

**Министерство образования и науки Российской Федерации
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
«Амурский государственный университет»**

Кафедра автоматизации производственных процессов и электротехники

УЧЕБНО-МЕТОДИЧЕСКИЙ КОМПЛЕКС ДИСЦИПЛИНЫ
Техническая механика

Основной образовательной программы специальностей:–

140204.65 - Электрические станции

140205.65 – Электроэнергетические системы и сети

140211.65 – Электроснабжение

140203.65 – Релейная защита и автоматизация электроэнергетических

систем

:

Благовещенск 2012 г.

УМКД разработан к.т.н., профессором Волковым Сергеем Петровичем

Рассмотрен и рекомендован на заседании кафедры.

Протокол заседания кафедры от «___» 2012 года №___

Зав. кафедрой

А.Н.Рыбалёв

Содержание

1. Рабочая программа учебной дисциплины	4
2. Краткое изложение программного материала	15
2.1. Лекции	15
2.2. Лабораторные работы	167
2.3. Практические занятия	185
2.4. Курсовое проектирование	185
2.5. Задания на курсовое проектирование	209
3. Методические указания (рекомендации)	230
3.1. Методические указания для преподавателя	230
3.2. Методические указания для студентов	232
3.3. Методические указания к самостоятельной работе студента	232
4. Контроль знаний	236
5. Интерактивные технологии и инновационные методы, используемые в образовательном процессе	236

1. Рабочая программа дисциплины

1. ЦЕЛИ И ЗАДАЧИ ОСВОЕНИЯ ДИСЦИПЛИНЫ

Целью освоения дисциплины «Техническая механика» является изучение основных разделов технической механики, освоение математических методов исследований механических систем и создание у студентов научной базы для последующего изучения общеинженерных и специальных дисциплин.

Задача дисциплины:

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

2. МЕСТО ДИСЦИПЛИНЫ В СТРУКТУРЕ ООП ВПО:

Дисциплина «Техническая механика» входит в раздел общепрофессиональных дисциплин федерального компонента (ОПД.Ф.03.02). Знания, получаемые в ходе изучения данной дисциплины, могут быть использованы при выполнении расчетов по дисциплине «Электромеханика», а также могут быть полезны при выполнении научно-исследовательских работ студентов.

Для освоения дисциплины необходимо знать:

- 1) курс высшей математики;
- 2) численные методы расчетов;
- 3) курс информатики;
- 4) курс физики;
- 5) курс инженерной графики;
- 6) курс теоретической механики.

ФЕДЕРАЛЬНЫЙ КОМПОНЕНТ

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. Напряженное состояние детали и элементарного объема материала.

Механические свойства конструкционных материалов. Расчет 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.

3. ТРЕБОВАНИЯ К УРОВНЮ ОСВОЕНИЯ СОДЕРЖАНИЯ ДИСЦИПЛИНЫ

В результате освоения дисциплины студенты должны приобрести следующие навыки:

знать: виды, методы анализа и синтеза исполнительных механизмов машин; методы расчета типовых деталей машин по несущей способности, основы технических измерений и взаимозаменяемости; конструкции типовых деталей, узлов, приводов машин;

уметь: составлять и читать схемы механизмов, рабочие и сборочные чертежи деталей и узлов машин, составлять расчетные схемы валов машин, соединений, уметь осуществлять подпор конструкционных материалов по условиям работы деталей;

владеть: методиками исследования, проектирования и навыками конструирования типовых механизмов и узлов машин.

4. СТРУКТУРА И СОДЕРЖАНИЕ ДИСЦИПЛИНЫ «Техническая механика»

Общая трудоемкость дисциплины составляет 139 часов

№ п/п	Раздел дисциплины	Виды учебной работы				Формы текущего контроля
		Лекции (час.)	Практические занятия (час.)	Лабораторные раб. (час.)	СРС (час.)	
<i>Семестр 3</i>						
1	Раздел 1 «Основы теории механизмов и машин»	12	10	12	8	Посещение лекций. Опрос по теме. Расчетно-графическая работа № 1 Контрольные работы №1, №2 Промежуточный тест по разделу
	1.1 Задачи курса технической механики, структура механизмов;	2				
	1.2 Синтез рычажных механизмов;	1				
	1.3 Рычажные механизмы, кинематический анализ;	2				
	1.4 Силовой расчет рычажных механизмов;	2				
	1.5 Механизмы с высшими кинематическими парами;	1				
	1.6 Классификация законов движения толкателя;	2				
	1.7. Зубчатые механизмы;	2				
2	Раздел 2 «Основы теории прочности»	10	4	2	8	Посещение лекций. Опрос по теме. Расчетно-графические работы №2, №3, №4 Промежуточный тест по разделу
	2.1 Принципы инженерных расчетов: расчетные модели геометрической формы, материала и предельного состояния, типовые элементы изделий.	2				
	2.2 Напряженное состояние детали и элементарного объема	3				

	<p>материала. Теория напряженных и деформированных состояний. Понятия и виды напряженного состояния материала деталей. Главные напряжения. Главные площадки;</p> <p>2.3. Геометрические характеристики сечения;</p> <p>2.4 Деформации при растяжении и сжатии;</p> <p>2.5 Кручение. Напряжения деформации в стержнях круглого поперечного сечения;</p> <p>2.6 Изгиб. Общее понятие о деформациях изгиба;</p>	1				
		1				
		1				
		1				
		1				
3	<p>Раздел 3 «Основы проектирования и конструирования»</p> <p>3.1 Особенности проектирования изделий: виды изделий, требования к ним, стадии разработки. Механические свойства конструкционных материалов. Расчет несущей способности типовых элементов;</p> <p>3.2 Технические измерения, системы допусков и посадок. Виды размерных цепей. Сопряжение деталей;</p> <p>3.3 Механические передачи трением и зацеплением. Классификация, назначение, область применения;</p> <p>3.4 Валы и оси, соединения вал-втулка. Прямые и гибкие. Муфты;</p> <p>3.5 Соединения разъемные и неразъемные: резьбовые, заклепочные, сварные, паяные, клеевые;</p> <p>3.6. Опоры. Подшипники скольжения и качения;</p> <p>3.7 Упругие элементы. Пружины;</p> <p>3.8 Особенности</p>	14	4	4	11	<p>Посещение лекций.</p> <p>Опрос по теме.</p> <p>Контрольная работа №3</p> <p>Промежуточный тест по разделу</p>
		3				
		2				
		2				
		1				
		2				
		1				
		1				
		1				
		1				

	конструирования корпусных деталей. Уплотнительные устройства; 3.9. Приводы. Требования и назначение. Выбор электродвигателя.	1				
4	Подготовка к экзамену				18	
<i>Семестр 4</i>						
1	Курсовой проект Посвящен анализу и синтезу исполнительных механизмов технологических машин общего назначения.				40	Курсовой проект состоит из двух частей: графическая часть включает в себя 4 листа чертежей формата А1: лист 1 - кинематический анализ рычажного механизма; лист 2 – силовой анализ рычажного механизма; лист 3 – сборочный чертеж редуктора привода машины; лист 4 – рабочие чертежи деталей редуктора; расчетная часть выполняется в виде пояснительной записки к проекту в объеме 40-50 листов формата А4 и оформляется в соответствии с требованиями стандарта организации СТО СМК 4.2.3.05-2011 «Оформление выпускных квалификационных и курсовых работ (проектов)
2	Защита курсового проекта					

5. СОДЕРЖАНИЕ РАЗДЕЛОВ И ТЕМ ДИСЦИПЛИНЫ

5.1 ЛЕКЦИИ

Раздел 1 «Основы теории механизмов и машин» Задачи курса технической механики, основные понятия и определения, классификация машин. Структура механизмов. Синтез рычажных механизмов, методы синтеза: метрический, кинематический, динамический. Оптимизационный синтез. Кинематический анализ, методы кинематического анализа: графический, графочисленный, аналитический. Силовой расчет рычажных механизмов, цель и задачи силового расчета. Кинетостатика кривошипно-ползунного механизма. Механизмы с высшими кинематическими парами. Кулачковые механизмы, классификация, назначение, область применения. Основные этапы проектирования. Классификация законов движения толкателя. Синтез кулачковых механизмов по заданному углу давления и закону движения толкателя. Зубчатые механизмы: классификация, назначение, область применения. Кинематика зубчатых передач.

Раздел 2 «Основы теории прочности» Принципы инженерных расчетов: расчетные модели геометрической формы, материала и предельного состояния, типовые элементы изделий. Напряженное состояние детали и элементарного объема материала. Теория напряженных и деформированных состояний. Понятия и виды напряженного состояния материала деталей. Главные напряжения. Главные площадки. Геометрические характеристики сечения. Деформации при растяжении и сжатии. Кручение. Напряжения деформации в стержнях круглого поперечного сечения. Изгиб. Общее понятие о деформациях изгиба.

Раздел 3 «Основы проектирования и конструирования» Особенности проектирования изделий: виды изделий, требования к ним, стадии разработки. Механические свойства конструкционных материалов. Расчет несущей способности типовых элементов. Технические измерения, системы допусков и посадок. Виды размерных цепей. Сопряжение деталей. Механические передачи трением и зацеплением. Классификация, назначение, область применения. Валы и оси, соединения вал-втулка. Прямые и гибкие. Муфты. Соединения разъемные и неразъемные: резьбовые, заклепочные, сварные, паяные, клеевые. Опоры. Подшипники скольжения и качения. Упругие элементы. Пружины. Особенности конструирования корпусных деталей. Уплотнительные устройства. Приводы. Требования и назначение. Выбор электродвигателя.

5.2 ПРАКТИЧЕСКИЕ ЗАНЯТИЯ

1. Классификация механизмов. Определение класса и порядка механизмов. Построение заменяющих механизмов.
2. Построение планов скоростей и ускорений. Определение угловых скоростей и угловых ускорений звеньев. Частные положения механизмов.
3. Расчет приведенных сил и приведенных моментов сил. Расчет маховика.
4. Определение основных размеров кулачковых механизмов. Угол давления и угол передачи. Циклограмма.
5. Исследование кинематики сложных зубчатых и планетарных передач графическим и аналитическим методами. Формула Виллиса, метод обращения движения.
6. Определение нормальных сил, деформаций и нормальных напряжений при растяжении - сжатии круглого ступенчатого стержня. Построение эпюр.
7. Определение крутящих моментов, касательных напряжений и угловых деформаций при кручении круглого ступенчатого вала.
8. Определение поперечных сил, изгибающих моментов и напряжений при чистом изгибе. Подбор профиля балки. Построение эпюр.
9. Расчет подшипников качения редуктора.

5.3 ЛАБОРАТОРНЫЕ РАБОТЫ

Предлагается список лабораторных работ. Преподаватель составляет график выполнения работ для каждой бригады (3 человека).

1. Составление структурных схем механизмов по моделям.
2. Структурный анализ рычажных механизмов и механизмов с высшими парами.
3. Построение профиля кулачка по заданному закону движения.
4. Построение профиля зуба эвольвентного зубчатого зацепления.
5. Кинематическое исследование планетарно-дифференциальных зубчатых передач.
6. Определение коэффициента полезного действия редуктора.
7. Испытания конструкционных материалов при осевом растяжении.
8. Изучение конструкции редукторов.
9. Изучение подшипников качения и узлов опор.

6. САМОСТОЯТЕЛЬНАЯ РАБОТА СТУДЕНТОВ

№ п/п	№ раздела (темы) дисциплины	Форма (вид) самостоятельной работы	Трудоемкость в часах
<i>Семестр 3</i>			
1	Раздел 1 «Основы теории механизмов и машин»	Выполнение расчетно-графической работы № 1 «Структурный анализ механизмов»; Подготовка и выполнение контрольной работы №1 «Структурный анализ механизмов»; Подготовка и выполнение контрольной работы №2 «Кинематический анализ рычажных механизмов»; Подготовка к промежуточному тесту.	8
2	Раздел 2 «Основы теории прочности»	Выполнение расчетно-графической работы № 2 «Расчет ступенчатого стержня круглого сечения при растяжении - сжатии»; Выполнение расчетно-графической работы № 3 «Расчет ступенчатого вала круглого сечения при кручении»; Выполнение расчетно-графической работы № 4 «Расчет балки при прямом поперечном изгибе»; Подготовка к промежуточному тесту.	8
3	Раздел 3 «Основы проектирования и конструирования»	Подготовка и выполнение контрольной работы №3 «Кинематическое исследование зубчато-рычажных механизмов»; Подготовка к промежуточному тесту.	11
<i>Семестр 4</i>			
1	Курсовой проект	Выполнение курсового проекта, посвященного анализу и синтезу исполнительных механизмов технологических машин общего назначения. Курсовой проект состоит из: графической части, включающей в себя 4 листа чертежей формата А1, расчетная часть выполняется в виде пояснительной записки к проекту в объеме 40-50 листов формата А4 и оформляется в соответствии с требованиями стандарта организации СТО СМК 4.2.3.05-2011 «Оформление выпускных квалификационных и курсовых работ (проектов).	40

6.1 Подготовка конспектов по темам на самостоятельное изучение

Раздел 1 «Основы теории механизмов и машин» Промышленные роботы и манипуляторы. Способы регулирования угловой скорости входного звена. Виды регуляторов.

Раздел 2 «Основы теории прочности» Геометрические характеристики сечений элементов конструкций. Рабочая конструкторская документация (требования стандартов).

Раздел 3 «Основы проектирования и конструирования» Уплотнительные устройства. Расчет цилиндрических пружин. Конструкции муфт.

7. ОБРАЗОВАТЕЛЬНЫЕ ТЕХНОЛОГИИ

При чтении лекций по данной дисциплине используется такой неимитационный метод активного обучения, как «Проблемная лекция». Перед изучением раздела обозначается проблема, на решение которой будет направлен весь последующий материал раздела. При чтении лекции используются мультимедийные презентации.

При выполнении лабораторных работ используются прием интерактивного обучения «Кейс-метод»: выдается задание студентам для подготовки к выполнению работы; с преподавателем обсуждается цель работы и ход её выполнения; цель анализируется с разных точек зрения, выдвигаются гипотезы, делаются выводы, анализируются полученные результаты.

В качестве инновационных методов контроля используются: промежуточные и итоговые тесты.

В интерактивной форме проводятся 18 часов занятий.

8. ОЦЕНОЧНЫЕ СРЕДСТВА ДЛЯ ТЕКУЩЕГО КОНТРОЛЯ УСПЕВАЕМОСТИ, ПРОМЕЖУТОЧНОЙ АТТЕСТАЦИИ ПО ИТОГАМ ОСВОЕНИЯ ДИСЦИПЛИНЫ И УЧЕБНО-МЕТОДИЧЕСКОЕ ОБЕСПЕЧЕНИЕ САМОСТОЯТЕЛЬНОЙ РАБОТЫ СТУДЕНТОВ

8.1 Контролирующий тест

Промежуточный контролирующий тест проводится по разделам 1-3. В каждом тестовом задании от 15 до 20 заданий. Итоговый контролирующий тест проводится по всем разделам и выявляет теоретические знания, практические умения и аналитические способности студентов.

8.2 Экзаменационные вопросы

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-Артолеву. 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. Плоскоремённые 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.

8.3 Критерии оценки при сдаче экзамена

1. К сдаче экзамена допускаются студенты:

- посетившие все лекционные, лабораторные занятия данного курса;
- защитившие лабораторные работы;
- выполнившие все работы по промежуточному контролю знаний на положительную оценку.

При наличии пропусков и неудовлетворительных оценок темы пропущенных занятий должны быть отработаны.

Программные вопросы к экзамену доводятся до сведения студентов за месяц до экзамена.

2. Критерии оценки:

Итоговая оценка знаний студентов должна устанавливать активность и текущую успеваемость студентов в течение семестра по данному предмету.

Оценка «отлично» - ставится при наличии всех защищенных лабораторных работ, при 90 - 100 % правильных ответов на экзамене.

Оценка «хорошо» - ставится при наличии всех защищенных лабораторных работ, при 70 - 90 % правильных ответов на экзамене.

Оценка «удовлетворительно»- ставится при наличии всех защищенных лабораторных работ, при 50 - 70 % правильных ответов на экзамене.

Оценка «неудовлетворительно» - ставится при наличии всех защищенных лабораторных работ, до 50 % правильных ответов на экзамене.

9.УЧЕБНО-МЕТОДИЧЕСКОЕ И ИНФОРМАЦИОННОЕ ОБЕСПЕЧЕНИЕ ДИСЦИПЛИНЫ

а)основная литература:

1. Попов, Сергей Александрович. Курсовое проектирование по теории механизмов и механике машин [Текст] : учеб. пособие: рек. Мин. обр. РФ / С. А. Попов, Г. А. Тимофеев ; под ред. К. В. Фролова, 2008. - 456 с.
2. Волков, Сергей Петрович. Техническая механика. Курсовое проектирование [Текст] : учеб. пособие: рек. ДВ РУМЦ: в 2 ч. Ч. 1, 2008. - 170 с.
3. Аркуша, Александр Иоакимович. Техническая механика. Теоретическая механика и сопротивление материалов [Текст] : Учеб.: рек. Мин. обр. РФ / А.И. Аркуша, 2002. - 352 с.
4. Иванов М.Н. Детали машин [Текст] : Учеб.: рек. Мин. обр. РФ / М. Н. Иванов, В. А. Финогенов, 2002. - 408 с. с.
5. Завистовский В.Э. Техническая механика [Текст] : Учеб. пособие. Доп. Мин. обр. Респ. Беларусь / Завистовский В.Э., Захаров Н.М., 2000. - 416 с

б) дополнительная литература:

1. Техническая (прикладная) механика [Текст] : учеб.-метод. комплекс для спец. 140204, 140205, 140211,140203, 220301 / АмГУ, Эн.ф., 2009. - 364 с.
2. Детали машин: Атлас конструкций [Текст] : в 2 ч.: учеб. пособие: рек. Мин. обр. / под общ. ред. Д. Н. Решетова. Ч. 1, 1992. - 352 с.
3. Теория механизмов и машин [Текст] : учеб.: рек. Мин. обр. / К. В. Фролов [и др.] ; под ред. К. В. Фролова, 1987. - 496 с.
4. Юдин, Владимир Андреевич. Теория механизмов и машин [Текст] : учеб. пособие: рек. Мин. обр. / В. А. Юдин, Л. В. Петрокас, 1977. - 528 с.

в) программное обеспечение и Интернет-ресурсы:

1. Электронная библиотека АмГУ: <http://www.@amursu.ru/>

г) периодические издания:

1. Мехатроника, автоматизация, управления

10. МАТЕРИАЛЬНО-ТЕХНИЧЕСКОЕ ОБЕСПЕЧЕНИЕ ДИСЦИПЛИНЫ «Техническая механика»

№ п/п	Наименование лабораторий, ауд.	Основное оборудование
1	2	3
1	103	Учебные видеофильмы "Механизмы в современной технике". Модели механизмов. Плакаты по разделам "Теория механизмов и машин", "Сопротивление материалов" и "Детали машин". Приборы, лабораторные стенды и мерительный инструмент. Тесты. Программы расчета кинематических параметров механизмов

	на ПЭВМ. Образцы чертежей к выполнению курсового проекта. Методические указания к выполнению расчетно-графических заданий, лабораторных работ и курсового проекта.
--	--

2. Краткое изложение программного курса

Лекция 1. Структура механизмов и машин.

1. 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 формирует корректирующий сигнал Δu , уменьшающий возникающую ошибку.

2. 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 кривой 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 движении соединяемых ею звеньев. Например, если КП оставляет одну степень свободы в относительном движении ($s=1$), то такую пару называют *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 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, 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 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-хподвижная – 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 «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 $W=6-1-5\cdot 1=1$. 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.

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, $W_{ц}=6-2-5\cdot 1-4\cdot 1-3\cdot 1=0$. Следовательно, эта цепь является структурной группой Ассура, а весь механизм состоит из одной одноподвижной группы и одной группы Ассура.

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 провернуться и превратят механизм в ферму.

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 одноподвижные 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 одноподвижный 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».

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

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

Если $W_{\text{гп}}=0$, 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 косою штриховкой обозначает стойку. Таким образом, граф структуры, изображенный 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 Ассура называют *диадой*), тогда $p_{\text{н}}=3$, $p_{\text{в}}=0$, то есть в двухзвенной группе Ассура должны быть три низшие кинематические пары. Это могут быть вращательные или поступательные КП в различных 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 Ассура могут быть четыре низшие КП и одна высшая, как на рис. 1.22 ($p_n=4, p_v=1, W_{пр}=3\cdot3-2\cdot4-1=0$), либо три низших и три высших КП ($W_{пр}=3\cdot3-2\cdot3-3=0$), либо две низших и пять высших ($W_{пр}=3\cdot3-2\cdot2-5=0$); такие группы уже не реализуют.

Четырехзвенная группа Ассура ($N=4$) должна содержать 6 низших КП, как, например, на рис. 1.23, а. ($p_n=6, p_v=0, W_{пр}=3\cdot4-2\cdot6=0$). 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.

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 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.

Рассмотрим пример. На рис. 1.25, а представлена схема плоской платформы. Число степеней подвижности по формуле Чебышева $W_{п}=3\cdot(6-1)-2\cdot6=3$. 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: $W=3\cdot1-0=3$), которая связана с двумя группами Ассура 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;

Термины:

- шарнирный четырехзвенник;
- кулак;

- плоская группа Ассур.
- толкатель;
- диада;
- формула Чебышева для определения числа степеней подвижности плоского механизма.
- 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 $\ddot{x}_M = \Pi_x''(\dot{q})^2$.

В качестве примера рассмотрим механизм с внутренним входом (рис. 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.

$$\varphi_3' = \frac{\begin{vmatrix} -l_1 \sin \varphi_1 & \cos \varphi_3 \\ l_1 \cos \varphi_1 & \sin \varphi_3 \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} -l_1 \sin \varphi_1 & (1+q) \sin \varphi_3 \\ l_1 \cos \varphi_1 & -(1+q) \cos \varphi_3 \end{vmatrix}} = \frac{-l_1 \sin \varphi_1 \sin \varphi_3 - \cos \varphi_1 \cos \varphi_3}{l_1(1+q)(\sin \varphi_1 \cos \varphi_3 - \cos \varphi_1 \sin \varphi_3)} = -\frac{\operatorname{ctg}(\varphi_1 - \varphi_3)}{(1+q)}. \quad (2.24)$$

Для отыскания аналогов углового ускорения φ_1'' и φ_3'' продифференцируем систему уравнений (2.22') по обобщенной координате q :

$$\begin{aligned} -l_1 \cos \varphi_1 (\varphi_1')^2 - l_1 \sin \varphi_1 \cdot \varphi_1'' + \sin \varphi_3 \cdot \varphi_3' + (1+q) \cos \varphi_3 (\varphi_3')^2 + (1+q) \sin \varphi_3 \cdot \varphi_3'' &= -\sin \varphi_3 \cdot \varphi_3'; \\ -l_1 \sin \varphi_1 (\varphi_1')^2 + l_1 \cos \varphi_1 \cdot \varphi_1'' - \cos \varphi_3 \cdot \varphi_3' + (1+q) \sin \varphi_3 (\varphi_3')^2 - (1+q) \cos \varphi_3 \cdot \varphi_3'' &= \cos \varphi_3 \cdot \varphi_3'. \end{aligned} \quad (2.25)$$

Система уравнений (2.25) является линейной относительно аналогов ускорений:

$$\begin{aligned} -l_1 \sin \varphi_1 \cdot \varphi_1'' + (1+q) \sin \varphi_3 \cdot \varphi_3'' &= l_1 \cos \varphi_1 (\varphi_1')^2 - (1+q) \cos \varphi_3 (\varphi_3')^2 - 2 \sin \varphi_3 \cdot \varphi_3'; \\ +l_1 \cos \varphi_1 \cdot \varphi_1'' - (1+q) \cos \varphi_3 \cdot \varphi_3'' &= l_1 \sin \varphi_1 (\varphi_1')^2 - (1+q) \sin \varphi_3 (\varphi_3')^2 + 2 \cos \varphi_3 \cdot \varphi_3'. \end{aligned} \quad (2.25')$$

Отметим, что $2 \cdot \varphi_3'$ - аналог кориолисова ускорения, $l_1 \varphi_1'', (1+q) \cdot \varphi_3''$ - аналоги вращательных составляющих ускорений, $l_1 (\varphi_1')^2, (1+q) (\varphi_3')^2$ - аналоги центростремительных 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 $\dot{q} = \operatorname{const}$ умножить аналоги ускорений на \dot{q}^2 .

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

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

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

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:

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

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 $\frac{\partial^2 \Pi_x}{\partial q_l \partial q_s}$. 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 :

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

Из системы (2.35) найдем частные производные по q_2 :

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

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

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:

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

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.

1. 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:

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

где P_{\max} и P_{\min} - соответственно наибольшее и наименьшее значение функции положения рабочего звена. В некоторых самых простых случаях 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 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 P_{\max} функция положения имеет в положении $q = 0$, наименьшее P_{\min} – при $q = \pi$. Очевидно, что разность между ними будет определяться длиной кривошипа: $\text{НМАХ} = 2r$. Отсюда:

$$r = \text{НМАХ}/2 \quad (3.3)$$

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 НМАХ 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} :

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

Второе соотношение получим с учетом эксцентриситета аналогично (3.5):

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

Из рассмотрения косоугольного треугольника B^*OB^{**} составим третье соотношение:

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

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

$$K = \frac{\varphi_{\text{рх}}}{\varphi_{\text{хх}}} = \frac{\pi + \delta}{\pi - \delta}, \delta = \frac{\pi(K-1)}{K+1} \quad (3.10)$$

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

Следующий пример – синтез шарнирного четырехзвенника (рис. 3.3', а) по трем критериям синтеза: ходу рабочего звена (коромысла) ψ_{max} , допустимому углу давления

$[\alpha]$ в шарнире В и коэффициенту производительности К. Надо определить четыре параметра механизма: размеры l_1, l_2, l_3 и l_0 .

Поскольку число выходных параметров синтеза на единицу больше, чем число входных, то один параметр задается произвольно. Зададимся длиной коромысла l_3 . Построим в произвольном масштабе коромысло СВ в двух крайних положения: $СВ^*$ и $СВ^{**}$ (рис. 3.3', б). Из точки $В^*$ проведем прямую $В^*D$ под углом δ к биссектрисе угла ψ_{\max} (угол δ выражается через коэффициент производительности К – см. соотношение 3.10). Из точки D как из центра проведем дугу окружности m радиуса $В^*D$. Отложим от коромысла $СВ^*$ минимально допустимый угол передачи $[\mu] = \pi/2 - [\alpha]$ и проведем прямую $В^*O$ до пересечения с окружностью m . Через точку пересечения O будет проходить ось вращения кривошипа. Соединив точку O с точкой $В^{**}$, получим отрезок, длина которого равна разности длин шатуна l_2 и кривошипа l_1 . Соответственно длина отрезка OB^* равна сумме длин кривошипа l_1 и шатуна l_2 :

$$\begin{cases} OB^* = l_2 + l_1 \\ OB^{**} = l_2 - l_1 \end{cases}$$

Отсюда несложно получить:

$$l_1 = (OB^* - OB^{**})/2;$$

$$l_2 = (OB^* + OB^{**})/2.$$

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

$$l_0 = \sqrt{(l_1 + l_2)^2 + (l_3)^2 - 2(l_1 + l_2)l_3 \sin[\alpha]}.$$

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

4. Иногда в машинах требуется осуществлять остановку рабочего звена внутри каждого цикла. Такая остановка называется *выстой*. Во время выстоя может происходить обработка детали, закрепленной на рабочем звене (например, в текстильных машинах). Выстой может характеризоваться следующими параметрами: длительностью $T_{\text{выст}}$ и коэффициентом А. Длительность выстоя рабочего звена $T_{\text{выст}}$ – время, в течение которого модуль скорости рабочего звена не превосходит А% от максимального значения скорости $|V|_{\max}$, где А – задаваемый коэффициент. Чем меньше А, тем точнее выстой; чем больше $T_{\text{выст}}$, тем продолжительнее выстой. При постоянной угловой скорости вращения кривошипа длительность выстоя задают углом поворота кривошипа $\Phi_{\text{выст}}$, при котором модуль скорости рабочего звена не превышает А% от максимального значения $|V|_{\max}$.

Наиболее просто и точно выстой можно получить с помощью кулачкового механизма. Однако иногда по технологическим условиям требуется использовать

рычажный механизм. В этом случае для получения выстоя поступают следующим образом: к кривошипной группе последовательно присоединяют структурные группы Ассура таким образом, чтобы они попадали в крайние положения при близких значениях угла поворота кривошипа. Чем больше структурных групп, тем продолжительнее выстой; чем ближе друг к другу крайние положения структурных групп, тем выстой точнее. На рис. 3.4, а показан шарнирный шестизвенник, у которого диада, состоящая из звеньев 2 и 3, входит в крайнее положение одновременно с диадой, состоящей из звеньев 4 и 5 (шарниры OAB лежат на одной прямой, и шарниры CDE тоже на одной прямой). Функция положения $P_5(q)$ звена 5 имеет два экстремума: один максимум и один минимум. На рис. 3.4, б показан шестизвенник, у которого за счет увеличения угла BCD диады входят в крайние положения не одновременно. В положении 1 в крайнее положение входит диада, состоящая из звеньев 4 и 5 (шарниры CDE лежат на одной прямой). В положении 2 в крайнее положение входит диада, состоящая из звеньев 2 и 3 (шарниры ABC лежат на одной прямой). В положении 3 в крайнем положении снова оказывается диада, состоящая из звеньев 4 и 5. Функция положения $P_5(q)$ звена 5 такого механизма имеет уже 4 экстремума. Углом выстоя ФВЫСТ считается такой угол поворота кривошипа q , при котором скорость VP_5 звена 5 не превышает значения Δ , где $\Delta = \frac{A}{100} |V|_{\max}$.

5. Часто качество обработки детали на станке зависит от того, насколько плавно, без рывков движется рабочее звено (например, в строгальных станках). В таких случаях используют критерий «длительность рабочего участка $T_{\text{раб}}$ ». *Длительность рабочего участка* – время, за которое ускорение рабочего звена не превышает $A\%$ от максимального значения $|W|_{\max}$. При постоянной скорости вращения кривошипа вместо $T_{\text{раб}}$ задают угол $\Phi_{\text{раб}}$ – угол поворота кривошипа, при котором ускорение рабочего звена не превышает $\Delta = \frac{A}{100} |W|_{\max}$. Расчет этого угла иллюстрируется графиками скорости и ускорения рабочего звена, приведенными на рис. 3.5.
6. Коэффициент K_1 – универсальный критерий, характеризующий внешние условия передачи сил (см. лекции 6, 7), может использоваться практически всегда.
7. При проектировании некоторых машин могут предъявляться требованиям к силам инерции. Чаще всего эти силы стремятся уменьшить; в некоторых случаях их увеличивают на рабочем звене для того, чтобы с их помощью преодолеть рабочую нагрузку. О силах инерции подробный разговор будет дальше, при изучении динамики. Здесь можно сказать, что сила инерции пропорциональна ускорению центра масс i , следовательно, аналогу его ускорения. Поэтому при синтезе механизма можно задавать требования к максимальному значению аналога ускорения рабочего звена P''_{\max} : либо его минимизация (для уменьшения силы инерции i , следовательно, для уменьшения динамического воздействия на окружающую среду), либо – его увеличение (например, в прессах-пульсаторах ударного действия). Пример механизма с большим значением P''_{\max} приведен на рис. 3.6.
8. Иногда требуется создать механизм, воспроизводящий некоторую заданную траекторию (например, нанесение орнаментов на гладкие поверхности домов

или сложных узоров на ценные бумаги; воспроизведение сложных движений в машинах текстильной, легкой, пищевой промышленности).

Сложные кривые можно получить, подбирая точки на шатуне (точки D и E на звене АВ, рис. 3.7). Пусть $\Pi_{XD}(q)$, $\Pi_{YD}(q)$ – заданная функция положения точки D (в проекциях), а $\Pi_{XD}^*(q, l_1, l_2, l_3, x_C, y_C)$, $\Pi_{YD}^*(q, l_1, l_2, l_3, x_C, y_C)$ – функция положения, которая получается при текущем наборе параметров механизма l_1, l_2, l_3, x_C, y_C . В качестве критерия синтеза можно выбрать функцию I (функционал):

$$I = \int_0^{2\pi} \left[(\Pi_{XD} - \Pi_{XD}^*)^2 + (\Pi_{YD} - \Pi_{YD}^*)^2 \right] dq \quad (3.11)$$

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

2. Синтез кулачковых механизмов

Кулачковые механизмы используются и как управляющие механизмы (например, управляющие работой клапанов), и как силовые, создающие крутящий момент на валу кулака (например, кулачковые разгрузатели возмущающего момента). *Основными входными параметрами синтеза* являются функция положения толкателя или создаваемый кулачковым разгрузателем крутящий момент; *дополнительными параметрами синтеза* – максимально допустимый угол давления в высшей кинематической паре $[\alpha]$ или минимально допустимый радиус кривизны профиля кулака ρ_{\min} . *Выходными параметрами синтеза* являются размеры кулачкового механизма и координаты профиля кулака.

При проведении синтеза кулачковых механизмов можно выделить три этапа:

- Выбор закона движения толкателя (или функции положения; обычно ее записывают в виде: $s = s(q)$, где s – перемещение толкателя, рис. 3.8);
- Определение минимальных размеров механизма (*радиуса начальной шайбы r_0 , эксцентриситета e*);
- Определение профиля кулака.

Рассмотрим более подробно эти этапы.

I этап. В законе движения толкателя можно выделить в общем случае четыре фазы, которые представлены на *циклограмме* (рис. 3.9): *удаления, дальнего стояния, возвращения и ближнего стояния*. На фазе удаления происходит перемещение толкателя из самого ближнего к кулаку положения. На фазе возвращения толкатель возвращается в ближнее положение. На фазах дальнего и ближнего стояния перемещения толкателя не происходит. Выбор закона движения толкателя проводится для фаз удаления и возвращения.

Четырем фазам соответствуют углы поворота кулака: $q_I, q_{II}, q_{III}, q_{IV}$. В некоторых механизмах (например, кулачковых разгрузателях) фаза q_{II} или q_{IV} может оказаться равной 0. Углы $q_I, q_{II}, q_{III}, q_{IV}$ обычно определяются технологическим процессом, для которого проектируется механизм, и поэтому являются заданными. Также заданным является ход толкателя – S_{\max} .

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

Введем единичную функцию η :

$$\eta\left(q - \frac{q_1}{2}\right) = \begin{cases} 0, & q < \frac{q_1}{2} \\ 1, & q > \frac{q_1}{2} \end{cases} \quad (3.12)$$

Тогда $s''(q)$, $s'(q)$ и $s(q)$ можно записать в следующем виде:

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

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:

$$\begin{aligned} s_{\max} &= a_0 \frac{q_1^2}{2} - a_0 (q_1 - q_1/2)^2 = a_0 \frac{q_1^2}{4}, \\ a_0 &= \frac{4s_{\max}}{q_1^2} \end{aligned} \quad (3.14)$$

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 $q = 0$, $q = q_1/2$ и $q = q_1$, что приводит к скачкообразному изменению сил инерции толкателя в этих положениях и появлению ударной нагрузки на механизм. 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:

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

Найдем постоянные интегрирования из условий: $s(0) = 0$, $s'(0) = 0$. Отсюда следует, что $C_2 = 0$, $C_1 = a_0 \frac{q_1}{2\pi}$. Подставляя значение C_1 , перепишем аналог скорости в виде:

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

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 для перемещения толкателя, получим значение амплитуды a_0 :

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

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, который должен создавать кулачковый механизм на валу кулака. Например, при проектировании разгрузителя 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. Разгрузитель должен быть спроектирован так, чтобы обеспечивалось выполнение условия:

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

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

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 пружинной 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:

$$cs_0s + c \frac{s^2}{2} = - \sum_{\ell=1}^n \frac{1}{\ell} L_{\ell} \sin(\ell q + \alpha_{\ell}) + C_1, \quad (3.24)$$

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:

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

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.

II этап. Определение минимальных размеров кулачкового механизма.

Рассмотрим пример с остроконечным поступательно движущимся толкателем (рис. 3.13, а). В таком механизме надо выбрать минимальный радиус r_0 начальной шайбы и эксцентриситет e (расстояние от линии действия толкателя до оси вращения кулака). В этом механизме уменьшение радиуса r_0 приводит к увеличению угла давления α ; при большом угле давления, как говорилось в лекции 6, возможно заклинивание механизма. Поэтому минимальные размеры механизма выбирают из условия ограничения «сверху» угла давления.

Рассмотрим графический метод. Исключая q из полученных функций $s(q)$ и $s'(q)$, построим в координатах $s^{\circ}0_1s$ две кривые, называемые *характеристиками угла давления*: в первой четверти – для фазы возвращения, а во второй – для фазы удаления (рис. 3.13, б). Отметим, что аналог скорости толкателя $s'(q)$ для вращающегося кулака и поступательно движущегося толкателя измеряется в единицах длины, так же, как и перемещение толкателя $s(q)$. Масштаб по осям s и s' должен быть одинаковым!

Обозначим: $[\alpha_y]$, $[\alpha_b]$ – допустимые углы давления на фазе удаления и возвращения соответственно. Проведем касательный к характеристикам угла давления под углами к вертикальной оси: $[\alpha_y]$ – на фазе удаления, $[\alpha_b]$ – на фазе возвращения. Касательные пересекутся в некоторой точке O . Если радиус начальной шайбы выбрать равным длине отрезка OO_1 , а эксцентриситет e – равным расстоянию от точки O до вертикальной оси (см. рис. 3.13, б), то получим минимально возможные размеры, при которых ни одно значение угла давления на фазе удаления и на фазе возвращения не превышает допустимых $[\alpha_y]$ и $[\alpha_b]$, причем в двух положениях максимальные значения углов давления равны $[\alpha_y]$, $[\alpha_b]$ (а именно в тех положениях, в которых касательные касаются характеристик угла давления). Если начало отрезка r_0 выбрать в заштрихованной области,

то радиус начальной шайбы кулака увеличится, а максимальные значения угла давления уменьшатся. Поэтому, в частности, округлять значение r_0 следует в большую сторону.

Нужно отметить, что такие построения выполняются для *реверсивных* механизмов, т.е. таких, в которых возможно изменение направления вращения кулака. В этом случае профиль удаления кулака становится профилем возвращения и наоборот. В *нереверсивных* механизмах характеристику угла давления на фазе возвращения не строят, т.к. при опускании толкателя даже при большом угле давления заклинивания не происходит. В этом случае начало O отрезка r_0 выбирают либо на пересечении касательной с вертикальной осью (для центральных механизмов, в которых $e = 0$), либо слева от касательной на произвольно выбранном расстоянии e от вертикальной оси (для вневцентренных механизмов). В последнем случае за счет введения эксцентриситета габариты механизма становятся меньше.

Рассмотрим пример с кулачковым механизмом с плоским толкателем. В таком механизме угол давления всегда постоянный, в частности, равен 0 , как на рис. 3.14, а, поэтому внутренние условия передачи сил благоприятные, опасности заклинивания нет. Однако плоский толкатель не может контактировать с вогнутым участком профиля кулака (рис. 3.15), поэтому заданная функция перемещения толкателя $s(q)$ воспроизводится с ошибками. Чем меньше радиус начальной шайбы r_0 , тем меньше радиус кривизны ρ профиля кулака; при некоторых значениях r_0 он может стать нулевым или даже отрицательным ($\rho < 0$), профиль становится вогнутым. Следовательно, минимальные размеры кулака выбираются из условия допустимого радиуса кривизны ρ_{\min} .

Рассмотрим графический метод определения радиуса начальной шайбы. Можно показать, что радиус кривизны ρ_A в точке контакта A определяется следующей суммой (см. рис. 3.14, а):

$$\rho_A = r_0 + s + s'' \quad (3.25)$$

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) переписывается 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 $s''0_1s$ (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 O . 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 остроконечным толкателем. Предварительно были найдены: $s(q)$, r_0 , e . Требуется найти профиль кулака, т.е. положение точки контакта A кулака и толкателя в локальной системе координат x_10y_1 , связанной с кулаком (рис. 3.16). Эти данные вводятся в станок с ЧПУ для изготовления кулака.

Введем векторы-столбцы:

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

и матрицу перехода во вращательной кинематической паре О:

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

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

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

Отсюда найдем $\bar{\mathbf{R}}_A^{(1)}$:

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

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):

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

Для замены трения скольжения на трение качения остроконечный толкатель 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:

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

Получим выражение для профиля кулака с роликовым толкателем:

$$\begin{aligned} \bar{\mathbf{R}}_A^{(0)} &= \begin{pmatrix} \cos q & \sin q & 0 \\ -\sin q & \cos q & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} e + r_p \sin \alpha \\ \sqrt{r_0^2 - e^2} + s - r_p \cos \alpha \\ 1 \end{pmatrix} = \\ &= \begin{pmatrix} (e + r_p \sin \alpha) \cos q + (\sqrt{r_0^2 - e^2} + s - r_p \cos \alpha) \sin q \\ -(e + r_p \sin \alpha) \sin q + (\sqrt{r_0^2 - e^2} + s - r_p \cos \alpha) \cos q \\ 1 \end{pmatrix} \end{aligned} \quad (3.35)$$

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 вектор-столбец неподвижных координат точек контакта А:

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

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

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

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 разгрузитель 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* по-латыни – трение). Ведущий шкив 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 К нет проскальзывания, то есть относительная скорость звеньев 1 и 2 в точке К 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:

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

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

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

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

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

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 К высшую кинематическую пару (рис. 3.21). Очевидно, что относительная скорость должна лежать на касательной $\tau\text{-}\tau$ 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 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 и, 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

$$a_w = r_{w1} + r_{w2}. \quad (3.45)$$

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 I, получится коническая поверхность – подвижная аксоида (поверхность, образованная мгновенной осью в локальной системе координат, связанной со звеном 1 или 2, называют *подвижной аксоидой*). Аналогично при 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

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

Отсюда передаточное отношение i_{12} :

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

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*.

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 гиперboloидных 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 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:

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

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 гиперboloидной зубчатой передачи является *червячная передача*. Угол скрещивания осей в большинстве случаев равен 90^0 . 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 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 глобоидом, а червяк – *глобоидным*.

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:

$$\frac{V_{K_2}}{V_{K_1}} = \operatorname{tg} \gamma \quad (3.56)$$

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).

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 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 $p_v = 2$:

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

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 ($W_{\text{пл}} = 3(4-1)-2 \cdot 3-1 \cdot 2=1$). 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_H 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:

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

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 $\omega_H = 0$).

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 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, 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:

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

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 90^0 ; угол между векторами угловой скорости вращения колеса z_2 и колеса z_3 также равен 90^0 ; итого суммарный угол поворота угловой скорости вращения колес z_1 и z_3 равен 180^0 , 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 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 (пространственное зацепление).

Пусть звено 1 соприкасается со звеном 2 в точке K (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 .

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:

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

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 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) матрица имеет вид:

$$H_{01}(q) = \begin{pmatrix} \cos q & -\sin q & -0_1 P \\ \sin q & \cos q & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \quad (3.73)$$

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 искомым 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 :

$$\begin{aligned} \bar{R}_K^{(2)} &= \begin{pmatrix} x_K^{(2)} \\ y_K^{(2)} \\ 1 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \cos \varphi & \sin \varphi & -O_2 P \cos \varphi \\ -\sin \varphi & \cos \varphi & O_2 P \sin \varphi \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} x_K^{(0)} \\ y_K^{(0)} \\ 1 \end{pmatrix} = \\ &= \begin{pmatrix} x_K^{(0)} \cos \varphi + y_K^{(0)} \sin \varphi - O_2 P \cos \varphi \\ -x_K^{(0)} \sin \varphi + y_K^{(0)} \cos \varphi + O_2 P \sin \varphi \\ 1 \end{pmatrix} \end{aligned} \quad (3.77)$$

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 $i = 1/O_2P$ (см. лекцию 10), где O_2P – радиус подвижной centroиды зубчатого колеса (начальной окружности). Требуется определить профиль S_2 сопряженного зубчатого колеса.

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 centroида зубчатой рейки (прямая), P – полюс зацепления, $K^{(1)}$ – произвольная точка на профиле S_1 . Проведем нормаль np к профилю S_1 в точке $K^{(1)}$ до пересечения с centroидой Π_1 в точке A . Точка $K^{(1)}$ станет точкой контакта тогда, когда нормаль np 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 искоемых координат точек $K^{(2)}$ на профиле S_2 звена 2. Отложим от полюса зацепления P радиус подвижной centroиды Π_2 зубчатого колеса PO_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 $H_{02}(\varphi)$ 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 $q = A_0 A$ соответствует перемещение точки контакта по линии зацепления $B_0 K = q \cos \alpha$. 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 centroиды катятся друг по другу без скольжения, то длина отрезка $A_0 A$ centroиды Π_1 равна длине дуги $C_0 C$ centroиды Π_2 . В то же время длина дуги равна произведению радиуса на стягиваемый дугой угол:

$$\cup C_0 C = O_2 P \cdot \varphi = A_0 A = q \quad (3.83)$$

Тогда получим:

$$\varphi = \frac{q}{O_2 P} = \frac{B_0 K}{\cos \alpha \cdot O_2 P} = \frac{B_0 K}{B_0 O_2} = \operatorname{tg} \alpha_K \quad (3.84)$$

В качестве полярной оси выберем линию $O_2 B$, соединяющую ось O_2 с началом профиля S_2 ; полярный угол – угол $B O_2 K$:

$$\angle B_0 K = \varphi - \alpha_K = \operatorname{tg} \alpha_K - \alpha_K = \operatorname{inv} \alpha_K, \quad (3.85)$$

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:

$$\begin{aligned} \rho_2 K &= \frac{B_0 O_2}{\cos \alpha_K}, \\ \operatorname{inv} \alpha_K &= \operatorname{tg} \alpha_K - \alpha_K \end{aligned} \quad (3.86)$$

где $\rho_2 K$ – полярный радиус; $\operatorname{inv} \alpha_K$ – полярный угол. В свою очередь $B_0 O_2$ находится по заданному радиусу $O_2 P$ центроиды Π_2 и углу α : $B_0 O_2 = O_2 P / \cos \alpha$.

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 $B_0 O_2$, 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 центроида;
- Ременная передача;
- Зубчатая передача;
- Полнос 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-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:

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

где $\Pi_{XB}(q)$ – 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

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

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

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

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 потребуется создавать большую уравнивающую (а стало быть, и движущую) силу. В рассматриваемом примере

$$x_B = r \cos q + \sqrt{\ell^2 - r^2 \sin^2 q};$$

$$\frac{\partial x_B}{\partial q} = -r \sin q - \frac{r^2 \sin q \cos q}{\sqrt{\ell^2 - r^2 \sin^2 q}}, \quad (2.75)$$

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 κ_1 , отношение (2.76) делят на длину некоторого звена; обычно таким звеном оказывается кривошип:

$$\kappa_1 = \left| \frac{Q}{P \cdot 0A} \right|_{\max} = \left| \frac{\Pi'_{XB}}{0A} \right|_{\max} \quad (2.77)$$

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 90^0 , поэтому уравнивающий момент Q в рамках статической модели равен 0. В неудачно спроектированном механизме (рис. 2.16, б) угол давления в шарнире А наименьший (0^0), 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

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

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 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

$$Q = -M \frac{\partial \varphi_1}{\partial q}. \quad (2.83)$$

Найдем $\partial \varphi_1 / \partial q$. 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.

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 А направлена по нормали n -п. Скорость \bar{V}_{A1} точки А, принадлежащей звену 1, перпендикулярна OA , а скорость \bar{V}_{A2} точки А, принадлежащей толкателю 2, направлена вдоль линии действия толкателя. Соответственно в кинематической паре А 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 уравнивающий момент Q :

$$Q - R_2 h = 0.$$

Отсюда

$$Q = R_2 h = R_{21} OB \cos \alpha_2.$$

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: $\bar{V}_{A1} \perp OA$, $\bar{V}_\tau \perp \bar{R}_{21}$, $\bar{V}_{A2} \parallel 0y$. Отсюда следует, что треугольник плана скоростей подобен треугольнику OAB . В свою очередь, отсюда следует, что

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

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 k_1 :

$$k_1 = \frac{Q}{POA} = \frac{\cos \alpha_1}{\cos \alpha_2} \quad (2.91)$$

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 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 centroиды 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.

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 Р и моменту M_C . Силу Р 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 уравновешивающих 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).

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: $\partial x_K / \partial q_1$, $\partial y_K / \partial q_1$. Частная производная $\partial \varphi_3 / \partial q_1$ 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 относительному смещению точки А звена АВ в направлении оси x 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 x . Рассмотрим условия равновесия системы ABCDE под действием сил P_x , P_y , момента M 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:

$$R_{Ax} \delta x_A + P_x \delta x_K + P_y \delta y_K + M_C \delta \varphi_3 = 0.$$

Учитывая, что

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

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:

$$\begin{cases} x_A + l_2 \cos \varphi_2 + l_3 \cos \varphi_3 + l_4 \cos(\varphi_3 + q_3 + \pi) = x_D, \\ y_A + l_2 \sin \varphi_2 + l_3 \sin \varphi_3 + l_4 \sin(\varphi_3 + q_3 + \pi) = y_D. \end{cases} \quad (2.100)$$

Продифференцируем (2.100) по x_A :

$$\begin{cases} 1 - l_2 \sin \varphi_2 \frac{\partial \varphi_2}{\partial x_A} - l_3 \sin \varphi_3 \frac{\partial \varphi_3}{\partial x_A} + l_4 \sin(\varphi_3 + q_3) \frac{\partial \varphi_3}{\partial x_A} = 0, \\ 0 + l_2 \cos \varphi_2 \frac{\partial \varphi_2}{\partial x_A} + l_3 \cos \varphi_3 \frac{\partial \varphi_3}{\partial x_A} - l_4 \cos(\varphi_3 + q_3) \frac{\partial \varphi_3}{\partial x_A} = 0. \end{cases} \quad (2.101)$$

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 $\bar{R}_{32} = -\bar{R}_{23}$.

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 уравнивающихся 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

$$\bar{R}_{34} = -\bar{R}_{54}; Q_3 = R_{54}h_3,$$

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.

Соппротивление 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. Соппротивление 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)

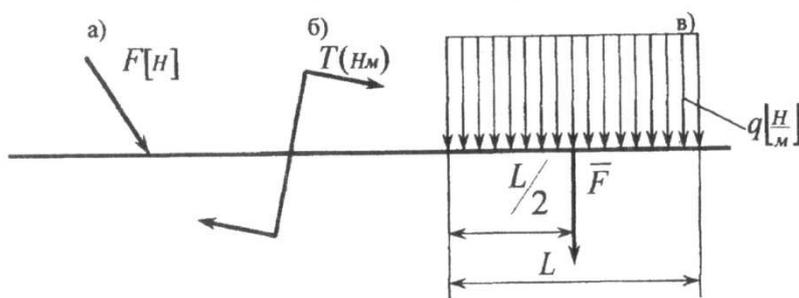


Рис. 1.1. Внешние нагрузки: а) сосредоточенная сила; б) пара сил; в) линейно распределенная нагрузка

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.

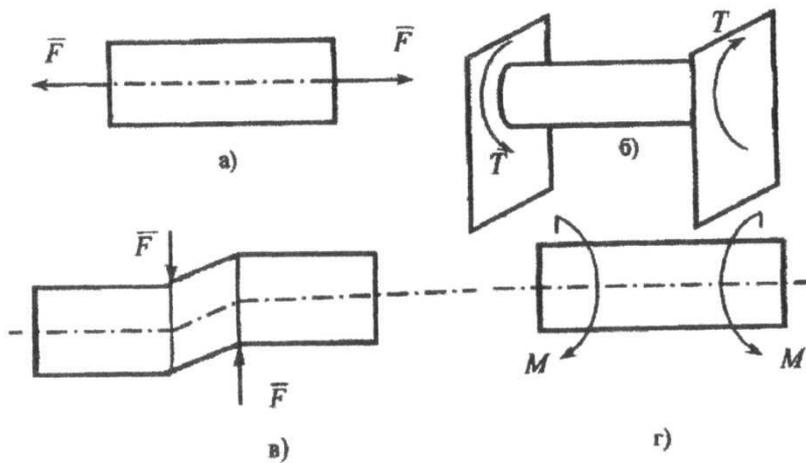


Рис. 1.2. Виды деформаций:

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 .

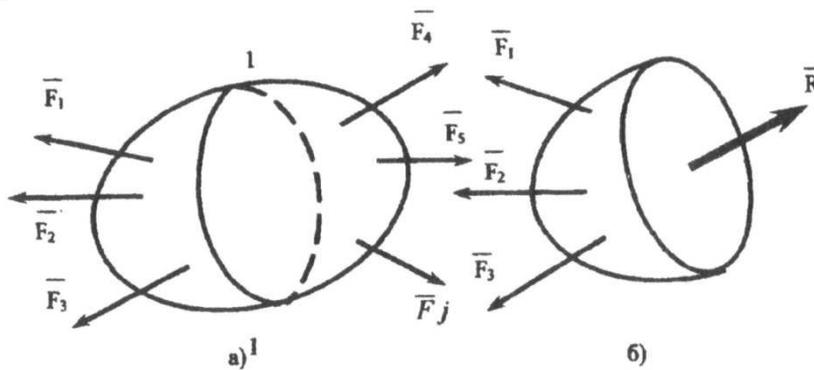


Рис. 1.3. Метод сечений:

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**.

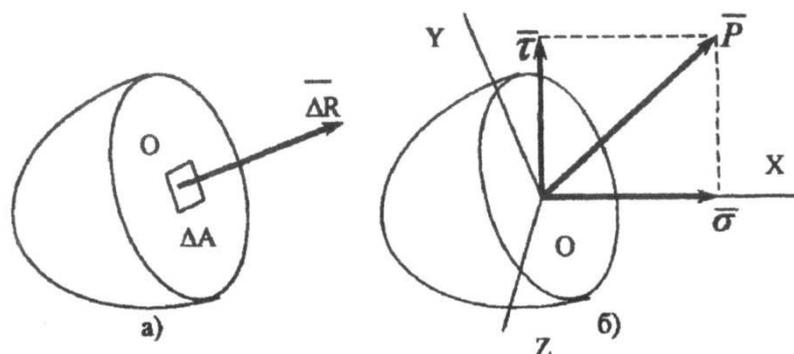


Рис. 1.4. Напряжение в точке:

а) внутренняя сила ΔR в точке O ; б) \bar{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: мегапаскалы $\text{МПа} = 10^6 \text{ Па} = 10^6 \text{ Н/мм}^2$ и гигапаскалы $\text{ГПа} = 10^9 \text{ Па}$.

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

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

Нормальное напряжение $\bar{\sigma}$ направлено по нормали к площадке сечения в данной точке.

Касательное напряжение $\bar{\tau}$ 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.

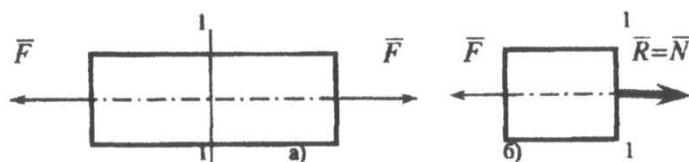


Рис. 2.1. Растяжение осевое: а) схема нагружения; б) определение внутренней силы

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 \bar{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).

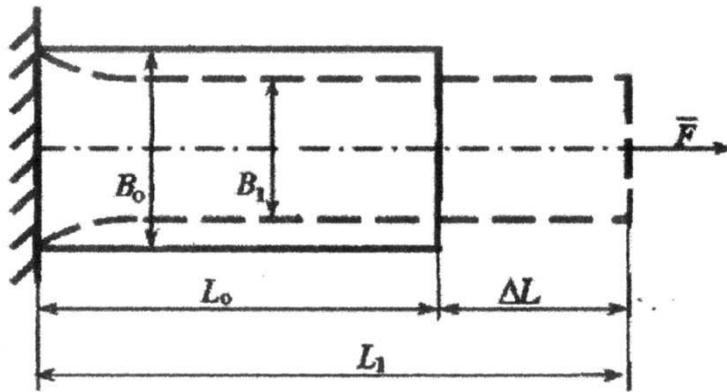


Рис. 2.2. Деформация растяжения

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 конструктивных 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 $\sigma = \epsilon$. 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 ОА удлинение пропорционально нагрузке и материал следует закону Гука.

Напряжение, соответствующее точке А называется **пределом**

Пропорциональности.

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

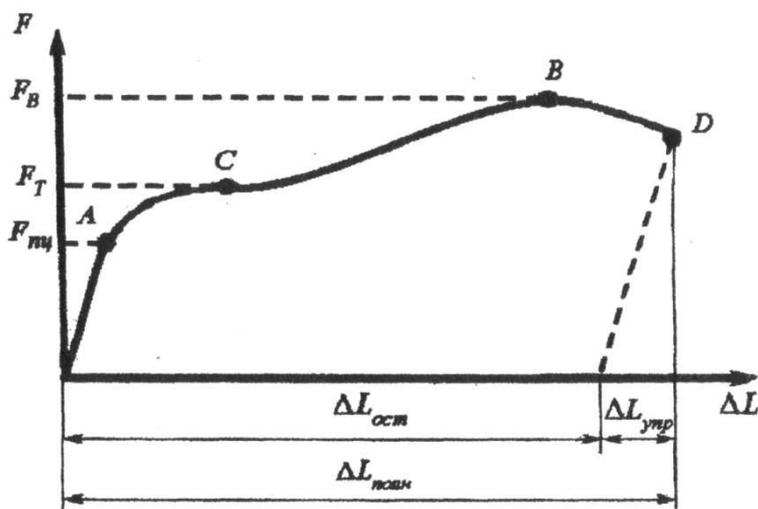


Рис.2.3. Диаграмма растяжения стали.

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

Напряжение, соответствующее точке С, называется **пределом текучести.**

Для мягкой стали величина.

3. Зона СВ 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 В нагрузка достигает наибольшего значения. Напряжение соответствующее точке В, 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 ВD 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.

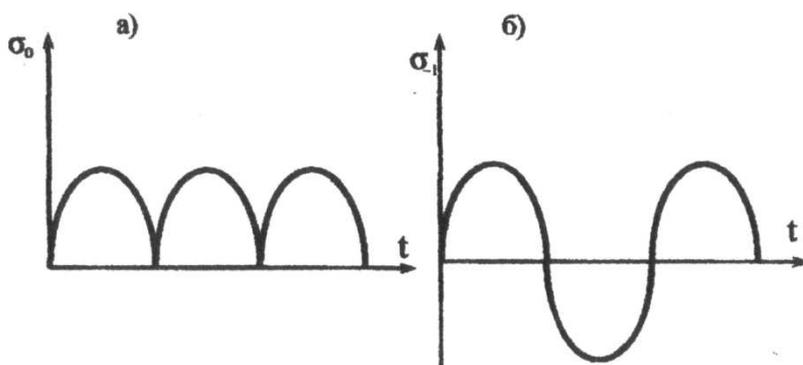


Рис 2.4. Циклические напряжения: а) пульсирующий цикл; б) симметричный цикл

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 немыслима без различных механических устройств и приспособлений (*греч. "механа" – хитрость*).

И хотя различные механические хитрости использовались уже в древнем Египте при строительстве пирамид, всерьёз говорить о применении машин можно лишь с эпохи промышленной революции XVIII века, когда изобретение паровой машины дало гигантский технологический рывок и сформировало современный мир в его нынешнем виде. Здесь важен энергетический аспект проблемы.

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, Сопrotивление 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. es quisse – 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);

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 неустраняемые; 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, ремонтнопригодная 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:

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 удастся 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 немыслима без различных механических устройств и приспособлений (*греч. "механа" – хитрость*).

И хотя различные механические хитрости использовались уже в древнем Египте при строительстве пирамид, всерьёз говорить о применении машин можно лишь с эпохи промышленной революции XVIII века, когда изобретение паровой машины дало гигантский технологический рывок и сформировало современный мир в его нынешнем виде. Здесь важен энергетический аспект проблемы.

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:

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, Сопrotивление 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 "Сопrotивление 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. es quisse – 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);

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 неустраняемые; 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:

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 удастся 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:

Для сварки характерна высокая экономичность: малая трудоёмкость; сравнительная дешевизна оборудования; возможность автоматизации; отсутствие больших сил, как, например, в кузнечно-прессовом производстве; отсутствие больших объёмов нагретого металла, как, например, в литейном производстве. Однако говорить обо всех этих достоинствах имеет смысл только при хорошо налаженном и организованном технологическом процессе сварки.

Недостатки сварки состоят в том, что при низком качестве шва возникают температурные повреждения материала, кроме того, из-за 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.

Соединения встык обычно выполняются лобовыми швами. При качественной сварке соединения разрушаются не по шву, а в зоне температурного влияния. Поэтому рассчитываются на прочность по сечению соединяемых деталей без учёта утолщения швов. Наиболее частые случаи – работа на растяжение и на изгиб.

Напряжения растяжения: $\sigma_{расм} = Q/S = Q/b\delta \leq [\sigma^{расм}]_{шва}$.

Напряжения изгиба: $\sigma_{изг} = M_{изг} / W = 6 M_{изг} / b \delta^2 \leq [\sigma^{изг}]_{шва}$.

Допускаемые напряжения шва $[\sigma^{раст}]_{шва}$ и $[\sigma^{изг}]_{шва}$ принимаются в размере 90% от соответствующих допускаемых напряжений материала свариваемых деталей.

Соединения внахлётку выполняются лобовыми, фланговыми и косыми швами.

Лобовые швы в инженерной практике рассчитывают только по касательным напряжениям. За расчётное сечение принимают биссектрису $m-m$, где обычно наблюдается разрушение. Расчёт 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 рассчитывают по средним касательным напряжениям. При действии растягивающей силы касательные напряжения равны:

$$\tau = Q / (2 * 0,707 \delta l) \leq [\tau']_{шва}.$$

При действии момента: $\tau = M / (0,707 k \delta l) \leq [\tau']_{шва}$.

Если швы несимметричны, то нагрузка на фланговые швы распределяется по закону рычага $Q_{1,2} = Q l_{1,2} / (l_1 + l_2)$, где l_1 и l_2 – длины швов.

При этом швы рассчитывают по соответствующим нагрузкам, а длины швов назначают пропорционально этим нагрузкам. Касательные напряжения в швах $\tau_{1,2} = Q_{1,2} / (1,414 \delta l_{1,2}) \leq [\tau']_{шва}$.

Косые швы рассчитываются аналогичным образом. Нагрузка Q раскладывается на проекции в продольном и нормальном направлениях к шву, а далее выполняются расчёты лобового и флангового швов.

Комбинированные лобовые и фланговые швы рассчитывают на основе принципа распределения нагрузки пропорционально несущей способности отдельных швов. При действии силы Q касательные напряжения равны:

$$\tau_Q = Q / [0,707 k (2l_\phi + l_n)] \leq [\tau']_{шва}.$$

Если действует момент M , то

$$\tau_M = M / [0,707 k l_n (l_\phi + l_n/6)] \leq [\tau']_{шва}.$$

При совместном действии силы и момента касательные напряжения складываются $\tau = \tau_M + \tau_Q \leq [\tau']_{шва}$.

Тавровые и угловые швы соединяют элементы в перпендикулярных плоскостях.

Выполняются либо стыковым швом с разделкой кромок (а), либо угловым без разделки кромок (б). При нагружении изгибающим моментом и силой прочность соединения оценивают:

для стыкового шва (а) по нормальным напряжениям

$$\sigma = 6M / (b \delta^2) + Q / (l \delta) \leq [\sigma^{раст}]_{шва},$$

для углового шва (б) по касательным напряжениям

$$\tau = 6M / (1,414 l^2 k) + Q / (1,414 l k) \leq [\tau']_{шва}.$$

В любом случае для расчёта самых сложных сварных швов сначала необходимо привести силу и момент к шву и распределить их пропорционально несущей способности (длине) всех простых участков. Таким образом, любой сложный шов сводится к сумме простейших расчётных схем.

Заклёпочные соединения

Образуются с помощью специальных деталей – заклёпок [1, 10, 38]. Заклёпка имеет грибообразную форму и выпускается с одной головкой (закладной) вставляется в совместно 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 (*AI*);
- + 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 силовых и плотных швов;
- ➔ Сплошные с плоской головкой (б) ГОСТ 14801-85 для коррозионных сред;
- ➔ Сплошные с потайной головкой (в) ГОСТ 10300-80, 14798-85 для уменьшения аэро- и гидросопротивления (самолёты, катера);
- ➔ Полупустотелые (г,д,е) ГОСТ 12641-80, 12643-80 и пустотелые (ж,з,и) ГОСТ 12638-80, 12640-80 для соединения тонких листов и неметаллических деталей без больших нагрузок.

Заклёпки испытывают сдвиг (срез) и смятие боковых поверхностей. По этим двум критериям рассчитывается диаметр назначаемой заклёпки. При этом расчёт на срез – проектировочный, а расчёт на смятие – проверочный.

Здесь и далее имеем в виду силу, приходящуюся на одну заклёпку.

При одной плоскости среза диаметр заклёпки:

$$d_{\text{закл}} \geq \sqrt{4P / (\pi [\tau]_{\text{срез}})}$$

При двух плоскостях среза (накладки с двух сторон):

$$d_{\text{закл}} \geq \sqrt{2P / (\pi [\tau]_{\text{срез}})}$$

Напряжения смятия на боковых поверхностях заклёпки $\sigma_{\text{см}} = P/Sd \leq [\sigma]_{\text{см}}$, 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.

Следует симметрично располагать плоскости среза относительно линии действия сил, чтобы избежать отрыва головок.

Кроме того, необходимо проверять прочность деталей в сечении, ослабленном отверстиями.

РАЗЪЁМНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

Резьбовые соединения

Являются наиболее совершенным, а потому массовым видом разъёмных соединений. Применяются в огромном количестве во всех машинах, механизмах, агрегатах и узлах [4,10].

Основные детали соединения имеют наружную либо внутреннюю винтовую нарезку (резьбу) и снабжены ограниченными поверхностями для захвата гаечным ключом.

Болт – длинный цилиндр с головкой и наружной резьбой. Проходит сквозь соединяемые детали и затягивается гайкой (а) – деталью с резьбовым отверстием. Винт –

внешне не отличается от болта, но завинчивается в резьбу одной из соединяемых деталей (б). Шпилька – винт без головки с резьбой на обоих концах (в).

Резьбовые соединения различают по назначению на:

- ➔ **резьбы крепёжные** для фиксации деталей (основная – метрическая с треугольным профилем, трубная – треугольная со скруглёнными вершинами и впадинами, круглая, резьба винтов для дерева) должны обладать самоторможением для надёжной фиксации;
- ➔ **резьбы ходовые** для винтовых механизмов (прямоугольная, трапецеидальная симметричная, трапецеидальная несимметричная упорная) должны обладать малым трением для снижения потерь.

Конструкции винтов и гаек весьма многообразны.

Для малонагруженных и декоративных конструкций применяются винты 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 проектировочного 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.

Соединения предназначены для точного взаимного фиксирования деталей, а также для передачи небольших нагрузок.

Конструкции штифтов многообразны. Известны цилиндрические (а,б), конические (в,г,д), цилиндрические пружинные разрезные (е), просечённые цилиндрические, конические и др. (ж,з,и,к), простые, забиваемые в отверстия (б,в), выбиваемые из сквозных отверстий с другой стороны (гладкие, с насечками и канавками, пружинные, вальцованные из ленты, снабжённые резьбой для закрепления или извлечения (д) и т.д. Применяются специальные срезаемые штифты, служащие предохранителями.

Гладкие штифты выполняют из стали 45 и А12, штифты с канавками и пружинные – из пружинной стали.

При закреплении колёс на валу штифты передают как вращающий 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%**.

Шпоночные соединения

Передают вращающий момент между валом и колесом. Образуются посредством шпонки, установленной в сопряжённые пазы вала и колеса.

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.

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.

Шлицевые соединения

Образуются выступами на валу, входящими в сопряжённые пазы ступицы колеса. Как по внешнему виду, так и по динамическим условиям работы шлицы можно считать многошпоночными соединениями. Некоторые авторы называют их зубчатыми соединениями.

В основном используются прямобочные шлицы (а), реже встречаются эвольвентные (б) ГОСТ 6033-57 и треугольные (в) профили шлицов.

Прямобочные шлицы могут центрировать колесо по боковым поверхностям (а), по наружным поверхностям (б), по внутренним поверхностям (в).

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) $\sigma_{\text{см}}$. 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 $\sigma_{см} = 8M_{вращ} / (Zhld_{ср}) \leq [\sigma]_{см}$,

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 ?
- ? Какие конструкции применяются для стопорения резьбовых соединений ?
- ? Как распределяется нагрузка по виткам при затяжке резьбы ?
- ? Как учитывается податливость деталей при расчёте резьбового соединения ?
- ? Какой диаметр резьбы находят из прочностного расчёта ?
- ? Какой диаметр резьбы служит для обозначения резьбы ?
- ? Какова конструкция и основное назначение штифтовых соединений ?
- ? Каковы виды нагружения и критерии расчёта штифтов ?
- ? Какова конструкция и основное назначение шпоночных соединений ?
- ? Каковы виды нагружения и критерии расчёта шпонок ?
- ? Какова конструкция и основное назначение шлицевых соединений ?
- ? Каковы виды нагружения и критерии расчёта шлицов ?

Лекция 14. Валы и оси. Опоры.

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.

Причины поломок валов и осей прослеживаются на всех этапах их "жизни".

1. На стадии проектирования – неверный выбор формы, неверная оценка концентраторов напряжений.
2. На стадии изготовления – надрезы, забоины, вмятины от небрежного обращения.
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 брусья, 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

$$\tau_{кр} = M_{вр} / W_p \leq [\tau]_{кр},$$

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

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{вр}}{0,2[\tau]_{кр}}}$$

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

$$M_{экр} = \sqrt{M_{изг_{сумм}}^2 + \alpha M_{вр}^2},$$

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 $\sigma_{экр} = M_{экр} / W_p$.

Уравнение также решается относительно минимального диаметра вала

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{экр}}{0,2[\tau]}}.$$

Или то же самое для сравнения с допускаемыми нормальными напряжениями:

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{экр}}{0,1[\sigma]}}.$$

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 втулки должны быть разделены слоем смазки достаточной толщины. В зависимости от режима работы подшипника в нём может быть:

➔ **жидкостное трение**, когда рабочие поверхности вала и вкладыша разделены слоем масла, толщина которого больше суммы высот шероховатости поверхностей; при этом масло воспринимает внешнюю нагрузку, изолируя вал от вкладыша, предотвращая их износ. Сопротивление движению очень мало;

➔ **полужидкостное трение**, когда 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 большинства подшипников 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 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.

$$pV = \frac{NV}{ld} = \frac{2\pi * ndN}{60ld * 2} = \frac{Nn\pi}{60l} \leq [pV] = 2 \div 10 \frac{Hm}{мм^2сек}$$

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].

Это могут быть или шарики, 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 разноразмерности тел качения.

Подшипники качения классифицируются по следующим основным признакам:

- ➔ форма тел качения;
- ➔ габариты (осевые и радиальные);
- ➔ точность выполнения размеров;
- ➔ направление воспринимаемых сил.

По форме тел качения подшипники делятся на:

- ➔ **Шариковые** (быстроходны, способны к самоустановке за счёт возможности некоторого отклонения оси вращения);
- ➔ **Роликовые** – конические, цилиндрические, игольчатые (более грузоподъёмны, но из-за точно фиксированного положения оси вращения не способны самоустанавливаться, кроме бочкообразных роликов).

По радиальным габаритам подшипники сгруппированы в семь серий:

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 $100^\circ C$ $K_T = 1$).

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 $C = P * L^{(1/a)}$.
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.

Короткие валы при слабом нагреве можно устанавливать на подшипники враспор, когда один подшипник фиксирует осевое смещение вала в одну сторону, а другой – в другую. Схема с фиксацией подшипников враспор удобна в монтаже, но требует жёстких допусков на линейные размеры и опасна возможным защемлением тел качения при нагреве. При установке враспор для радиальных подшипников оставляют осевой зазор, а для радиально-упорных предусматривают осевую регулировку.

Крепление подшипников на валу и в корпусе

Для восприятия осевых нагрузок кольца подшипника закрепляют на валу и в корпусе.

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).

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);
- 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 роликоподшипники.

Жёсткость увеличивается предварительным натягом, суть которого в выборке зазоров и начальном сжатии тел качения. Это достигается взаимным осевым смещением колец посредством:

- затяжки резьбы (а);
- пружинами (б);
- установкой втулок (в);
- 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 HB, 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 твердость шестерни HB1 рекомендуют назначать больше твердости HB2 колеса не менее чем на (10...15) HB.

В условиях крупносерийного и массового производства целесообразно применять зубчатые колеса с высокотвердыми 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 высокотвердых 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 удлиняет 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	-	-	Н	163...192 НВ		550	270	235
40	120	60	У	192...228 НВ		700	400	300
45	-	-	Н	179...207 НВ		600	320	260
45	125	80	У	235...262 НВ		780	540	335
45	80	50	У	269...302 НВ		890	650	380
40Х	200	135	У	235...262 НВ		790	640	375
40Х	125	80	У	269...302 НВ		900	750	410
40Х	125	80	У+ТВЧ	45...50 HRC _э	269...302 НВ	900	750	410
40ХН	315	200	У	235...262 НВ		800	630	380
40ХН	200	125	У	269...302 НВ		920	750	420
40ХН	200	125	У+ТВЧ	48...53 HRC _э	269...302 НВ	920	750	420
35ХМ	315	200	У	235...262 НВ		800	670	380
35ХМ	200	125	У	269...302 НВ		920	790	420
35ХМ	200	125	У+ТВЧ	48...53 HRC _э	269...302 НВ	920	790	420
35Л	-	-	Н	163...207 НВ		550	270	235
40Л	-	-	Н	147 НВ		520	295	225
45Л	315	200	У	207...235 НВ		680	440	285
40ГЛ	315	200	У	235...262 НВ		850	600	365
20Х 18ХГТ 12ХНЗ А	200	125	У+ЦК	56...63 HRC _э	300...400 НВ	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:

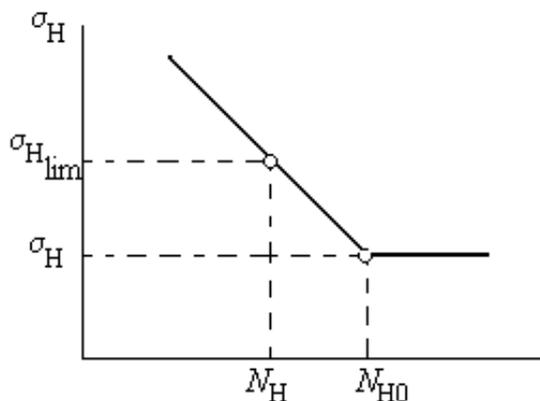
1. В графе "Термообработка" приняты следующие обозначения:

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 $D_{заг}$, $S_{заг}$.

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, NH - число циклов нагружений, $\sigma_H \lim(\sigma_H0)^*$ - предел выносливости материала, $NHG(NH0)$ - 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 (KHL) - коэффициент долговечности,

$$Z_{N1,2} = \sqrt[6]{\frac{N_{HG1,2}}{N_{H1,2}}} \geq 1$$

, но $\leq 2,6$ при $S_H = 1,1$;
и $\leq 1,8$ при $S_H = 1,2$.

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 $NH < NHG$).

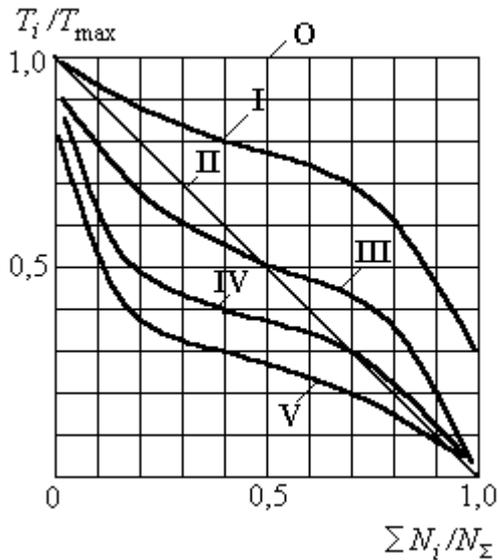
Расчет числа циклов перемены напряжений выполняют с учетом режима нагружения передачи. Различают режимы постоянной и переменной нагрузки. При постоянном режиме нагрузки расчетное число циклов напряжений $N_{H1,2} = 60cn_{1,2}t$, где c - число зацеплений зуба за один оборот (для проектируемого редуктора $c=1$);

$n_{1,2}$ - 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):



- 0 - 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 контактом 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					
	Термооб работка	m/2	μ_H (K_{HE})	Термическая обработка	m	μ_F (K_{FE})	Термическ. обработка	m	μ_F (K_{FE})
0	любая	3	1,0	улучшение, нормализация, азотирование	6	1,0	закалка объёмная, поверхност- ная, цементация	9	1,0
I			0,5			0,3			0,20
II			0,25			0,14			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 $\sigma_{H \lim}$, 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 -

$$[\sigma_H] = 0,5 ([\sigma_{H1}] + [\sigma_{H2}]) \leq 1,25 [\sigma_H]_{\min},$$

где $[\sigma_H]_{\min}$ - 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]

$$[\sigma_F]_{1,2} = \frac{\sigma_{F \lim 1,2}}{S_{F1,2}} \cdot Y_A \cdot Y_{N1,2}$$

где $\sigma_{F \lim} (\sigma_{F0})$ - 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).

$$\text{При } H \leq 350 \text{ HB} \quad Y_{N1,2} = \sqrt[6]{\frac{N_{FG}}{N_{FE1,2}}} \geq 1, \text{ но } \leq 4.$$

$$\text{При } H > 350 \text{ HB} \quad Y_{N1,2} = \sqrt[9]{\frac{N_{FG}}{N_{FE1,2}}} \geq 1, \text{ но } \leq 2,6.$$

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_{wp} , 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 рассчитываемой передачи

$$T_2 = \frac{10^3 \cdot T_{вых}}{\eta_{nk}}$$

. При задании полезной мощности привода $P_{пол}$ (кВт) номинальный

$$T_2 = 9550 \cdot \frac{P_{пол}}{n_2} \cdot 10^3$$

вращающий момент на колесе рассчитывают по формуле

- 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 колёс 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 расчётах может

встретиться относительная ширина колёс $\Psi_{bd} = b_w / d_{w1}$, которую рассчитывают с

$$\Psi_{bd} = \frac{\Psi_{ba}(u_p \pm 1)}{2}.$$

учетом зависимости

Относительная ширина колёс Ψ_{ba}

Схема расположения колёс относительно опор	Твёрдость рабочих поверхностей зубьев	
	H2 ≤ 350 HB или H1 и H2 ≤ 350 HB	H1 и H2 > 350 HB
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	44			210			
		45	45			46	220	220	230
			48			49		240	
	50	50	50		52	250	250	250	270
53			55	260					
56			56	58	280			280	290
		60	62	300					
		63	65	320					
63		63	63	65	320		320	320	330
	67		70	340					
	71		71	73		360		360	370
			75	78				380	
	80	80	80	82		400	400	400	410
85			88	420					
90			90	92	450			450	440
		95	98	460					

		95	98			480	490
100	100	100	102	500	500	500	515
		105	108			530	545
		110	112			560	580
	120	115	600		615		
			118				
125	125	125	135	630	630	630	650
		130				670	690
		140	145			710	730
	150	155	750		775		
160	160	160	165	800	800	800	825
		170	175			850	875
		180	185			900	925
	190	195	950		975		

Геометрический 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 $\beta = 8^\circ \dots 20^\circ$.

Далее определяют суммарное число зубьев шестерни и колеса:

$$\text{для прямозубых колёс} \quad z_\Sigma = z_1 + z_2 = 2 a_w / m,$$

$$\text{для косозубых колёс} \quad z_\Sigma = z_1 + z_2 = 2 a_w \cos \beta / m_n.$$

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 $z_1 \geq 25$.

Рассчитывают число зубьев колеса передачи $z_2 = z_\Sigma - z_1$.

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:

$d_{1,2} = m \cdot z_{1,2}$ - для прямозубых колёс

и $d_{1,2} = \frac{m_n z_{1,2}}{\cos \beta}$ - 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 $d_{a1,2} = d_{1,2} + 2 \cdot m_n$ - для косозубых колёс. Диаметры впадин зубьев колёс

$d_{f1,2} = d_{1,2} - 2,5 \cdot m$ - для прямозубых и $d_{f1,2} = d_{1,2} - 2,5 \cdot m_n$ - 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

$$\sigma_H = 1,18 \cdot \sqrt{\frac{T_1 \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV} \cdot E_p (u_\phi \pm 1)}{d_{w1}^2 \cdot b_w \cdot \sin 2\alpha_w \cdot u_\phi}} \leq [\sigma_H];$$

- 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, $Z_{H\beta} = \sqrt{K_{H\alpha} \cos^2 \beta / \varepsilon_\alpha}$.

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]:

$$\varepsilon_\alpha = \left[1,88 - 3,2 \cdot \left(\frac{1}{z_1} \pm \frac{1}{z_2} \right) \right] \cdot \cos \beta.$$

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

$$V = \pi d_{w1} \cdot n_1 / (60 \cdot 1000), \text{ м/с.}$$

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	а	KH _v	1.03	1.06	1.12	1.17	1.23	1.28
			1.01	1.02	1.03	1.04	1.06	1.07
	б	KH _v	1.06	1.13	1.26	1.40	1.53	1.67
		KF _v	1.02	1.05	1.10	1.15	1.20	1.25
7	а	KH _v	1.02	1.04	1.07	1.10	1.15	1.18
			1.00	1.00	1.02	1.02	1.03	1.04
	б	KH _v	1.02	1.04	1.08	1.11	1.14	1.17
		KF _v	1.01	1.02	1.03	1.04	1.06	1.07
8	а	KH _v	1.04	1.07	1.14	1.21	1.29	1.36
			1.02	1.03	1.05	1.06	1.07	1.08
	б	KH _v	1.08	1.16	1.33	1.50	1.67	1.80
		KF _v	1.03	1.06	1.11	1.16	1.22	1.27
9	а	KH _v	1.03	1.05	1.09	1.14	1.19	1.24
			1.00	1.01	1.02	1.03	1.03	1.04
	б	KH _v	1.03	1.05	1.09	1.13	1.17	1.22
		KF _v	1.01	1.02	1.03	1.05	1.07	1.08
8	а	KH _v	1.04	1.08	1.16	1.24	1.32	1.40
			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
9	а	KH _v	1.03	1.06	1.10	1.16	1.22	1.26
			1.01	1.01	1.02	1.03	1.04	1.05
	б	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
9	а	KH _v	1.05	1.10	1.20	1.30	1.40	1.50
			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
9	а	KH _v	1.04	1.07	1.13	1.20	1.26	1.32
			1.01	1.01	1.02	1.03	1.04	1.05
	б	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

$$b_{w \text{ уточн.}} = b_w \cdot \left(\frac{\sigma_H}{[\sigma_H]} \right)^2$$

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

$$\sigma_{F1,2} = \frac{F_t \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV} \cdot Y_{F1,2}}{m \cdot b_{w \text{ уточн.}}} \leq [\sigma_F]_{1,2}$$

и для косозубых колёс

$$\sigma_{F1,2} = Z_{F\beta} \cdot \frac{F_t \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV} \cdot Y_{F1,2}}{m_n \cdot b_{w \text{ уточн.}}} \leq [\sigma_F]_{1,2}$$

где $Z_{F\beta}$ - коэффициент повышения прочности косозубых передач по напряжениям

$$Z_{F\beta} = \frac{K_{F\alpha} \cdot Y_\beta}{\varepsilon_\alpha}$$

изгиба, ε_α - 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 колёс. 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 колёс

$$m \geq \sqrt[3]{3T_{\text{вых}} \cdot 10^3 \cdot K_{F\beta} \cdot Y_{F3} / (Z_3 \cdot \psi_{bm} \cdot [\sigma_{F3}])},$$

для косозубых колёс

$$m_n \geq \sqrt[3]{2T_{\text{вых}} \cdot 10^3 \cdot K_{F\beta} \cdot Z_{F\beta} \cdot Y_{F3} / (Z_3 \cdot \psi_{bm} \cdot [\sigma_{F3}])}.$$

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 :

$$\begin{aligned} \text{диаметр делительный} - d_3 &= m \cdot z_3 \quad \text{или} \quad d_3 = \frac{m_n}{\cos \beta} \cdot z_3, \\ \text{диаметр вершин зубьев} - d_{a3} &= d_3 + 2 \cdot m, \\ \text{диаметр впадин зубьев} - d_{f3} &= d_3 - 2,5 \cdot m, \\ \text{ширина венца} - b_3 &= \psi_{bm} \cdot m + (2 \dots 4). \end{aligned}$$

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 колёс.

Сначала конструктор выбирает внешний окружной модуль m_{te} , из которого рассчитывается вся геометрия зацепления, в частности, нормальный модуль в середине зуба $m_{nm} = m_{te} (1 - 0,5 b/R_e)$,

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

$$\overline{F}_{r1} = -\overline{F}_{a2}; \quad \overline{F}_{r2} = \overline{F}_{a1}; \quad \overline{F}_{t1} = -\overline{F}_{t2}.$$

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

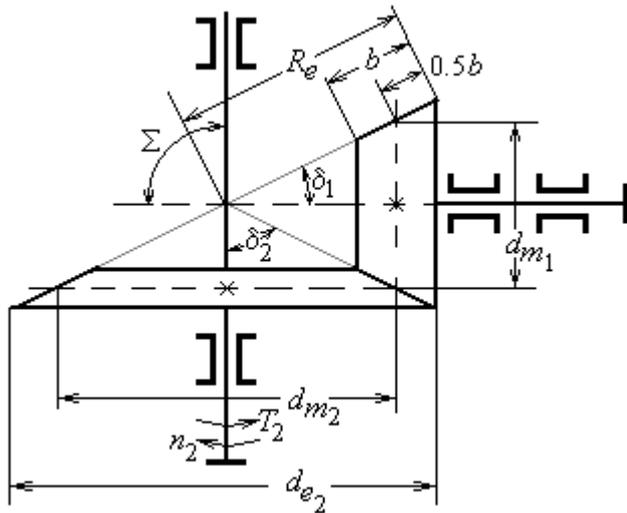


Рис.2.4

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] :

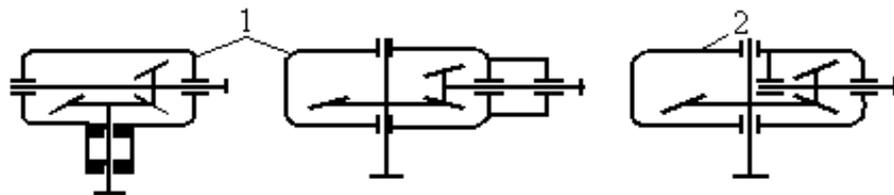
$$d_{e2} \geq 1,7 \cdot 3 \sqrt{\frac{E_{пр} \cdot T_2 \cdot K_{H\beta} \cdot u_p}{0,85 \cdot [\sigma_H]^2 \cdot (1 - K_{be}) \cdot K_{be}}}$$

где $E_{пр}$ - приведённый модуль упругости, для стальных колёс $E_{пр} = E_{стали} = 2,1 \cdot 10^5$ МПа;

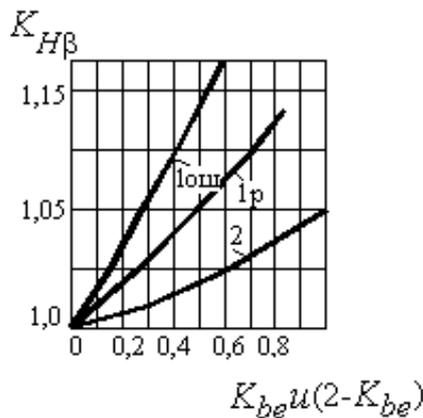
T_2 - вращающий момент на валу колеса, Н·мм (см.п.2.3);

$K_{H\beta}$ - коэффициент неравномерности распределения нагрузки по длине зуба, определяют по графикам на рис. 2.5.

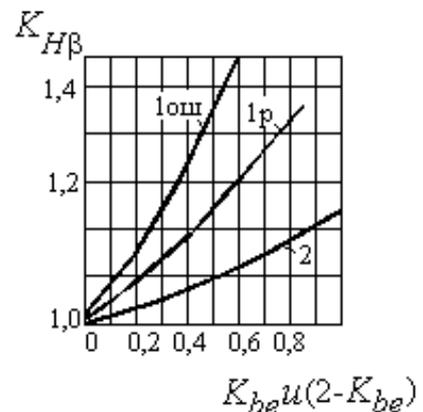
Здесь K_{be} - коэффициент ширины зубчатого венца относительно внешнего конусного расстояния, $K_{be} = b_w / R_e$. Рекомендуют принять $K_{be} \leq 0,3$. Меньшие значения назначают для неприрабатываемых зубчатых колёс, когда $H1$ и $H2 > 350$ НВ или



а



б



в

$V > 15$ м/с .

Рис. 2.5

Наиболее распространено в редукторостроении значение $K_{\beta e} = 0,285$, 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

$$d_{l_{1p}} = \frac{d_{l_{2p}}}{u_p}$$

Число зубьев шестерни Z'_1 назначают по рекомендациям, представленным на рис. 2.6.

По значению Z'_1 определяют число зубьев шестерни:

$$z_1 = 1,6z'_1 \text{ при } H1 \text{ и } H2 \leq 350 \text{ HB},$$

$$z_1 = 1,3z'_1 \text{ при } H1 \geq 45 \text{ HRC и } H2 \leq 350 \text{ HB},$$

$$z_1 = z'_1 \text{ при } H1 \text{ и } H2 \geq 45 \text{ HRC}.$$

Вычисленное значение z_1 округляют до целого числа.

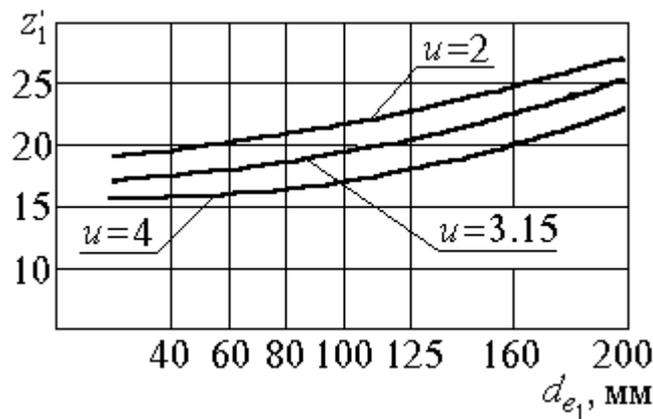


Рис.2.6

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 $\delta_{2\phi} = \arctg u_{\phi}$,
- 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 (рис.2.4)

$$R_e = \frac{d_{e2\phi}}{2 \cdot \sin \delta_{2\phi}}$$

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

$$m_m = m_{e\phi} (1 - 0,5 b_w / R_e)$$

При этом найденное значение m_m не округляют!

Рассчитывают внешнюю высоту головки зуба $h_{ae} = m_{e\phi}$.

Внешнюю высоту ножки зуба определяют как $h_{fe} = 1,2 m_{e\phi}$.

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;

$$T_1 = \frac{T_2}{u_\phi \cdot \eta_{пер}};$$

T_1 - вращающий момент на шестерне, Н·мм,

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

$$z_{V1,2} = z_{1,2} / \cos \delta_{\phi 1,2}.$$

Проектный расчёт открытой конической прямозубой передачи

Модуль зацепления в среднем сечении зуба конического колеса рассчитывают по формуле

$$m_m \geq \sqrt[3]{\frac{3T_{\text{вых}} \cdot 10^3 \cdot K_{F\beta} \cdot Y_{F3}}{0,85 \cdot z_3 \cdot \psi_m \cdot [\sigma_{F3}]}}$$

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 расчёт 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 трапецидальной резьбой и зубчатого червячного колеса с зубьями соответствующей специфической формы.

Движение в червячной передаче преобразуется по принципу винтовой пары. Изобретателем червячных передач считают Архимеда.

Достоинства червячных передач:

- + большое передаточное отношение (до 80);
- + плавность и бесшумность хода.

В отличие от эвольвентных зацеплений, где преобладает контактное качение, виток червяка скользит по зубу колеса. Следовательно, червячные передачи имеют "по определению" один 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 прямоочное реечное зацепление, где радиус кривизны боковой поверхности "рейки" (винта червяка) ρ_1 равен бесконечности и, следовательно, приведённый радиус кривизны равен радиусу кривизны зуба колеса

$$\rho_{np} = \rho_2.$$

Далее расчёт проводится по формуле Герца-Беляева. Из проектировочного расчёта находят осевой модуль червяка, а по нему и все геометрические параметры зацепления.

Особенность расчёта на изгиб состоит в том, что принимается эквивалентное число зубьев $Z_{эkv} = Z_2 / \cos^3 \gamma$, 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_o – температура окружающей среды, Ψ – коэффициент теплоотвода в пол.

В случае, когда расчётная температура превышает допускаемую, то следует предусмотреть отвод избыточной теплоты. Это достигается оребрением 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, червячное колесо - сборочная единица, где самые популярные способы крепления венца это либо центробежное литьё в кольцевую канавку ступицы; либо крепление венца к ступице болтами за фланец; либо посадка с натягом и стопорение винтами для предотвращения взаимного смещения венца и ступицы.

Крепление венца к ступице должно обеспечивать фиксацию как от проворота (осевая сила червяка = окружной силе колеса), так и от осевого "снятия" венца (окружная сила червяка = осевой силе колеса).

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

- ? 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

Передают движение за счёт сил трения (*лат. frictio – трение*). Простейшие передачи состоят из двух цилиндрических или конических роликов - катков.

Главное условие работы передачи состоит в том, что момент сил трения между катками должен быть больше передаваемого вращающего момента.

Передаточное отношение цилиндрической фрикционной передачи определяют как отношение частот вращения или диаметров тел качения.

$$U = n_1/n_2 = D_2/[D_1(1-\varepsilon)],$$

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);**
- × **задир поверхности при пробуксовке.**

Поскольку всё это следствие высоких контактных напряжений сжатия, то в качестве проекторочного 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 к

РЕМЕННЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Являются разновидностью фрикционных передач, где движение передаётся посредством специального кольцевого замкнутого ремня.

Ременные передачи применяются для привода агрегатов от электродвигателей малой и средней мощности; для привода от маломощных двигателей внутреннего сгорания.

Ремни имеют различные сечения:

- 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].

Для создания трения ремень надевают с предварительным натяжением F_0 . В покое или на холостом ходу ветви ремня натянуты одинаково. При передаче вращающего момента T_1 натяжения в ветвях перераспределяются: ведущая ветвь натягивается до силы F_1 , 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: $F_1 + F_2 = 2F_0$. Таким образом, получаем систему двух уравнений с тремя неизвестными:

$$F_1 = F_0 + F_t/2; \quad F_2 = F_0 - F_t/2.$$

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 реакция шкива на элемент ремня, $f dR$ – элементарная сила трения. По условию равновесия суммы моментов

$$rF + rfdR - r(F + dF) = 0.$$

Сумма горизонтальных проекций сил:

$$dR - F \sin(d\varphi/2) - (F + dF) \sin(d\varphi/2) = 0.$$

Отбрасывая члены второго 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:

$$F_1 = F_t e^{f\alpha} / (e^{f\alpha} - 1); \quad F_2 = F_t / (e^{f\alpha} - 1); \quad F_0 = F_t (e^{f\alpha} + 1) / 2(e^{f\alpha} - 1).$$

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_0 , 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_0) $\sigma_0 = F_0/S$;
- "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 $\sigma_{\max} = \sigma_0 + \sigma_n + \sigma_u + \sigma_v$.

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 $F_r \approx 2 F_0 \cos(\beta/2)$. 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 $D_1=(110...130)(N/n)^{1/3}$, где N —мощность, KBT , 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 $1mm$ 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 $N=3600vz_{шт}T$.
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 ширины ремня [32].

Во избежание сползания ремня их рабочие поверхности делают выпуклыми. Шероховатость $R_z \leq 10 \text{ мкм}$.

Чугунные шкивы применяют при скоростях до $30 \div 45 \text{ м/с}$. Шкивы малых диаметров до 350 мм имеют сплошные диски, шкивы больших диаметров – ступицы эллиптического переменного сечения. Стальные сварные шкивы применяют при скоростях $60 \div 80 \text{ м/с}$. Шкивы из лёгких сплавов перспективны для быстроходных передач до 100 м/с .

Плоские ремни должны обеспечивать:

- прочность при переменных напряжениях;
- износостойкость;
- высокое трение со шкивами;
- малую изгибную жёсткость.

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, особенно при больших скоростях. Выбирая тип соединения следует учитывать рекомендации специальной литературы. Самый совершенный способ соединения – склеивание, которое производят для однородных ремней по косому срезу (а), для слоёных 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).

У шкивов клиноременных передач рабочей поверхностью являются боковые стороны клиновых канавок. Диаметр, по которому определяют расчётную длину ремня, называют расчётным диаметром, по ГОСТ 20898-75 он обозначается d_p . По этому же ГОСТу для правильного контакта ремня со шкивом угол канавки назначают в зависимости от диаметра шкива.

Клиноременные шкивы выполняют из тех же материалов, что и плоскоременные. 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_o , 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 $2F_o$ 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 куса 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 $M = M_{\text{Вала}}K$, где $M_{\text{Вала}}$ – 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 нагрузки, большие массы (прессы, молоты). Для

двигателей транспортных машин K завышают на $20 \div 40 \%$ в зависимости от числа цилиндров.

ЖЁСТКИЕ 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 изгиб. Их работоспособность определяется прочностью в местах крепления к валам.

Чаще применяются фланцевые жёсткие муфты, т.к. они допускают лёгкую сборку-разборку. Такие конструкции имеют две полумуфты в виде фланцев, устанавливаемых на концах валов с натягом и стянутых болтами. Вращающий момент передаётся за счёт сил трения между фланцами, а когда болты вставлены без зазора, то также и болтами. Фланцевые муфты стандартизованы в диапазоне диаметров **12 ÷ 250 мм** и передают моменты **0,8 ÷ 4500 кГм**. В тяжёлых машинах фланцы приваривают к валам.

КОМПЕНСИРУЮЩИЕ МУФТЫ

Иногда называют самоустанавливающимися. Они соединяют валы с небольшими смещениями осей.

Наиболее популярна 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 зацепления выполняют с боковым зазором; зубьям придают бочкообразную форму; венцы полумуфт располагают на некотором расстоянии друг от друга. Зубчатые муфты малы и легки, весьма грузоподъёмны (до **100000 кГм**), высокооборотны.

Однако эти муфты чувствительны к перекосам. Кроме того, при перекосах валов вследствие трения в зубьях муфта нагружает валы изгибающим моментом примерно **10%** от вращающего.

Несущая способность муфт резко падает с ростом перекоса валов.

Размеры муфт подбирают по таблицам в зависимости от вращающего момента, который находят по наибольшему длительно действующему моменту на ведущем валу.

ПОДВИЖНЫЕ МУФТЫ

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 инженерного решения Робертом Гуком в 1770 г. Поэтому иногда в литературе они называются карданными муфтами, а иногда – шарнирами Гука.

Шарнирные муфты соединяют валы под углом до **45°**, позволяют создавать цепные валы с передачей вращения в самые недоступные места. Всё это возможно потому, что крестовина является не одним шарниром, а сразу двумя с перпендикулярными осями.

Прочность карданной муфты 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.

Малоба́ритные шарнирные муфты стандартизованы в диапазоне диаметров $8 \div 40$ мм и моментов $1,25 \div 128$ кГм. Крестовина выполнена в виде параллелепипеда. Шарнир образуется с помощью вставных осей, одна из которых длинная, а другая состоит из двух коротких втулок, стянутых заклёпкой. Конструкция весьма технологична.

УПРУГИЕ МУФТЫ

Предназначены главным образом для смягчения (амортизации) ударов, толчков и вибрации. Кроме того, допускают некоторую компенсацию смещений валов.

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.

Лёгкий монтаж, демонтаж и замена упругого элемента. Допускаются радиальные смещения $1 \div 5$ мм, осевые $2 \div 6$ мм, угловые $1,5 \div 2^\circ$, угол закручивания $5 \div 30^\circ$.

Несущая способность (и прочность) муфт зависит от крепления оболочки к фланцам. Стандартизованы муфты с неразрезной упругой оболочкой в диапазоне моментов $2 \div 2500$ кГм.

Широкое применение находит упругая втулочно-пальцевая муфта ("МУВП"). Здесь нет необходимости крепить резину к металлу, легко заменять упругие элементы при износе.

В этих муфтах момент передаётся через пальцы и насаженные на них упругие элементы в форме колец или гофрированных втулок. Такие муфты легки в изготовлении, просты в конструкции, удобны в эксплуатации и поэтому получили широкое применение, особенно для передачи вращения от электродвигателя.

Муфты нормализованы в размерах $16 \div 150$ мм и моментах $3,2 \div 1500$ 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

$$P = 2 M_{\text{сп}} / (zDdl) \leq [p],$$

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 больший, чем момент сил трения**, поскольку начинается проскальзывание контактирующих фрикционных элементов, поэтому фрикционные муфты являются эффективными неразрушающимися предохранителями для защиты машины от динамических перегрузок.

Встречаются различные формы рабочих поверхностей фрикционных элементов:

- **дисковые**, в которых трение происходит по торцевым поверхностям дисков (одно- и многодисковые);
- **конусные**, в которых рабочие поверхности 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 ?

2.2 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;

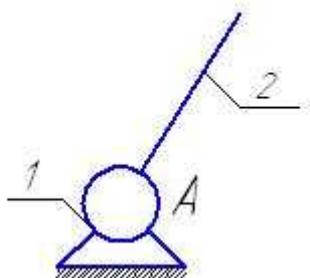
- структурный анализ следует проводить от всех возможных входных звеньев, так как в зависимости от выбора входного звена может изменяться класс и порядок механизма в целом;

- 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:

Условное обозначение

Запись

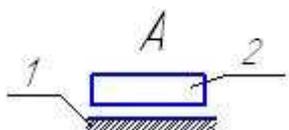


1-⊙A-2

Что означает: звено 1 соединяется со звеном 2 вращательной кинематической парой 5-го класса.

Условное обозначение

Запись



1-□A-2

Что означает: звено 1 соединяется со звеном 2 поступательной кинематической парой 5-го класса.

6. Составьте формулу структурного строения механизма, показывающую порядок присоединения групп Ассура 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?

Лабораторная работа № 3

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 желательно 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 Ассура, а не по звеньям?
6. Какие силы, приложенные к группе Ассура, 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.

2.3 ПРАКТИЧЕСКИЕ ЗАНЯТИЯ

10. Классификация механизмов. Определение класса и порядка механизмов. Построение заменяющих механизмов.
11. Построение планов скоростей и ускорений. Определение угловых скоростей и угловых ускорений звеньев. Частные положения механизмов.
12. Расчет приведенных сил и приведенных моментов сил. Расчет маховика.
13. Определение основных размеров кулачковых механизмов. Угол давления и угол передачи. Циклограмма.
14. Исследование кинематики сложных зубчатых и планетарных передач графическим и аналитическим методами. Формула Виллиса, метод обращения движения.
15. Определение нормальных сил, деформаций и нормальных напряжений при растяжении - сжатии круглого ступенчатого стержня. Построение эпюр.
16. Определение крутящих моментов, касательных напряжений и угловых деформаций при кручении круглого ступенчатого вала.
17. Определение поперечных сил, изгибающих моментов и напряжений при чистом изгибе. Подбор профиля балки. Построение эпюр.
18. Расчет подшипников качения редуктора.

2.4 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.

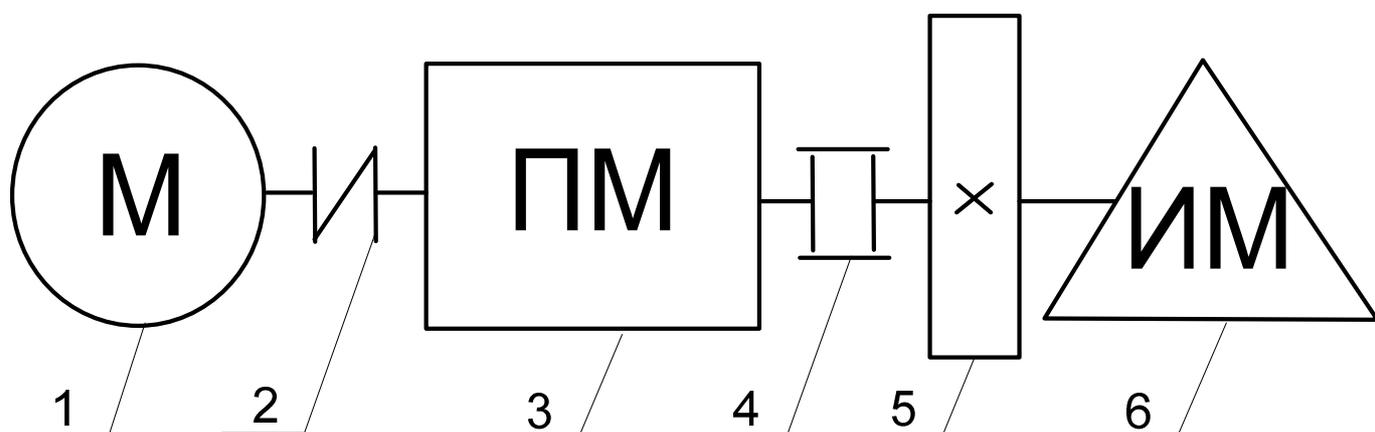


Рис. 1.1

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 соответствии 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.

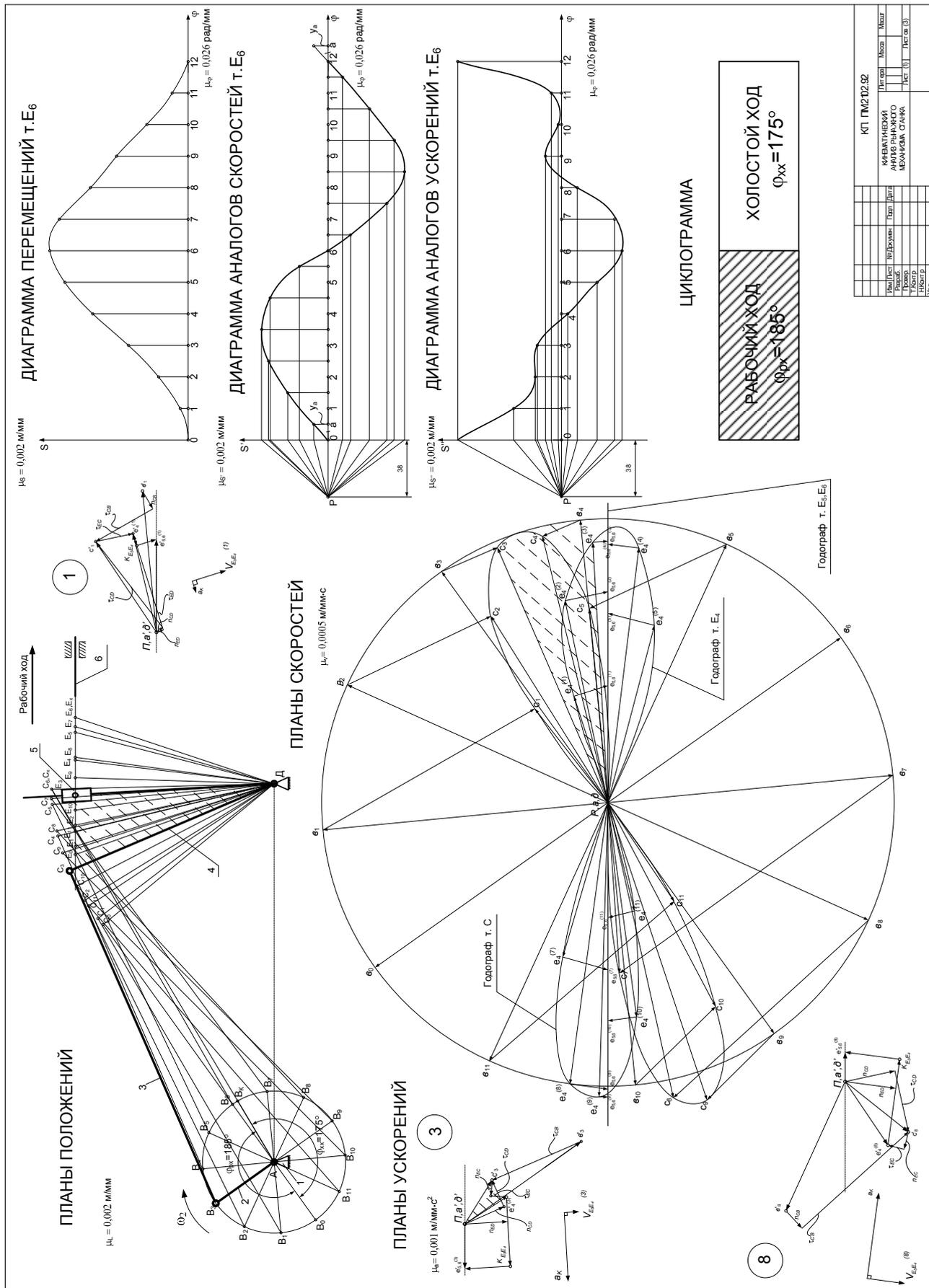


Рис. 1.2

Рис. 1.3

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 чертёж

Сборочный чертёж (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 чертёж 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 чертёж редуктора выполнить в натуральную величину в масштабе 1:1. Учитывая ограниченную площадь чертежа в учебном проекте, допускается компоновочный чертёж 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).

Чертёж общего вида редуктора должен содержать все необходимые данные для монтажа привода машины и подготовки его для эксплуатации. На этом чертеже указывают:

- а) габаритные размеры: наибольшие длина, ширина и высота редуктора;
- б) 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.

- в) 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 ;
- г) сопряженные размеры: диаметры и посадки на валах зубчатых и червячных колес, полумуфт подшипников, шпонок, стаканов, втулок, центрирующих поверхностей крышек подшипников;
- д) 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, ННм | ... |
| 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.) | ... |
| 7. Масса редуктора, кг | ... |

- **технические требования** к редуктору:

1. 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:
 - а) без нагрузки в течение одного часа при частоте вращения быстроходного вала ... мин⁻¹,
 - б) 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.

1.3. Основные надписи

Для всех видов *чертежей* (деталей, сборочных, общих видов) применяют форму основной надписи по ГОСТ 2.104-68 (рис. 1.8).

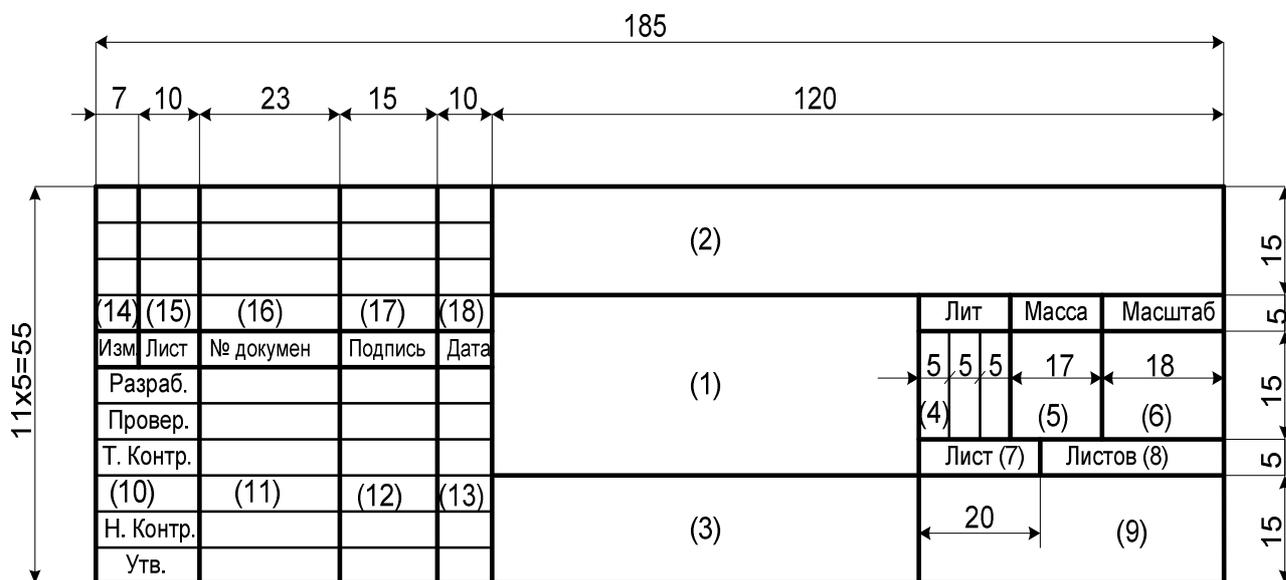


Рис. 1.8

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).

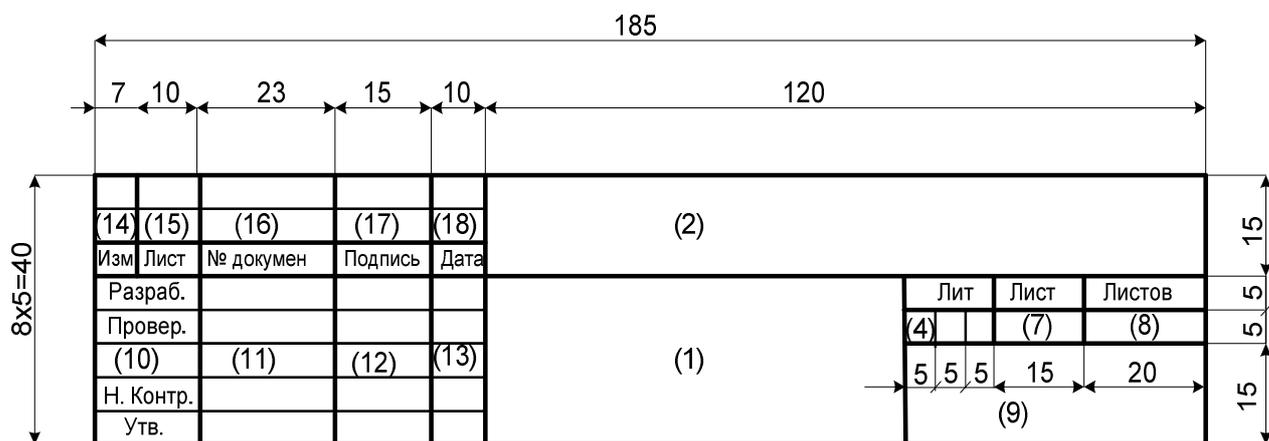


Рис. 1.9

Допускается для последующих листов чертежей и схем применять форму по рис. 1.10.

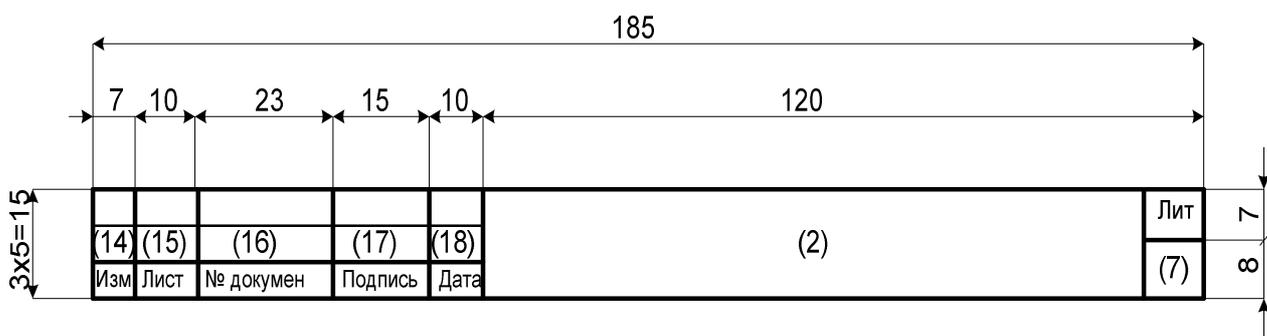


Рис. 1.10

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. 1.11 и 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;
- стандартные изделия;
- прочие изделия;
- материалы;
- комплекты.

Рис. 1.11

Наличие тех или иных разделов определяется составом специфицируемого изделия. Наименование каждого раздела указывают в виде заголовка в графе “*Наименование*” и подчеркивают. Разделы не нумеруют. Ниже заголовка оставляют одну свободную строку, выше – не менее одной свободной строки.

В разделе “*Документация*” вносят документы, составляющие основной комплект конструкторских документов специфицируемого изделия кроме его спецификации, а также документы основного комплекта записываемых в спецификацию неспецифицируемых составных частей (деталей), кроме их рабочих чертежей. В учебном проекте для всего изделия в сборе – чертеж 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).

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 рекомендуются 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 изготовления 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 выполнений 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.

Варианты заданий на курсовой проект

ЗАДАНИЕ №1

Пресс

Таблица N - Данные к листу №1 и №2 – кинематический и динамический анализ механизма прессы

№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

Таблица N - Данные к листу №3 – 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

ЗАДАНИЕ №2
Транспортер

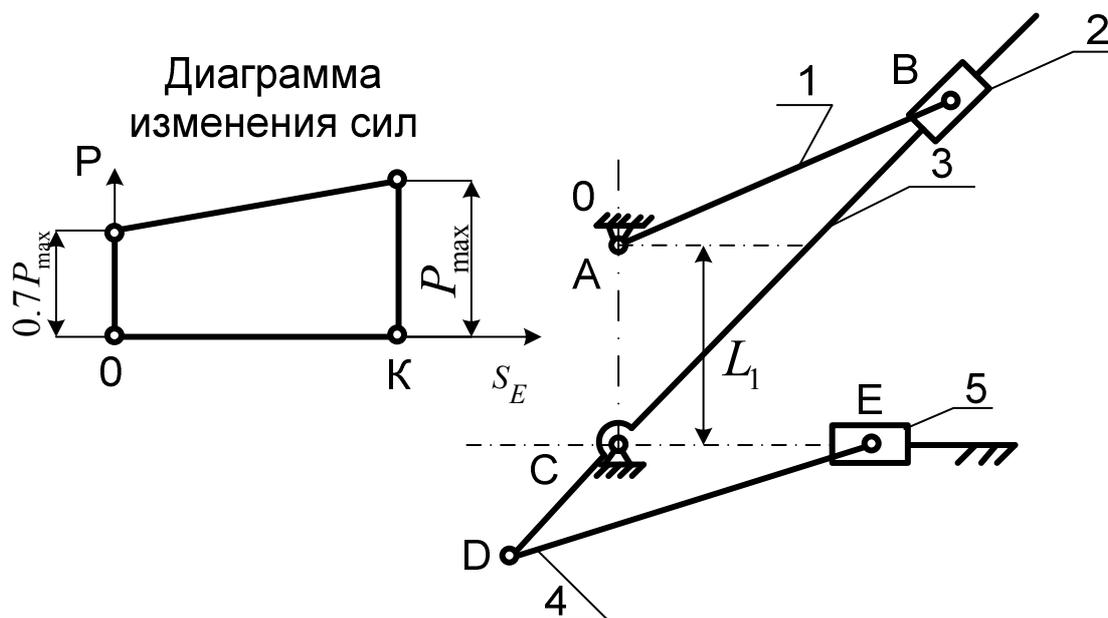


Таблица N - Данные к листу №1 и №2 – кинематический и динамический анализ механизма транспортера

№вар Наим	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$l_{AB}, \text{ м}$	0.22	0.30	0.23	0.29	0.22	0.27	0.24	0.28	0.25	0.26
$l_{CD}, \text{ м}$	0.20	0.25	0.21	0.27	0.23	0.26	0.25	0.24	0.25	0.24
$l_{DE}, \text{ м}$	0.85	0.93	0.87	0.95	0.92	1.05	1.00	0.96	0.92	0.98
$L_1, \text{ м}$	0.05	0.07	0.05	0.06	0.05	0.07	0.04	0.06	0.05	0.06
$P_{\text{max}}, \text{ Н}$	3000	4050	2700	4800	3600	3100	4100	2800	4000	2400

Таблица N - Данные к листу №3 – проектирование редуктора

№вар Наим	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$n_1, \text{ об}^{-1}$	30	50	80	100	140	180	220	300	400	500

ЗАДАНИЕ №3
Двигатель внутреннего сгорания

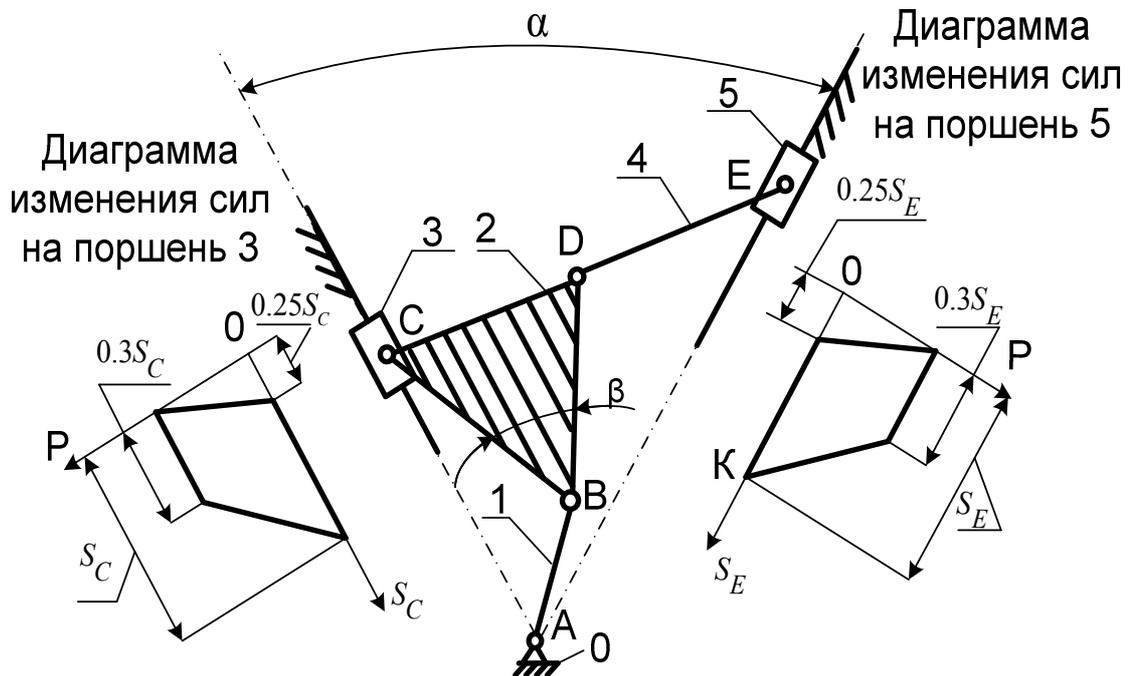


Таблица N - Данные к листу №1 и №2 – кинематический и динамический анализ механизма двигателя внутреннего сгорания

№вар Наим	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$l_{AB}, \text{ м}$	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	10000	9500	9600	9700	9800	10000

Таблица N - Данные к листу №3 – проектирование редуктора

№вар Наим	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$n_1, \text{ об}^{-1}$	400	420	440	450	460	500	520	550	600	650

ЗАДАНИЕ №4
Строгальный станок

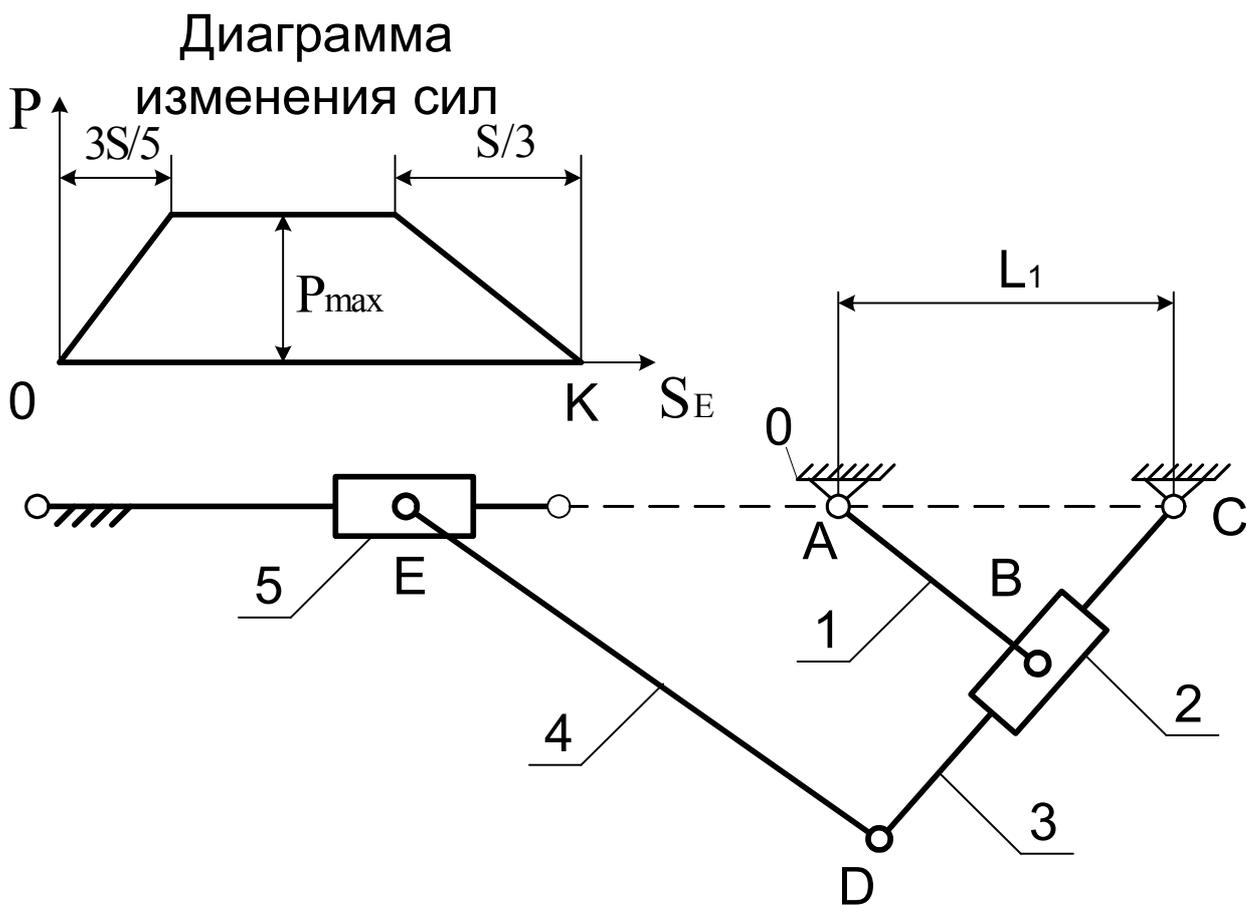


Таблица N - Данные к листу №1 и №2 – кинематический и динамический анализ механизма строгального станка

№вар Наим	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$l_{AB}, \text{ м}$	0.07	0.06	0.10	0.05	0.10	0.08	0.05	0.06	0.05	0.06
$l_{CD}, \text{ м}$	0.09	0.09	0.17	0.85	0.14	0.11	0.09	0.09	0.09	0.08
$l_{DE}, \text{ м}$	0.04	0.33	0.67	0.31	0.7	0.53	0.35	0.56	0.33	0.37
$L_1, \text{ м}$	0.08	0.06	0.20	0.06	0.14	0.08	0.06	0.10	0.06	0.08
$P_{\text{max}}, \text{ Н}$	2700	3000	5100	3100	5200	4700	3200	3700	3900	4100

Таблица N - Данные к листу №3 – проектирование редуктора

№вар Наим	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$n_1, \text{ об}^{-1}$	300	150	100	75	300	150	100	75	300	150

ЗАДАНИЕ №5
Пресс

Таблица N - Данные к листу №1 и №2 – кинематический и динамический анализ механизма прессы

№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
$l_{CB}, \text{ м}$	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

Таблица N - Данные к листу №3 – 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

ЗАДАНИЕ №6
Щековая дробилка

Таблица N - Данные к листу №1 и №2 – кинематический и динамический анализ механизма щековой дробилки

№вар Наим	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
a, м	0.60	0.615	0.630	0.645	0.660	0.680	0.700	0.725	0.750	0.735
b, м	0.650	0.655	0.68	0.690	0.700	0.715	0.730	0.745	0.760	0.775
c, м	0.250	0.275	0.300	0.310	0.320	0.335	0.350	0.375	0.400	0.425
d, м	0.700	0.725	0.750	0.765	0.780	0.740	0.800	0.815	0.830	0.845
l_{AB} , м	0.550	0.570	0.600	0.620	0.650	0.680	0.690	0.700	0.720	0.740
l_{OD} , м	0.080	0.085	0.090	0.092	0.095	0.097	0.100	0.105	0.110	0.115
l_{OB} , м	0.350	0.375	0.400	0.420	0.450	0.480	0.500	0.5200	0.550	0.580
$l_{OC} =$ l_{OF} , м	0.500	0.520	0.550	0.580	0.600	0.620	0.650	0.670	0.700	0.720
P_{max} , Н	4000	4200	4500	4800	5000	5200	5500	5700	6000	6200

Таблица N - Данные к листу №3 – проектирование редуктора

№вар Наим	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
n_1 , об ⁻¹	27	28	38	28	45	42	42	40	25	51

ЗАДАНИЕ №7

Конвейер

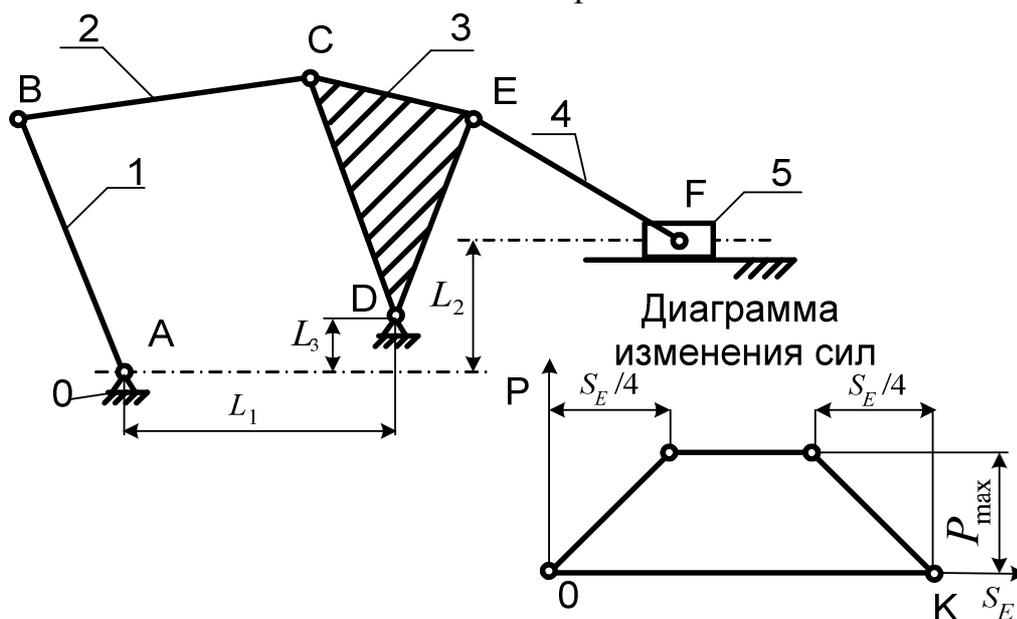


Таблица N - Данные к листу №1 и №2 – кинематический и динамический анализ механизма конвейера

№ 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
$l_{EF}, \text{ м}$	1.15	1.20	1.00	1.10	1.13	1.10	1.05	0.95	1.00	0.90
$L_1, \text{ м}$	0.07	0.05	0.06	0.07	0.05	0.07	0.08	0.05	0.06	0.07
$L_2, \text{ м}$	0.03	0.06	0.04	0.04	0.05	0.04	0.02	0.03	0.04	0.00
$L_3, \text{ м}$	0.03	0.06	0.04	0.04	0.05	0.04	0.02	0.03	0.04	0.00
$P_{\max}, \text{ Н}$	3700	3800	3900	4000	4100	4200	4300	4400	4500	3700

Таблица N - Данные к листу №3 – проектирование редуктора

№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

ЗАДАНИЕ №8
Поршневой компрессор

Таблица N - Данные к листу №1 и №2 – 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
$P_{\text{max}}, \text{ Н}$	4800	5200	4100	5500	4600	6300	7200	6200	6800	7000

Таблица N - Данные к листу №3 – 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

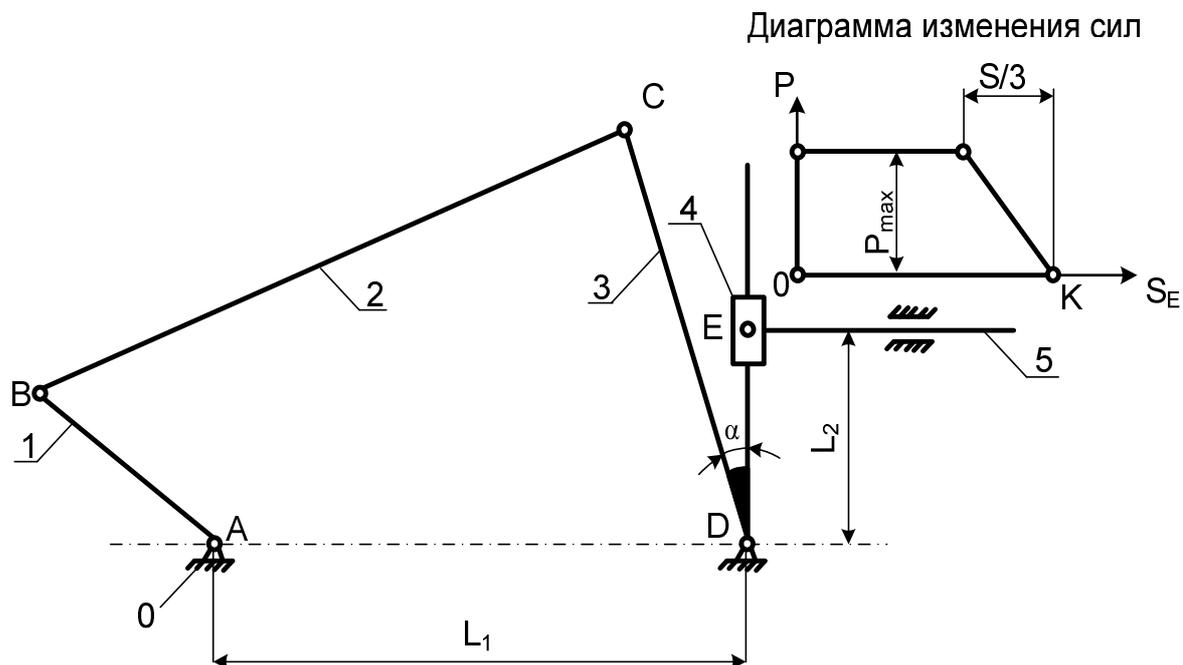


Таблица N - Данные к листу №1 и №2 – кинематический и динамический анализ механизма станка

№вар Наим	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$I_{AB}, \text{ м}$	0.07	0.09	0.08	0.20	0.19	0.08	0.06	0.17	0.08	0.07
$I_{BC}, \text{ м}$	0.45	0.46	0.44	0.90	0.92	0.43	0.42	0.90	0.45	0.47
$I_{CD}, \text{ м}$	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

Таблица N - Данные к листу №3 – 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

ЗАДАНИЕ № 10
Вертикальный пресс

Таблица N - Данные к листу №1 и №2 – кинематический и динамический анализ механизма вертикального пресса

№вар Наим	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$l_{AB}, \text{м}$	0.080	0.090	0.100	0.110	0.120	0.080	0.085	0.090	0.090	0.080
$l_{CB}, \text{м}$	0.380	0.420	0.500	0.530	0.700	0.390	0.400	0.410	0.420	0.410
$l_{CE}, \text{м}$	0.120	0.150	0.130	0.200	0.180	0.120	0.140	0.160	0.140	0.160
$l_{EF}, \text{м}$	0.150	0.170	0.220	0.240	0.270	0.140	0.160	0.170	0.180	0.200
$a, \text{м}$	0.025	0.030	0.035	0.040	0.045	0.026	0.028	0.030	0.032	0.035
$b, \text{м}$	0.280	0.320	0.380	0.400	0.440	0.300	0.310	0.330	0.350	0.380
$c, \text{м}$	0.060	0.070	0.080	0.090	0.105	0.060	0.065	0.070	0.080	0.080
$P_{\max}, \text{Н}$	8000	9000	10000	11000	12000	8000	9000	10000	8000	10000

Таблица N - Данные к листу №3 – проектирование редуктора

№вар Наим	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$n_1, \text{об}^{-1}$	130	150	180	100	120	140	110	120	160	180

ЗАДАНИЕ №11
Пресс

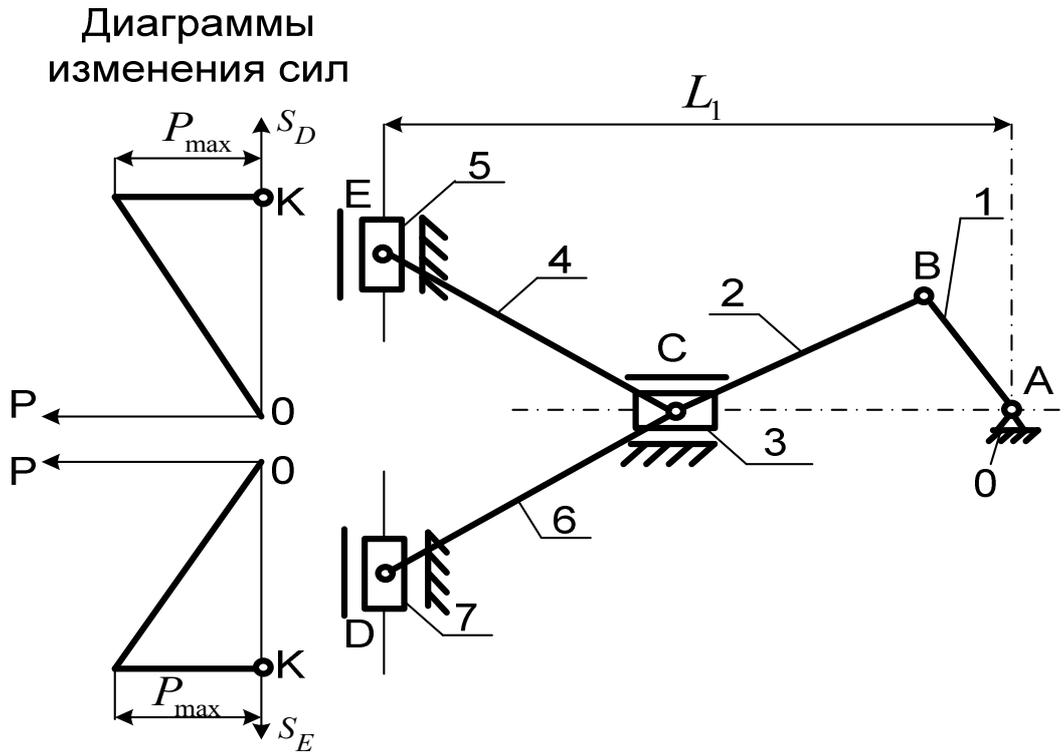


Таблица N - Данные к листу №1 и №2 – кинематический и динамический анализ механизма прессы

№вар Наим	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
l_{AB} , м	0.1	0.15	0.18	0.2	0.22	0.12	0.14	0.16	0.18	0.2
l_{BC} , м	0.55	0.6	0.75	0.8	0.9	0.56	0.65	0.70	0.85	0.95
l_{CD} , м	0.5	0.6	0.7	0.75	0.8	0.52	0.62	0.72	0.80	0.85
l_{CE} , м	0.5	0.6	0.7	0.75	0.8	0.52	0.62	0.72	0.80	0.85
L_1 , м	0.76	0.84	1.02	1.08	1.19	0.77	0.91	1.01	1.18	1.28
P_{max} , Н	6000	6500	7000	7500	8000	6500	7000	7500	8000	8500

Таблица N - Данные к листу №3 – проектирование редуктора

№вар Наим	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
n_1 , об ⁻¹	140	150	150	150	230	230	230	230	150	270

ЗАДАНИЕ №12
Пресс

Таблица N - Данные к листу №1 и №2 – кинематический и динамический анализ механизма пресс

№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
$l_{CE}, \text{ м}$	0.60	0.57	0.60	0.56	0.65	0.59	0.57	0.58	0.58	0.61
$l_{CD}, \text{ м}$	0.68	0.66	0.72	0.65	0.82	0.70	0.68	0.71	0.72	0.72
$L_1, \text{ м}$	0.54	0.53	0.56	0.54	0.59	0.51	0.59	0.50	0.61	0.58
$L_2, \text{ м}$	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

Таблица N - Данные к листу №3 – 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

Таблица N - Данные к
листу №3 – проектирование
редуктора

№вар Наим.	$n_1, \text{об}^{-1}$
1	260
2	240
3	270
4	240
5	270
6	260
7	250
8	260
9	250
10	270

Таблица N - Данные к листу №1 и №2 – кинематический и динамический
анализ механизма строгального станка

№вар Наим	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$l_{AB}, \text{м}$	0.30	0.35	0.40	0.45	0.50	0.30	0.35	0.40	0.45	0.50
$l_{BC}, \text{м}$	0.70	1.40	1.40	1.60	1.5	0.70	1.30	1.40	1.50	1.60
$l_{AD}, \text{м}$	0.60	1.70	1.70	1.90	1.80	0.80	1.40	1.60	1.70	1.70
$l_{CD}, \text{м}$	0.40	1.20	1.20	1.20	1.20	0.35	1.40	1.30	1.20	1.30
$l_{BH}, \text{м}$	0.35	0.70	0.70	0.80	0.75	0.85	0.85	0.90	0.95	0.65
$l_{EF}, \text{м}$	1.00	1.60	1.60	1.80	1.70	1.00	1.60	1.80	1.70	1.75
$l_{CE}=l_{BE}, \text{м}$	0.40	0.90	0.90	1.00	1.00	0.50	0.90	1.00	1.10	0.80
a	0.30	1.00	1.10	1.10	1.10	0.20	1.20	0.90	1.00	1.10
$P_{\max}, \text{Н}$	2800	3000	3200	3500	4000	2800	3000	3200	3500	4000

ЗАДАНИЕ №14
Формовочная машина

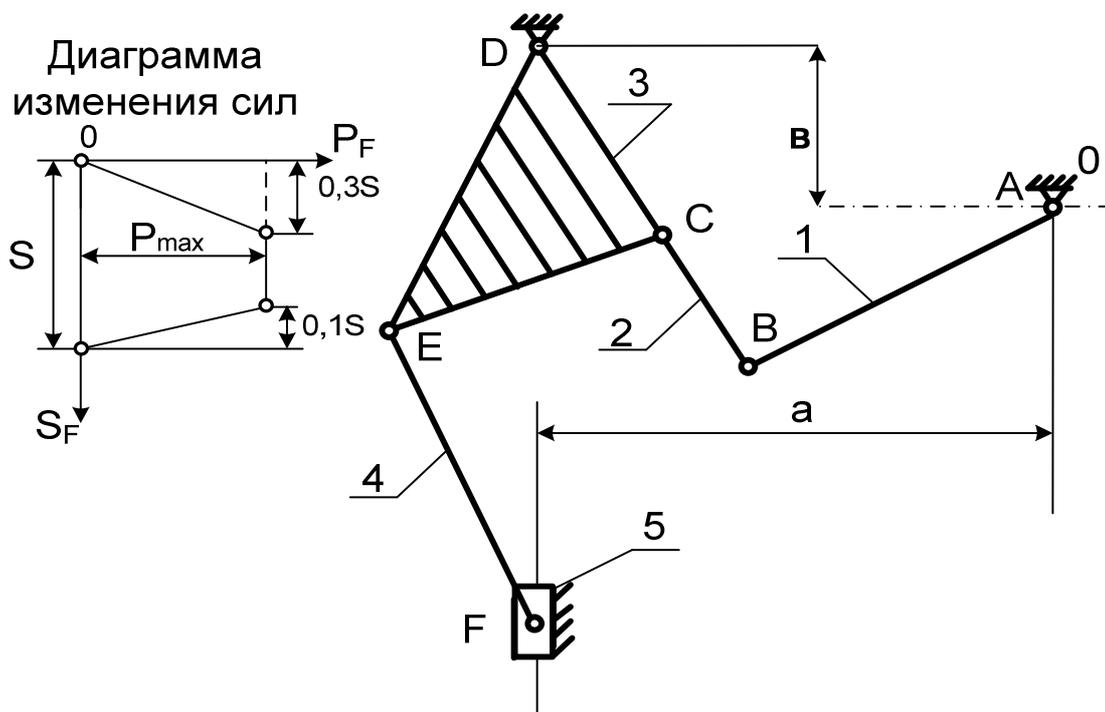


Таблица N - Данные к листу №1 и №2 – кинематический и динамический анализ механизма формовочной машины

№вар Наим	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$l_{AB}, \text{ м}$	0.051	0.045	0.045	0.051	0.047	0.051	0.045	0.051	0.042	0.047
$l_{BC}, \text{ м}$	0.320	0.309	0.305	0.307	0.307	0.310	0.315	0.308	0.306	0.317
$l_{DE}, \text{ м}$	0.200	0.195	0.200	0.180	0.180	0.170	0.185	0.205	0.190	0.175
$l_{CD}, \text{ м}$	0.220	0.200	0.220	0.210	0.240	0.250	0.215	0.230	0.245	0.225
$l_{EC}, \text{ м}$	0.110	0.095	0.100	0.115	0.115	0.110	0.105	0.100	0.120	0.115
$l_{EF}, \text{ м}$	0.200	0.210	0.200	0.205	0.255	0.240	0.235	0.230	0.225	0.215
$a, \text{ м}$	0.350	0.140	0.350	0.360	0.360	0.200	0.250	0.150	0.300	0.280
$b, \text{ м}$	0.150	0.140	0.160	0.160	0.220	0.240	0.180	0.190	0.210	0.170
$P_{\max}, \text{ Н}$	8000	9000	8500	9500	9500	7500	8250	9250	8750	9750

Таблица N - Данные к листу №3 – 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

Таблица N - Данные к листу №1 и №2 – кинематический и динамический анализ механизма двигателя внутреннего сгорания

№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	0.90	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
$P_{\text{max}}, \text{ Н}$	1400	1600	1400	1200	1400	1800	1400	1600	1400	1200

Таблица N - Данные к листу №3 – 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

Диаграмма
изменения сил

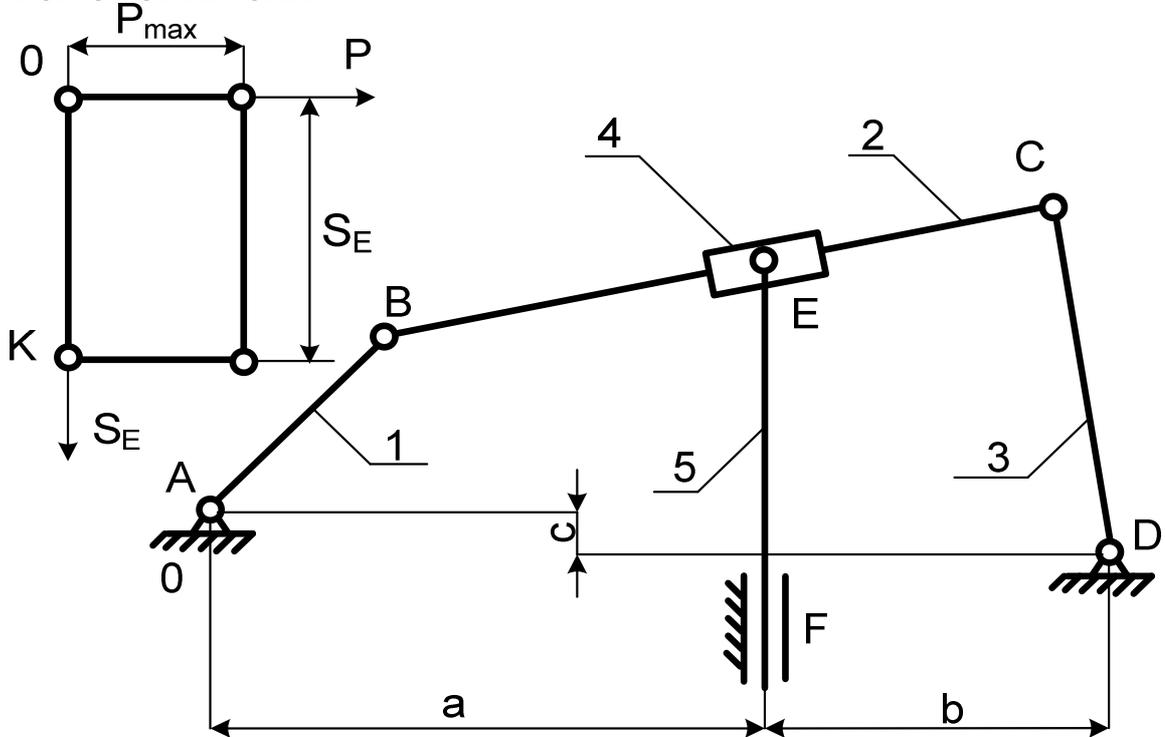


Таблица N - Данные к листу №1 и №2 – кинематический и динамический

№вар Наим	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$l_{AB}, \text{ м}$	0.08	0.09	0.09	0.10	0.07	0.08	0.09	0.08	0.10	0.07
$l_{BC}, \text{ м}$	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

анализ механизма станка

$b, \text{ м}$	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

Таблица N - Данные к листу №3 – проектирование редуктора

№вар Наим	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$n_1, \text{ об}^{-1}$	380	350	450	450	490	400	400	420	460	470

ЗАДАНИЕ №17
Двигатель внутреннего сгорания

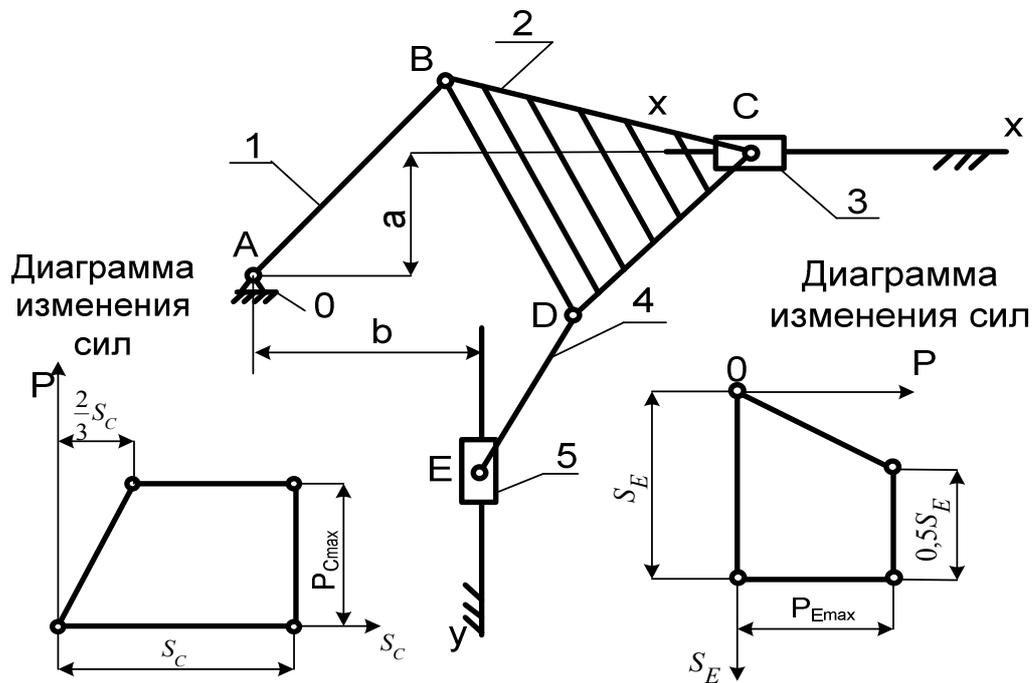


Таблица N - Данные к листу №1 и №2 – кинематический и динамический

№вар Наим	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
$P_{Cmax}, \text{ Н}$	2800	3000	2800	3000	3000	2700	2900	2700	2800	2900
$P_{Emax}, \text{ Н}$	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

анализ механизма двигателя внутреннего сгорания

Таблица N - Данные к листу №3 – проектирование редуктора

№вар Наим	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$n_1, \text{ об}^{-1}$	500	550	600	650	700	750	800	700	600	500

ЗАДАНИЕ №18
Транспортер

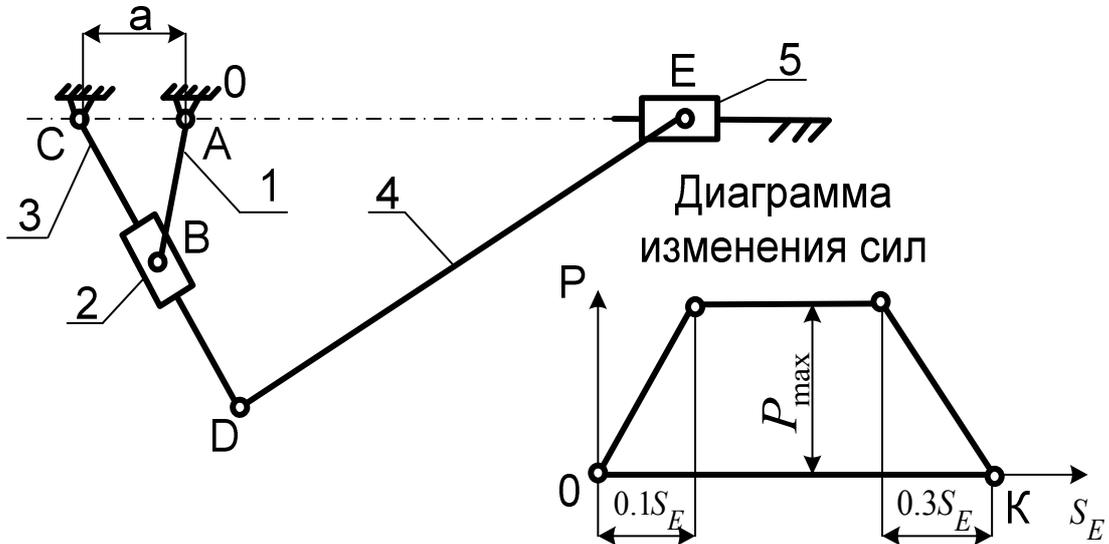


Таблица N - Данные к листу №1 и №2 – кинематический и динамический анализ механизма транспортера

№вар Наим	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$l_{AB}, \text{ м}$	0.07	0.04	0.09	0.04	0.05	0.06	0.05	0.08	0.08	0.09
$l_{CD}, \text{ м}$	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
$a, \text{ м}$	0.03	0.02	0.05	0.01	0.03	0.03	0.04	0.04	0.05	0.02
$P_{\text{max}}, \text{ Н}$	10000	9000	8500	8000	7000	9500	8500	7500	6500	10000

Таблица N - Данные к листу №3 – проектирование редуктора

№вар 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

ЗАДАНИЕ №19
Поперечно-строгальный станок

Таблица N - Данные к листу №1 и №2 – кинематический и динамический анализ механизма поперечно- строгального станка

№вар Наим	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$l_{AB}, \text{ м}$	0.05	0.055	0.06	0.065	0.055	0.06	0.07	0.05	0.06	0.04
$a, \text{ м}$	0.90	1.00	1.10	1.20	0.95	1.05	1.15	0.25	0.90	1.00
$b, \text{ м}$	0.80	0.75	0.80	0.90	0.95	0.80	0.75	0.80	0.90	0.95
$P_{\max}, \text{ Н}$	4200	3600	3400	3500	4000	3400	3200	3300	4200	3600

Таблица N - Данные к листу №3 – проектирование редуктора

№вар Наим	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$n_1, \text{ об}^{-1}$	180	220	200	240	260	280	300	270	250	200

ЗАДАНИЕ №20
Строгальный станок

Таблица N - Данные к листу №1 и №2 – кинематический и динамический анализ механизма строгального станка

№вар Наим	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$l_{AB}, \text{ м}$	0.50	0.45	0.40	0.35	0.30	0.25	0.50	0.45	0.40	0.35
$l_{BC}, \text{ м}$	1.80	1.80	1.70	1.70	1.60	1.60	1.50	1.50	1.80	1.80
$l_{CD}, \text{ м}$	1.65	1.60	1.45	1.50	1.50	1.35	1.40	1.40	1.25	1.30
$l_{CE}, \text{ м}$	1.90	1.90	1.80	1.85	1.90	1.90	1.80	1.85	1.90	1.90
$a, \text{ м}$	0.80	0.70	0.60	0.50	0.60	0.70	0.80	0.80	0.70	0.60
$b, \text{ м}$	2.0	2.1	2.1	2.2	2.2	2.3	2.3	2.4	2.4	2.5
$P_{\max}, \text{ Н}$	5000	4500	4000	3500	3000	2500	5000	4500	4000	3500

Таблица N - Данные к листу №3 – проектирование редуктора

№вар Наим	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$n_1, \text{ об}^{-1}$	70	60	85	90	100	110	120	150	180	200

3 Методические указания (рекомендации)

3.1 Методические указания для преподавателей

Дисциплина «Материаловедение и технология конструкционных материалов» относится к циклу общепрофессиональных дисциплин, региональная компонента. Для изучения дисциплины предусмотрена аудиторная и самостоятельная формы работы.

В пунктах 4 и 6 рабочей программы приведены формы текущего, итогового контроля и форма самостоятельной работы. К аудиторным видам работы относятся лекции и лабораторные занятия.

На лекциях излагается основной материал по темам дисциплины. Подготовка лекции непосредственно начинается с разработки структуры рабочего лекционного курса по конкретной дисциплине. Количество лекций определяется с учетом общего количества часов, отведенных для лекционной работы.

Структура лекционного курса обычно включает в себя вступительную, основную и заключительную части. После определения структуры лекционного курса по темам можно приступить к подготовке той или иной конкретной лекции.

Методика работы над лекцией предполагает примерно следующие этапы:

- выяснение того, что и в каком объеме было изучено студентами ранее по родственным дисциплинам;
- определение места изучаемой дисциплины в учебном процессе подготовки специалиста;
- отбор материала для лекции;
- определение объема и содержания лекции;
- выбор последовательности и логики изложения, составление плана лекции;
- подбор иллюстративного материала;
- выработка манеры чтения лекции.

Отбор материала для лекции определяется ее темой. Следует тщательно ознакомиться с содержанием темы в базовой учебной литературе, которой пользуются студенты. Выяснить, какие аспекты изучаемой проблемы хорошо изложены, какие данные устарели и требуют корректировки. Следует определить вопросы, выносимые на лекцию, обдумать обобщения, которые необходимо сделать, выделить спорные взгляды и четко сформировать свою точку зрения на них.

Определение объема и содержания лекции – ещё один важный этап подготовки лекции, определяющий темп изложения материала. Это обусловлено ограниченностью временных рамок, определяющих учебные часы на каждую дисциплину. Не рекомендуется идти по пути планирования чтения на лекциях всего предусмотренного программой материала в ущерб полноте изложения основных вопросов. Лекция должна содержать столько информации, сколько может быть усвоено аудиторией в отведенное время. Лекцию нужно разгружать от части материала, переносить его на самостоятельное изучение. Самостоятельно изученный студентами материал, наряду с лекционным, выносится на экзамен. Если лекция будет прекрасно подготовлена, но перегружена фактическим (статистическим, и т.п.) материалом, то она будет малоэффективной и не достигнет поставленной цели.

Кроме того, при выборе объема лекции необходимо учитывать возможность «среднего» студента записать ту информацию, которую он должен обязательно усвоить. Приступая к решению вопроса об объеме и содержании лекции, следует учитывать ряд особенных, специфических черт этого вида занятия, в том числе и дидактическую характеристику лекции. Лекция входит органичной частью в систему учебных занятий и должна быть содержательно увязана с их комплексом, с характером учебной дисциплины, а также с образовательными возможностями других форм обучения.

Содержание лекции должно отвечать ряду дидактических принципов. Основными из них являются: целостность, научность, доступность, систематичность и наглядность.

После определения объёма и содержания лекции, необходимо с современных позиций проанализировать состояние проблемы, изложенной в учебных материалах, и составить расширенный план лекции.

Основные этапы планирования и подготовки занятий:

- Разработка системы занятий по теме или разделу.
- Определение задач и целей занятия.
- Определение оптимального объема учебного материала, расчленение на ряд законченных в смысловом отношении блоков, частей.
- Разработка структуры занятия, определение его типа и методов обучения.
- Нахождение связей данного материала с другими дисциплинами и использование этих связей при изучении нового материала.
- Подбор дидактических средств (фильмов, карточек, плакатов, схем, вспомогательной литературы).
- Определение форм и методов контроля знаний студентов.
- Определение самостоятельной работы по данной теме.

В учебном плане по каждой дисциплине имеется графа «Самостоятельная работа» с указанием количества часов, отведенных на эту работу. В рабочей программе дисциплины предусмотрен раздел «Самостоятельная работа», в котором должны быть изложены:

1. Количество часов, выделенных в учебном плане на самостоятельную работу.
2. Число заданий на самостоятельную работу, которое студент должен выполнить в процессе изучения дисциплины.
3. Краткое содержание каждого задания.
4. Сроки и формы промежуточного контроля по выполненным заданиям.

Все виды самостоятельной работы, предусмотренные в рабочей программе по каждой дисциплине, должны быть обеспечены методическими указаниями, являющимися неотъемлемой частью методического обеспечения читаемой дисциплины.

В ходе самостоятельной работы студент осваивает теоретический материал по дисциплине (освоение лекционного курса, а также освоение отдельных тем), закрепляет знание теоретического материала подготовка и выполнение работ по физическому практикуму и выполнение расчетно-графических работ.

К видам самостоятельной работы в пределах данной дисциплины относятся:

- 1) написание конспектов по темам,
- 2) подготовка к контролирующему тесту по модулю,
- 3) подготовка к лабораторным работам,
- 4) подготовка к зачёту по дисциплине.

Перед выдачей заданий на самостоятельную работу преподаватель читает вводную лекцию, в которой излагаются:

1. Тема задания, алгоритм его выполнения.
2. Перечень литературы, необходимой для выполнения задания.
3. Комплекс задач, которые студент обязан решить.
4. Порядок текущего контроля за выполнением самостоятельной работы.
5. Краткое содержание методических указаний по выполнению самостоятельной работы и место, где можно получить эти методические указания.
6. Форма представления выполненного варианта задания.
7. Методика контроля по выполненному заданию .

Критериями оценки результатов работы студентов в течение студента являются: уровень освоения студентом учебного материала, умения студента использовать теоретические знания при выполнении практических задач, обосновать четкость изложения

ответов. По окончании курса студенты обязаны сдать зачет. Сроки проведения итогового контроля устанавливается графиком учебного процесса. При проведении итогового контроля по дисциплине преподаватель должен оценить уровень сформированности у студентов умений и навыков при освоении программы дисциплины.

3.2 Методические указания для студентов

В процессе изучения лекционного материала рекомендуется использовать не только опорные конспекты, но и учебники и учебные пособия. Перед каждой лекцией рекомендуется просмотреть материал по предыдущей лекции.

Методические рекомендации по подготовке к лабораторным работам.

1. Лабораторные работы выполняются бригадой, состоящей из 3 студентов.
2. Подготовка к лабораторным работам требует достаточное количество времени, поэтому целесообразно планировать ее заранее!
3. Каждому занятию предшествует предварительная подготовка студента, которая включает в себя: а) ознакомление с содержанием лабораторной работы по методическим указаниям к ней; б) проработку теоретической части по учебникам, рекомендованным в методических указаниях; в) подготовка отчета по лабораторной работе.

Отчет должен содержать:

- 1) название лабораторной работы;
- 2) цель;
- 3) приборы и принадлежности;
- 4) таблицу для занесения результатов (при необходимости);
- 5) теоретическую часть (основные понятия и законы);
- 6) описание опыта и установки.

Теоретическая часть должна быть краткой, занимать не более листа. Она должна содержать основные положения, законы, лежащие в основе изучаемого материала. Студент должен помнить, что методические указания к лабораторным работам являются только основой для их выполнения. Теоретическую подготовку к каждой лабораторной работе необходимо осуществлять с помощью учебной литературы.

4. Оформление результатов работы производится в форме протокола на лабораторную работу .

5. Перед выполнением эксперимента студент должен получить допуск к работе. Для получения допуска студент должен пройти собеседование с преподавателем и ответить на следующие вопросы:

- какова цель экспериментальной задачи? Каковы основы теории изучаемого материала, основные понятия и определения.
- каков принцип работы экспериментальной установки?
- каковы основные этапы эксперимента.

5. Зарисовать схемы и заполнить таблицы. Отчет должен быть оформлен аккуратно: рисунки и таблицы следует выполнять **по линейке**.

6. Для получения зачета по работе необходимо представить преподавателю оформленный отчет со всеми необходимыми расчетами, таблицами и рисунками и защитить его в ходе последующего собеседования. Для получения зачета студент представляет преподавателю оформленный отчет.

7. Если студент не выполнил лабораторную работу, то на следующем занятии он выполняет с л е д у ю щ у ю по графику работу. Пропущенную работу можно выполнить в течение семестра , предварительно получив допуск у преподавателя.

8. Следует своевременно сдавать выполненные работы: н е д о п у с к а е т с я выполнение следующей работы при наличии двух выполненных, но не зачтенных работ.

3.3 Методические рекомендации по самостоятельной работе студентов

Самостоятельная работа студентов – это процесс активного, целенаправленного приобретения студентом новых для него знаний и умений без непосредственного участия преподавателей. Самостоятельная работа сопровождается эффективным контролем и оценкой ее результатов.

Предметно и содержательно самостоятельная работа определяется государственным образовательным стандартом, действующим учебным планом, рабочей программой дисциплины, средствами обеспечения самостоятельной работы.

Самостоятельная работа – это важнейшая часть любого образования. Для студента она начинается с первых дней учебы в высшем учебном заведении. Это работа, которую за него никто не в состоянии выполнить и обязанность преподавателя – научить студента самостоятельно трудиться, самостоятельно пополнять запас знаний.

Для успешной самостоятельной работы студент должен планировать свое время и за основу рекомендуется брать рабочую программу учебной дисциплины.

Самостоятельная работа студента при подготовке и изучению лекционного материала.

После прослушивания лекции необходимо проработать и осмыслить полученный материал. Умение слушать, творчески воспринимать излагаемый материал – это необходимое условие для его понимания. Внимательное слушание требует умственного напряжения, волевых усилий. В процессе лекционного занятия необходимо выделять важные моменты, выводы, анализировать основные положения. Если при изложении материала преподавателем создана проблемная ситуация, пытаться предугадать дальнейший ход рассуждений. Это способствует лучшему усвоению материала лекции и облегчает запоминание отдельных выводов. Из сказанного следует, что для более прочного усвоения знаний лекцию необходимо конспектировать.

Конспект лекций должен быть в отдельной тетради. Не надо стремиться подробно слово в слово записывать всю лекцию. Конспектировать необходимо только самое важное в рассматриваемом параграфе: формулировки определений и законов, выводы, то есть то, что старается выделить лектор, на чем акцентирует внимание студентов. Необходимо отфильтровывать и сжимать подаваемый материал. Более подробно записывать основную информацию и кратко – дополнительную. Не нужно просить лектора несколько раз повторять одну и ту же фразу для того, чтобы успеть записать. По возможности записи вести своими словами, своими формулировками. Лекция не должна превращаться в своеобразный урок-диктант. Поскольку в этом случае студент не учится мыслить и анализировать услышанное, и лекция превращается в механический процесс.

Тетрадь для конспекта лекций также требует особого внимания. Ее нужно сделать удобной, практичной и полезной, ведь именно она является основным информативным источником при подготовке к различным отчетным занятиям, зачетам, экзаменам. Целесообразно отделить поля, где можно бы изложить свои мысли, вопросы, появившиеся в ходе лекции. Полезно одну из страниц оставлять свободной. Она потребуется потом, при самостоятельной подготовке. Сюда можно будет занести дополнительную информацию по данной теме, полученную из других источников: чертежи и рисунки, схемы и графики, цитаты и биографии выдающихся ученых и т.д. Таким образом, на лекции студент должен совместить два момента: внимательно слушать лектора, прикладывая максимум усилий для понимания излагаемого материала и одновременно вести его осмысленную запись.

Рабочей программой дисциплины предусматривается самостоятельное изучение определенных тем, приведенных в пункте 9.2, и их конспектирование. При составлении конспектов можно пользоваться теми же принципами, что при написании лектора. Не

нужно полнотекстовое копирование, научитесь в процессе конспектирования разбивать текст на смысловые части и заменять их содержание короткими фразами и формулировками.

Самостоятельная работа при выполнении лабораторных работ.

Главные задачи лабораторных работ таковы:

- 1) освоение методики изучения структур;
- 2) изучение устройства и принципов работы приборов;
- 3) приобретение навыков работы на лабораторном оборудовании.

Прежде, чем приступить к выполнению лабораторной работы, необходимо внимательно ознакомиться с её методическим описанием. Методические описания содержат:

- 1) название работы, ее цель;
- 2) перечень приборов и принадлежностей;
- 3) общую теоретическую часть ;
- 4) методику проведения работы;
- 5) контрольные вопросы.

Основная часть времени, выделенная на выполнение лабораторной работы, затрачивается на самостоятельную подготовку: описание работы в индивидуальном лабораторном журнале, подготовка к допуску работы, самостоятельная обработка полученных результатов их анализ, формулировка выводов по проделанной работе, подготовка к защите теоретической части работы.

Студент должен понимать, что методическое описание – это только основа для выполнения работы, что навыки экспериментирования зависят не от качества описания, а от отношения студента к работе и что формально, бездумно проделанные измерения – это потраченное впустую время. Если студент приступает к работе без чёткого представления о теории изучаемого вопроса, он не может «узнать в лицо» явление, не сумеет отделить изучаемый эффект от случайных помех, а также окажется не в состоянии судить об исправности и неисправности установки. Поэтом этапу выполнения работы предшествует «допуск к работе». Этот этап необходим и по той причине, что в лабораторном практикуме часто изучается темы еще не прочитанные на лекциях и даже не включенные в лекционный курс. Для облегчения подготовки к сдаче теоретического материала полезно ответить на контрольные вопросы, сформулированные в методическом описании.

Для успешного выполнения лабораторной работы студенту необходимо разобраться в устройстве прибора. Если в лабораторной работе исследуется зависимость одной величины от другой, эту зависимость следует представить графически. Число точек на различных участках кривой и масштабы выбираются с таким расчетом, чтобы наглядно были видны места изгибов, экстремумов и скачков

Выполнение каждой из запланированных работ заканчивается предоставлением отчета.

Самостоятельная работа студента при подготовке к контролирующим тестам, зачету.

В высшей школе студент должен прежде всего сформировать потребность в знаниях и научиться учиться, приобрести навыки самостоятельной работы, необходимые для непрерывного самосовершенствования, развития профессиональных и интеллектуальных способностей.

К формам учета знаний по дисциплине «Материаловедение и технология конструкционных материалов» кроме зачета, рабочей программой предусмотрены также контролирующие тесты по модулям.

Согласно рабочей программе по дисциплине контролирующий тест проводится по темам соответствующих модулей. В каждом тестовом задании от 7 до 10 заданий. Цель

тестирования - способствовать повышению эффективности обучения учащихся, выявить уровень усвоенных теоретических знаний, выявить практические умения и аналитические способности студентов. Тест позволяет определить, какой уровень усвоения знаний у того или иного учащегося, т.е. определить пробелы в обучении. А на основе этого идет коррекция процесса обучения и планируются последующие этапы учебного процесса. При подготовке к контролирующему тесту необходимо повторить теоретический материал по определенным темам.

Зачет – форма итоговой проверки и оценки полноты и прочности знаний студентов, а также сформированности умений и навыков; проводится в виде собеседования по важнейшим вопросам каждого раздела изученного курса или по курсу в целом в индивидуальном порядке. Может проводиться с применением тестирования.

Основная цель подготовки к зачету — достичь понимания материала, а не только механически заучить материал. Но все же довольно много вещей придется просто выучить. При этом следует учитывать индивидуальные особенности. К примеру, если у студента зрительный тип памяти, тогда следует уделить особое внимание внешней форме краткого конспекта — недопустим небрежный, неразборчивый, мелкий почерк. Формулы должны быть отделены от текста некоторым пространством, чтобы «бросаться в глаза» сразу. Конечно, аккуратный конспект потребует несколько большего времени, но в итоге время на заучивание сократится, что позволит эффективнее подготовиться к зачету. Если у студента слуховой тип памяти, следует проговаривать наиболее важную часть материала, возможно даже использовать магнитофон для подготовки. Если же преобладающим является моторный тип памяти, то конспект нужно переписать несколько раз, причем каждый раз надо вычеркивать то, что уже выучено достаточно хорошо, оставляя для переписывания только самое необходимое для запоминания.

4. Итоговый контроль знаний.

Итоговым контролем знаний в 3 семестре является экзамен, который проводится по билетам установленного порядка; в 4 семестре итоговым контролем является защита курсового проекта.

5. Интерактивные технологии и инновационные методы, используемые в образовательном процессе.

При преподавании дисциплины «Технология лазерной работе» используется технология модульного обучения. Дисциплина разделена на 7 модулей, исходя из того, что модуль, его оптимальный объем логически соответствует завершеному разделу учебной дисциплины. При этом в соответствии с целевым назначением модули являются смешанными, т.е. соединяют в себе познавательные и операционные функции. В модуле излагается принципиально важное содержание учебной информации, дается разъяснение к этой информации, определяются условия погружения в информацию (с помощью средств ТСО, конкретных литературных источников, методов добывания информации), приводятся теоретические задания и рекомендации к ним, указаны практические задания.

Каждый модуль заканчивается контрольной проверкой знаний (проведение контролирующего теста).

При чтении лекций по данной дисциплине используется такой неимитационный метод активного обучения, как «Проблемная лекция», а при определенных темах «Лекция-визуализация».

При выполнении работ используются следующий прием интерактивного обучения «Кейс-метод»: задание студентам для подготовки к выполнению лабораторной работы имитирующей реальное событие; обсуждение с преподавателем цели работы и хода выполнения ее выполнения; обсуждение и анализ полученных результатов; обсуждение теоретических положений, справедливость которых была установлена в процессе выполнения лабораторной работы.