси?
4. В чем заключается теорема Гюйгенса о моментах инерции относительно параллельных осей?
5. Какой из моментов инерции звена больше относительно центральной оси или относительно параллельной ей оси?
6. Что представляет собой радиус инерции звена?
7. Какова размерность момента инерции звена и радиуса инерции звена?
8. Какое условие положено в основу приведения масс и моментов инерции?
9. Что называется звеном приведения?

10. В чем отличие приведения масс для поступательно двигающегося и для вращающегося звена приведения?
11. Зависит ли приведенный момент инерции от закона движения механизма?
12. Какие существуют методы определения приведенного момента инерции?
13. Зависит ли величина приведенного момента инерции от скорости звена приведения?

Лабораторная работа № 9.

Тема: Балансировка роторов.

Цель работы:

- ознакомиться с методикой практических приемов статического и динамического уравнивания вращающихся масс звеньев;
- произвести балансировку вращающегося звена.

Содержание отчета.

1. Наименование и цель работы.
2. Схема лабораторной установки.
3. Вес грузов, расстояния, на котором они установлены от оси вращения, а также углы их установления на дисках.
4. Схема размещения неуравновешенных грузов и противовесов при повторном уравнивании.
5. Анализ полученных результатов.

Контрольные вопросы.

1. Почему необходимо уравнивать силы инерции в роторах?

2. Как и зачем силы инерции, действующие в нескольких плоскостях, перпендикулярных к оси вращения, приводятся к двум плоскостям коррекции?
3. С какой целью в лабораторной работе рассмотрены два принципиально разных метода балансировки роторов?
4. В каком случае применяется частичное уравнивание сил инерции?
5. В каком случае применяется полное уравнивание сил инерции?
6. Уравнивание первой гармоники главного вектора сил инерции с помощью вращающихся противовесов?
7. Уравнивание главного вектора сил инерции с помощью противовесов, установленных на звенья.