

**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
«Детали машин и основы конструирования»**

Основной образовательной программы по специальности: **260902.65 – Конструирование
швейных изделий**

УМКД разработан профессором Волковым Сергеем Петровичем и старшим преподавателем Бошко Маргаритой Евгеньевой

Рассмотрен и рекомендован на заседании кафедры.

Протокол заседания кафедры от «___» _____ 2012 года №___

Зав. кафедрой

И.В.Абакумова

УТВЕРЖДЁН

Протокол заседания УМСС 260902.65-конструирование швейных изделий

от «___» _____ 2012 г. №___

Председатель УМСС _____ / _____
(подпись) (Ф.И.О.)

Содержание

1. Рабочая программа учебной дисциплины	4
2. Краткое изложение программного материала	13
3. Методические указания (рекомендации)	76
3.1 Методические указания для преподавателя	76
3.2 Методические указания для студентов	78
3.3 Методические указания к самостоятельной работе студента	79
4. Контроль знаний	82
5. Интерактивные технологии и инновационные методы, используемые в образовательном процессе	82

1 Рабочая программа учебной дисциплины

1. ЦЕЛИ И ЗАДАЧИ ОСВОЕНИЯ ДИСЦИПЛИНЫ

Целью освоения дисциплины «Детали машин и основы конструирования» является изучение различных видов соединений деталей машин и аппаратов; валов, осей, их опор и соединений; подшипников, муфт, передач вращательного движения и приводов; типовых конструкций и математических методов расчета усилий, напряжений и основных размеров.

Задача дисциплины:

Освоить расчеты сварных и резьбовых соединений, механических передач, подшипников, осей, валов и их опор. Получить практические навыки расчета редукторов. Иметь представление о соединении элементов конструкции заклепками, пайкой, шпонками, шлицами, посадкой с натягом.

2. МЕСТО ДИСЦИПЛИНЫ В СТРУКТУРЕ ООП ВПО:

Дисциплина «Детали машин и основы конструирования» входит в раздел общепрофессиональных дисциплин (ОПД.Ф.02.04). Знания, получаемые в ходе изучения данной дисциплины, могут быть использованы при выполнении расчетов по дисциплине «Расчет и конструирование машин швейного оборудования», 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

Классификация механизмов, узлов и деталей; основы проектирования механизмов, стадии разработки; требования к деталям, критерии работоспособности и влияющие на них факторы; механические передачи: зубчатые, червячные, планетарные, волновые, рычажные, фрикционные, ременные, цепные, передачи винт- гайка; расчеты передач на прочность и жесткость, подшипники качения и скольжения, выбор и расчеты на прочность; уплотнительные устройства; конструкции подшипниковых узлов, соединения деталей: резьбовые, заклепочные, сварные, паяные, клеевые, с натягом, шпоночные, зубчатые, штифтовые, клеммовые, профильные; конструкции и расчеты соединений на прочность; упругие элементы; муфты механических приводов; корпусные детали механизмов.

3. ТРЕБОВАНИЯ К УРОВНЮ ОСВОЕНИЯ СОДЕРЖАНИЯ ДИСЦИПЛИНЫ

В результате освоения дисциплины студенты должны приобрести следующие навыки:

знать: критерии работоспособности деталей машин; методы расчета типовых деталей машин по несущей способности, основы технических измерений и взаимозаменяемости; конструкции типовых деталей, узлов, приводов машин;

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

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

4. СТРУКТУРА И СОДЕРЖАНИЕ ДИСЦИПЛИНЫ «Детали машин и основы конструирования»

Общая трудоемкость дисциплины составляет 138 часов

№ п/п	Раздел дисциплины	Виды учебной работы				Формы текущего контроля
		Лекции (час.)	Практические занятия (час.)	Лабораторные раб. (час.)	СРС (час.)	
<i>Семестр 5</i>						
1	Раздел 1 «Общие положения. Конструкторская документация» 1.1 Классификация механизмов узлов и деталей; 1.2 Основные критерии работоспособности, надежности и расчета деталей машин; 1.3 Основы проектирования механизмов, стадии разработки.	6 4 2	4	2	4	Посещение лекций. Опрос по теме. Промежуточный тест по разделу
2	Раздел 2 «Механические передачи» 2.1 Общие сведения о передачах, виды передач; 2.2 Фрикционные передачи; 2.3. Ременные передачи; 2.4 Зубчатые передачи; 2.5 Червячные передачи и цепные передачи; 2.6 Планетарные и волновые передачи; 2.7 Передачи винт-гайка, рычажные. Методика расчета передач на прочность и жесткость; 2.8 Оси и валы; 2.9 Подшипники скольжения; 2.10 Подшипники качения. Выбор уплотнения; 2.11 Муфты. Упругие	20 1 1 2 3 2 2 2 2 2 1 2 1	6	8	10	Посещение лекций. Опрос по теме. Расчетно-графические работы №1, №2 Промежуточный тест по разделу

	элементы					
3	Раздел 3 «Соединения деталей машин» 3.1 Заклепочные соединения; 3.2 Сварные соединения; 3.3 Клеевые и паяные соединения; 3.4 Соединения с натягом; 3.5 Резьбовые соединения; 3.6. Клиновые и штифтовые соединения; 3.7 Шпоночные и шлицевые соединения. 3.8. Корпусные детали	10 1 2 1 1 2 1 1 1	4	8	16	Посещение лекций. Расчетно-графическая работа №3 Опрос по теме. Промежуточный тест по разделу
4	Подготовка к экзамену					
<i>Семестр 6</i>						
1	Курсовой проект Посвящен проектированию обще машиностроительного привода технологических машин. Тема «Расчет и проектирование цилиндрического редуктора»				38	Курсовой проект состоит из двух частей: графическая часть включает в себя 3 листа чертежей формата А1, (Лист 1 – сборочный чертеж редуктора; лист 2 – сборочный чертеж рабочего органа; лист 3 – рабочие чертежи деталей редуктора); расчетная часть выполняется в виде пояснительной записки к проекту в объеме 35-45 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				2	Подготовка доклада и ответов на вопросы.

5. СОДЕРЖАНИЕ РАЗДЕЛОВ И ТЕМ ДИСЦИПЛИНЫ

5.1 ЛЕКЦИИ

Раздел 1 «Общие положения. Конструкторская документация». Задачи курса «Детали машин и основы конструирования». Основные критерии работоспособности, надежности и расчета деталей машин. Стандартизация и унификация деталей машин. Допуски и посадки. Основы проектирования механизмов, стадии разработки.

Раздел 2 «Механические передачи». Общие сведения о передачах, виды передач. Основные силовые и кинематические соотношения. Фрикционные передачи. Конструкции, материалы и расчеты. Вариаторы. Ременные передачи. Устройства. Оценка применения. Конструкции ремней. Кинематический, силовой и геометрический расчеты. Расчет ремней. Зубчатые передачи. Общие сведения. Оценка применения. Кинематический и силовой расчеты. Материалы и конструкции зубчатых колес. Расчет на прочность зубьев эвольвентных передач. Планетарные зубчатые передачи. Зубчатые редукторы. Червячные передачи. Общие сведения. Оценка применения. Материалы и конструкции червяков и червячных колес. Расчет цилиндрических червячных передач. Цепные передачи. Устройства и оценка применения. Расчет. Передача винт-гайка. Устройство и назначение. Оценка применения. Расчет винтов и гаек передач. Детали обслуживающие вращательное движение. Оси и валы. Назначение, конструкции, материалы. Критерии работоспособности и расчета. Расчет на статическую прочность. Расчет на сопротивление усталости. Расчет на жесткость. Подшипники скольжения. Конструкции и материалы. Расчет. Подшипники качения. Конструкции и назначение. Подбор подшипников. Муфты. Назначение. Жесткие муфты. Компенсирующие муфты. Упругие муфты. Расчет.

Раздел 3 «Соединения деталей машин». Заклепочные соединения. Общие сведения. Виды заклепок, заклепочных швов. Расчет заклепочных швов. Сварные соединения. Общие сведения. Виды сварных соединений и типы сварных швов. Расчет сварных швов. Клеевые и паяные соединения. Соединения с натягом. Резьбовые соединения. Общие сведения. Расчет крепежных резьбовых соединений. Клиновые и штифтовые соединения. Шпоночные и шлицевые соединения.

5.2 ПРАКТИЧЕСКИЕ ЗАНЯТИЯ

1. Привод. Кинематические расчеты.
2. Расчет зубчатых передач.
3. Валы. Проектный и проверочный расчет. Конструирование.
4. Подшипники качения. Подбор. Расчет на статическую и динамическую грузоподъемность.
5. Корпусные детали редукторов.
6. Подбор муфт.
7. Шпоночные соединения.

5.3 ЛАБОРАТОРНЫЕ РАБОТЫ

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

1. Приводы. Выбор электродвигателя. Кинематический расчет.
2. Зубчатые передачи. Геометрические параметры цилиндрической передачи.
3. Ознакомление с конструкцией зубчатого редуктора.

4. Ознакомление с конструкцией червяного редуктора.
5. Ознакомление с конструкцией подшипников скольжения и качения.
6. Ознакомление с конструкцией муфт.
7. Сварные соединения, их расчет на прочность.
8. Болтовые соединения. Расчет на прочность стержня болта при различных случаях нагружения.
9. Шпоночные соединения. Расчет на прочность.

6. САМОСТОЯТЕЛЬНАЯ РАБОТА СТУДЕНТОВ

№ п/п	№ раздела (темы) дисциплины	Форма (вид) самостоятельной работы	Трудоемкость в часах
<i>Семестр 5</i>			
1	Раздел 1 «Общие положения. Конструкторская документация»	Подготовка по теме «Конструкторская документация», «Основы взаимозаменяемости и стандартизации. Основные положения»; Подготовка к промежуточному тесту.	4
2	Раздел 2 «Механические передачи»	Подготовка по теме «Методы регулирования в ременных и цепных передачах»; Выполнение расчетно-графической работы № 1 «Расчет ременной (цепной) передачи»; Выполнение расчетно-графической работы № 2 «Расчет валов редукторов»; Подготовка к промежуточному тесту.	10
3	Раздел 3 «Соединения деталей машин»	Выполнение расчетно-графической работы № 3 «Расчет неразъемных и разъемных соединений деталей и машин»; Подготовка по теме «Классификация муфт и подшипников качения»; Подготовка к промежуточному тесту.	16
<i>Семестр 6</i>			
1	Курсовой проект	Курсовой проект состоит из: графической части, включающей в себя 3 листа чертежей формата А1 (Лист 1 – сборочный чертеж редуктора; лист 2 – сборочный чертеж рабочего органа; лист 3 – рабочие чертежи деталей редуктора), расчетная часть выполняется в виде пояснительной записки к проекту в объеме 35-45 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 «Общие положения. Конструкторская документация»
Конструкторская документация. Основы взаимозаменяемости и стандартизации. Основные положения.

Раздел 2 «Механические передачи» Методы регулирования в ременных и цепных передачах.

Раздел 3 «Соединения деталей машин» Классификация муфт и подшипников качения.

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. Критерии работоспособности деталей машин.
2. Виды передач.
3. Передачи. Основные силовые и кинематические соотношения.
4. Фрикционные передачи. Устройства и принцип действия. Оценка применения.
5. Фрикционные передачи. Кинематические и силовые расчеты.
6. Ременные передачи. Устройства и принцип действия. Оценка передачи.
7. Ременные передачи. Материалы и конструкции ремней.
8. Ременные передачи. Кинематический, силовой и геометрический расчеты.
9. Зубчатые передачи. Общие сведения.
10. Зубчатые передачи. Кинематический и силовой расчеты.
11. Расчет на прочность зубьев эвольвентных передач.
12. Зубчатые редукторы.
13. Червяные передачи. Устройство и принцип действия.
14. Червяные передачи. Материалы и конструкции червяков и червячных

колес.

15. Червяные передачи. Расчет цилиндрических червяных передач.
16. Цепные передачи. Устройство и оценка применения.
17. Цепные передачи. Расчет.
18. Передачи винт-гайка. Устройство и назначение. Оценка применения.
19. Передача винт-гайка. Расчет винтов и гаек передачи.
20. Оси и валы. Назначение, конструкции, материалы.
21. Оси и валы. Критерии работоспособности. Расчет.
22. Валы. Расчет на статическую прочность. Расчет на сопротивление усталости. Расчет на жесткость.
23. Подшипники скольжения. Конструкция и материалы.
24. Подшипники скольжения. Расчет.
25. Подшипники скольжения. Оценка применения.
26. Подшипники качения. Устройство. Конструкция и назначения. Оценка применения.
27. Подшипники качения. Подбор. Расчет на статическую и динамическую грузоподъемность.
28. Муфты. Назначение и классификация муфт.
29. Муфты упругие.
30. Муфты. Расчет.
31. Заклепочные соединения. Общие сведения. Расчет заклепочных швов. Оценка применения.
32. Сварные соединения. Общие сведения. Оценка применения.
33. Сварные соединения. Виды сварных соединений и типы сварных швов.
34. Расчет сварных швов.
35. Клеевые соединения.
36. Паяные соединения.
37. Резьбовые соединения. Общие сведения. Оценка применения.
38. Резьбовые соединения. Расчет крепежных резьбовых соединений.
39. Шпоночные соединения. Назначение. Виды.
40. Шпоночные соединения. Расчет.
41. Шлицевые соединения. Назначение. Оценка применения.

8.3 Критерии оценки при сдаче экзамена

1. К сдаче экзамена допускаются студенты:

- посетившие все лекционные, лабораторные и практические занятия данного курса;
- защитившие лабораторные работы;
- защитившие все расчетно-графические 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 «Детали машин и основы конструирования»

а) основная литература:

1. Иванов, М.Н. Детали машин: учеб.: рек. Мин. Обр. РФ / М.Н. Иванов, В.А. Финогенов. – 12-е изд., испр. – М.: Высш. шк., 2008. – 408 с.

2. Гулиа, Н.В. Детали машин: учеб. / Н.В. Гулиа, В.Г. Клопов, С.А.Юрков. – 2-у изд., исп. – СПб: Лань, 2010. – 416 с.

3. Балякин В.Б. Детали машин: учеб. пос. / В.Б. Балякин, В.Н. Васин – Самара: Изд.во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2004. (ЭБС Руконт).

б) дополнительная литература

1. Крайнев, А.Ф. Машиноведение на языке схем, рисунков и чертежей : в 2 кн. / А.Ф. Крайнев. – М.: Спектр, 2010. Кн. 2. Детали машин, соединения и механизмы. – 2010. – 216 с.

2. Тимофеев, С.И. Детали машин : учеб. пособие : рек. УМО / С.И. Тимофеев. – Ростов н/Д : Феникс, 2007. – 410 с.

3. Дунаев, П.Ф. Конструирование узлов и деталей машин : учеб. пособие : рек. Мин обр. РФ / П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов. – М.: Высш. шк., 2011. – 448 с.

4. Решетов, Д.Н. Детали машин : учеб. : рек. Мин обр. РФ / Д.Н. Решетов. – 4-е изд. – М.: Машиностроение, 1989. – 496 с.

в) программное обеспечение и Интернет-ресурсы

Наименование ресурса	Краткая характеристика
http://www.biblioclub.ru	Электронная библиотечная система «Университетская библиотека – online» специализируется на учебных материалах по гуманитарным наукам, а также содержит материалы по естественным и точным наукам.

г) периодические издания:

1. Справочник. Инженерный журнал.

2. Упрочняющие технологии и покрытия.

10. МАТЕРИАЛЬНО-ТЕХНИЧЕСКОЕ ОБЕСПЕЧЕНИЕ ДИСЦИПЛИНЫ «Детали машин и основы конструирования»

№ п/п	Наименование лабораторий, ауд.	Основное оборудование
1	2	3
1	Лаборатория деталей машин,	Учебные видеофильмы "Механизмы в современной технике". Модели механизмов.

	ауд. 107	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.
--	----------	--

программного материала

Лекция 1-2. 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, Сопротивление материалов, Теория механизмов и машин, Прикладная механика, Вычислительная техника и т.п.

3. На старших курсах (3-й и выше) студенты приступают к изучению **ОБЩЕТЕХНИЧЕСКИХ ДИСЦИПЛИН**, таких как **НАШ КУРС**, а также "Основы стандартизации", "Технология обработки материалов" и т.п.; отраслевые различия здесь ещё сравнительно невелики.

4. Обучение завершается освоением **СПЕЦИАЛЬНЫХ ДИСЦИПЛИН**, которые и составляют квалификацию инженера соответствующей специальности.

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

Курс "**Детали машин и основы конструирования**" непосредственно опирается на курсы "**Сопротивление материалов**" и "**Теория механизмов и машин**", которыми,

мы надеемся, студенты овладели в совершенстве. Кроме того, для успешного выполнения расчётно-графических работ и курсового проекта необходимы хорошие знания правил и приёмов курса "**Инженерная графика**".

ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ И ОПРЕДЕЛЕНИЯ КУРСА

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

Расположим понятия по степени сложности.

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

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

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

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

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

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

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

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

АВТОМАТ – (*греч. "автоматос" – 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: **НАПРЯЖЕНИЯ В МАТЕРИАЛЕ ДЕТАЛИ ДОЛЖНЫ БЫТЬ МЕНЬШЕ ДОПУСКАЕМЫХ**

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.

Лекция 3-4 «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: $\sigma_{раст} = Q / S = Q / b\delta \leq [\sigma^{раст}]_{шва}$.

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

Допускаемые напряжения шва $[\sigma^{раст}]_{шва}$ 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.

$$\text{При этом } \tau = Q / (0,707 k l) \leq [\tau']_{\text{шва}}.$$

Фланговые швы характерны неравномерным распределением напряжений, поэтому их рассчитывают по средним касательным напряжениям. При действии растягивающей силы касательные напряжения равны:

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

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

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 $\tau_{1,2} = Q_{1,2} / (1,414 \delta l_{1,2}) \leq [\tau']_{\text{шва}}$.

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:

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

Если действует момент M , то

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

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

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

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

для углового шва (б) по касательным напряжениям

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

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 (замыкающую). При этом детали сильно сжимаются, образуя прочное, неподвижное неразъёмное соединение.

Достоинства заклёпочного соединения:

- + соединяют не свариваемые детали (*А*);
- + 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: При двух плоскостях среза (накладки с двух сторон):

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

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

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 оgranёнными 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, трапецеидальна 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 исключаями 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 4 «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

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{k_{\sigma} \sigma_a / \varepsilon_{\tau} + \psi_{\tau} \sigma_m}, \quad n_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{k_{\tau} \tau_a / \varepsilon_{\tau} + \psi_{\tau} \tau_m},$$

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, прессовые 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 ($\sigma_m = \theta$, $\tau_m = \tau_a$); 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 разъемных 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.

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

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.

Причины поломок и критерии расчёта подшипников

Главная особенность динамики подшипника – знакопеременные нагрузки.

Циклическое перекачивание тел качения может привести к появлению усталостной микротрещины. Постоянно прокатывающиеся тела качения вдавливают в эту микротрещину смазку. Пульсирующее давление смазки расширяет и расшатывает микротрещину, приводя к **усталостному выкрашиванию** и, в конце концов, к поломке кольца. Чаще всего ломается внутреннее кольцо, т.к. оно меньше наружного и там, следовательно, выше удельные нагрузки. Усталостное выкрашивание – основной вид выхода из строя подшипников качения.

В подшипниках также возможны статические и динамические перегрузки, разрушающие как кольца, так и тела качения.

Следовательно, при проектировании машины необходимо определить, во-первых, количество оборотов (циклов), которое гарантированно выдержит подшипник, а, во-вторых - максимально допустимую нагрузку, которую выдержит подшипник.

Вывод: работоспособность подшипника сохраняется при соблюдении двух критериев:

- Долговечность.
- Грузоподъёмность.

Расчёт номинальной долговечности подшипника

Номинальная долговечность это число циклов (или часов), которые подшипник должен проработать до появления первых признаков усталости. Существует эмпирическая (найденная из опыта) зависимость для определения номинальной долговечности $L_n = (C/P)^\alpha$, [млн. оборотов],

где C – грузоподъёмность, P – эквивалентная динамическая нагрузка, $\alpha = 0,3$ для шариков, $\alpha = 0,33$ для роликов.

Номинальную долговечность можно вычислить и в часах

$$L_h = (10^6 / 60 n) L_n, \text{ [часов]},$$

где n – частота вращения вала.

Эквивалентная динамическая нагрузка это такая постоянная нагрузка, при которой долговечность подшипника та же, что и при реальных условиях работы. Здесь для радиальных и радиально упорных подшипников подразумевается радиальная нагрузка, а для упорных и упорно-радиальных - центральная осевая нагрузка.

Эквивалентная динамическая нагрузка вычисляется по эмпирической формуле

$$P = (V X F_r + Y F_a) K_B K_T,$$

где F_r, F_a – радиальная и осевая реакции опор;

V – коэффициент вращения вектора нагрузки ($V = 1$ если вращается внутреннее кольцо, $V = 1,2$ если вращается наружное кольцо)

X, Y – коэффициенты радиальной и осевой нагрузок, зависящие от типа подшипников, определяются по справочнику;

K_B – коэффициент безопасности, учитывающий влияние динамических условий работы ($K_B = 1$ для передач, $K_B = 1,8$ для подвижного состава),

K_T – коэффициент температурного режима (до 100°C $K_T = 1$).

Грузоподъёмность это постоянная нагрузка, которую группа идентичных подшипников выдержит в течение одного миллиона оборотов. Здесь для радиальных и радиально упорных подшипников подразумевается радиальная нагрузка, а для упорных и упорно-радиальных - центральная осевая нагрузка. Если вал вращается медленнее одного оборота в минуту, то речь идёт о статической грузоподъёмности C_0 , а если вращение быстрее одного оборота в минуту, то говорят о динамической грузоподъёмности C . Величина грузоподъёмности рассчитывается при проектировании подшипника, определяется на экспериментальной партии подшипников и заносится в каталог.

Методика выбора подшипников качения

Опытный проектировщик может назначать конкретный тип и размер подшипника, а затем делать проверочный расчёт. Однако здесь требуется большой конструкторский опыт, ибо в случае неудачного выбора может не выполняться 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 проекторочного 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 борты (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 5 «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 выбирают по каталогу. Проверочный расчёт ведётся для рабочих поверхностей шарниров на смятие, проверяется прочность вилок и крестовины.

Малогабаритные шарнирные муфты стандартизованы в диапазоне диаметров **8 ÷ 40 мм** и моментов **1,25 ÷ 128 кГм**. Крестовина выполнена в виде параллелепипеда. Шарнир образуется с помощью вставных осей, одна из 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 $1 \div 5 \text{ мм}$, осевые $2 \div 6 \text{ мм}$, 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 $2 \div 2500 \text{ кгМ}$.

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 $16 \div 150 \text{ мм}$ и моментах $3,2 \div 1500 \text{ кгМ}$.

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

$$P = 2 M_{\text{сп}} / (z D d l) \leq [p],$$

где z – число пальцев, d – диаметр пальца, l – длина упругого элемента, D – диаметр расположения осей пальцев. Допускаемое давление обычно 30 кг/см^2 .

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 ?
- ? Какие критерии прочности применяют для фрикционных муфт ?

Лекция 6 «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 HRC \approx 10 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 HRCэ	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 HRCэ	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 HRCэ	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 12ХН3 А	200	125	У+ЦК	56...63 HRCэ	300...400 НВ	900	800	400
38ХМ ЮА	-	-	А	57...67 HRCэ	30...35 HRC	1050	900	500
35ХМ 40ХН	-	40	З	45...53 HRC		1060	1400	500

Примечания:

1. В графе "Термообработка" приняты следующие обозначения:

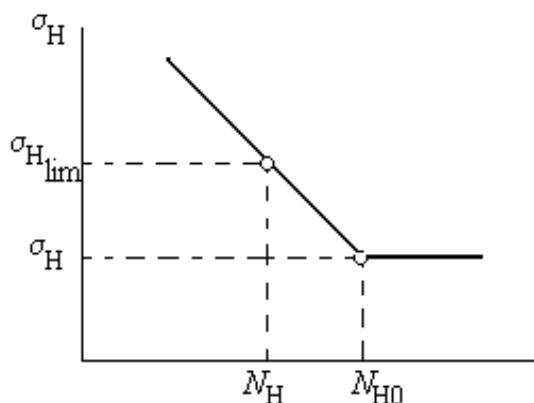
Н - нормализация, У - улучшение, ТВЧ - закалка токами высокой частоты, З – объемная закалка, ЦК – цементация,

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, N_H - число циклов нагружений, $\sigma_{H\lim}$ - предел выносливости материала, N_{H0} - базовое число циклов (абсцисса точки перелома кривой усталости).

Рис. 2.1

* В расчётных формулах данного раздела в скобках приведены условные обозначения величин, принятые в технической литературе более ранних лет издания.

Допускаемое контактное напряжение рассчитывают для каждого зубчатого колеса передачи по формуле

$$[\sigma_H]_{1,2} = \frac{\sigma_{H\lim 1,2}}{S_{H1,2}} Z_{N1,2}$$

где $\sigma_{H\lim 1,2}$ определяют по эмпирическим зависимостям, указанным в табл.2.2;

$S_{H1,2}$ - коэффициент безопасности, рекомендуют назначать $S_H = 1,1$ при нормализации, термоулучшении или объемной закалке зубьев (при однородной структуре материала по всему объему); $S_H = 1,2$ при поверхностной закалке, цементации, азотировании (при неоднородной структуре материала по объему зуба);

Z_N (KHL) - коэффициент долговечности,

$$Z_{N1,2} = \sqrt[6]{\frac{N_{HG1,2}}{N_{H1,2}}} \geq 1, \quad \begin{matrix} \text{но } \leq 2,6 \text{ при } S_H = 1,1; \\ \text{и } \leq 1,8 \text{ при } S_H = 1,2. \end{matrix}$$

Если $N_{H1,2} \geq N_{HG1,2}$, то следует принимать $Z_{N1,2} = 1$.

Коэффициент Z_N учитывает возможность повышения допускаемых напряжений для кратковременно работающих передач (при $N_H < N_{HG}$).

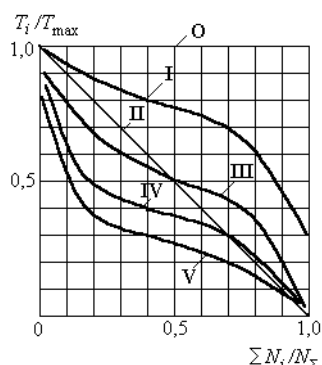
Расчет числа циклов перемены напряжений выполняют с учетом режима нагружения передачи. Различают режимы постоянной и переменной нагрузки. При постоянном режиме нагрузки расчетное число циклов напряжений $N_{H1,2} = 60cn_{1,2}t$, где c - число зацеплений зуба за один оборот (для проектируемого редуктора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

$n_{1,2}$ - 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 N_{HG} 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;

S_F - коэффициент безопасности, рекомендуют $S_F = 1,5 \dots 1,75$ (смотри табл. 2.2);

$Y_A(KFC)$ - коэффициент, учитывающий влияние двустороннего приложения нагрузки (например, реверсивные передачи), при односторонней нагрузке $Y_A = 1$ и при реверсивной $Y_A = 0,7 \dots 0,8$ (здесь большие значения назначают при $H1$ и $H2 > 350$ HB);

$Y_N(KFL)$ - коэффициент долговечности, методика расчета которого аналогична расчету Z_N (смотри выше).

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

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

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.

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

$$a_w = 0,85(u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot K_{H\beta} \cdot E_{np}}{[\sigma_H]^2 \cdot u^2 \cdot \psi_{ba}}};$$

- 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 $T_{\text{вых}}$ номинальный момент на колесе рассчитываемой передачи

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

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

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

вращающий момент на колесе рассчитывают по формуле
- частота вращения вала колеса, мин⁻¹.

, где n_2

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 расчетах 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	46			220	220
	48	49	240				
	230						
50	50	50	52	250	250	250	270
		53	55			260	
		56	58			280	280
	60	62	300				
	63	64	310				
	63	63	63		65	320	320
67			70	340			
71			73	360	360		
75		78	380				
370							
80	80	80	82	400	400	400	410
		85	88			420	
		90	92			450	450
	95	98	480				
	460						
490							
100	100	100		500	500	500	

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

Геометрический расчёт закрытой цилиндрической передачи

Определяют модуль зацепления m (или mn для косозубой передачи) из соотношения $m(mn) = (0.01...0.02) \cdot a_w$, если $H1$ и $H2 \leq 350$ НВ и $m(mn) = (0.016...0.0315) \cdot a_w$, 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 $m(mn) \geq 1,5$ мм.

Для косозубой передачи угол наклона линии зуба назначают в пределах $\beta = 8^\circ...20^\circ$.

Далее определяют суммарное число зубьев шестерни и колеса:

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

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

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

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

- для косозубых колёс

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

где $Z_{H\beta}$ - коэффициент повышения прочности косозубых передач по контактным

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

Все геометрические параметры рассчитываемых колёс определены в п.2.4. Для косозубой передачи дополнительно рассчитывают ϵ_{α} - коэффициент торцового перекрытия зубчатой передачи по формуле [1]:

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

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	K_{Hv}	1.03	1.06	1.12	1.17	1.23	1.28
			1.01	1.02	1.03	1.04	1.06	1.07
		K_{Fv}	1.06	1.13	1.26	1.40	1.53	1.67
			1.02	1.05	1.10	1.15	1.20	1.25
	б	K_{Hv}	1.02	1.04	1.07	1.10	1.15	1.18
			1.00	1.00	1.02	1.02	1.03	1.04
			1.02	1.04	1.08	1.11	1.14	1.17

		KFv	1.01	1.02	1.03	1.04	1.06	1.07
7	а		1.04	1.07	1.14	1.21	1.29	1.36
		KHv	1.02	1.03	1.05	1.06	1.07	1.08
		KFv	1.08	1.16	1.33	1.50	1.67	1.80
	б		1.03	1.05	1.09	1.14	1.19	1.24
		KHv	1.00	1.01	1.02	1.03	1.03	1.04
		KFv	1.03	1.05	1.09	1.13	1.17	1.22
8	а		1.04	1.08	1.16	1.24	1.32	1.40
		KHv	1.01	1.02	1.04	1.06	1.07	1.08
		KFv	1.10	1.20	1.38	1.58	1.78	1.96
	б		1.03	1.06	1.10	1.16	1.22	1.26
		KHv	1.01	1.01	1.02	1.03	1.04	1.05
		KFv	1.04	1.06	1.12	1.16	1.21	1.26
9	а		1.05	1.10	1.20	1.30	1.40	1.50
		KHv	1.01	1.03	1.05	1.07	1.09	1.12
		KFv	1.13	1.28	1.50	1.77	1.98	2.25
	б		1.04	1.07	1.13	1.20	1.26	1.32
		KHv	1.01	1.01	1.02	1.03	1.04	1.05
		KFv	1.04	1.07	1.14	1.21	1.27	1.34
		KFv	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 Y_F

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		

Расчёт открытой цилиндрической зубчатой передачи

Учитывая условия и характер работы открытых передач (недостаточная защищённость от загрязнения абразивными частицами и увеличенный абразивный износ при плохой смазке, большие деформации валов, что приводит к увеличению зазоров в зацеплении, возрастанию динамических нагрузок, к понижению прочности изношенных зубьев вследствие уменьшения площади их поперечного сечения и, как следствие, к поломке зубьев), данные передачи рекомендуют рассчитывать по напряжениям изгиба. В этих передачах выкрашивание не наблюдается, так как поверхностные слои зубьев изнашиваются и удаляются раньше, чем появляются усталостные трещины.

Для проектного расчёта открытых передач по напряжениям изгиба определяют модуль зацепления из выражений [1]:

для прямозубых колес

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

для косозубых колес

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

Здесь:

Z_3 - число зубьев шестерни открытой передачи (см. исходные данные);

$\psi_{bm} = b_w / m$ - коэффициент ширины зубчатого венца колеса относительно модуля, рекомендуют назначать для открытых передач $\psi_{bm} = 10 \dots 15$;

$[\sigma_{F1}]$ - допускаемое напряжение изгиба зубьев шестерни, Н/мм², определяют в соответствии с п.2.2. («Расчет допускаемых напряжений»);

T_3 - момент на шестерне, Н·мм; $T_3 = T_{\text{ВЫХ}}$;

$Z_{F\beta}$ - определяют по п.2.5. («Проверка прочности зубьев по напряжениям изгиба»);

$K_{F\beta}$ - смотри рис. 2.3, б;

Y_{F3} - смотри табл. 2.9.

Полученное значение модуля округляют в большую сторону до значения из стандартного ряда модулей (см. п.2.4).

Зная значение модуля, определяют геометрические размеры шестерни :

диаметр делительный - $d_3 = m \cdot z_3$ или $d_3 = \frac{m_n}{\cos \beta} \cdot z_3,$

диаметр вершин зубьев - $d_{a3} = d_3 + 2 \cdot m,$

диаметр впадин зубьев - $d_{f3} = d_3 - 2,5 \cdot m,$

ширина венца - $b_3 = \psi_{bm} \cdot m + (2 \dots 4).$

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 7 «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 $Z_{\gamma 1,2} = Z_{1,2} / \cos \delta_{1,2}$ и диаметры $d_{\gamma 1,2} = m_{te} Z_{1,2} / \cos \delta_{1,2}$. Здесь Z_1, Z_2 - фактические числа зубьев конических колёс. При этом числа $Z_{\gamma 1,2}$ 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

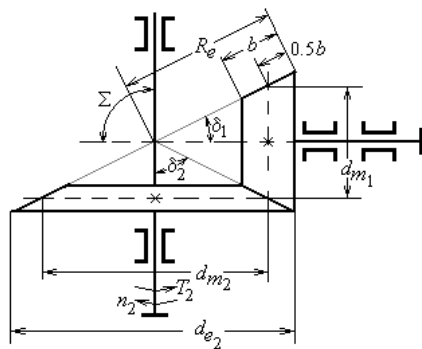


Рис.2.4

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] :

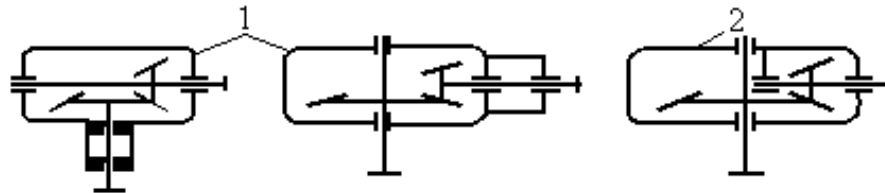
$$d_{e2} \geq 1,7 \cdot \sqrt[3]{\frac{E_{пр} \cdot T_2 \cdot K_{H\beta} \cdot u_p}{0,85 \cdot [\sigma_H]^2 \cdot (1 - K_{be}) \cdot K_{be}}}$$

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

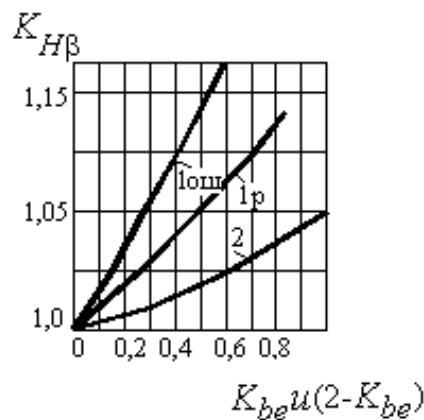
T_2 - вращающий момент на валу колеса, Н·мм (см.п.2.3);

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

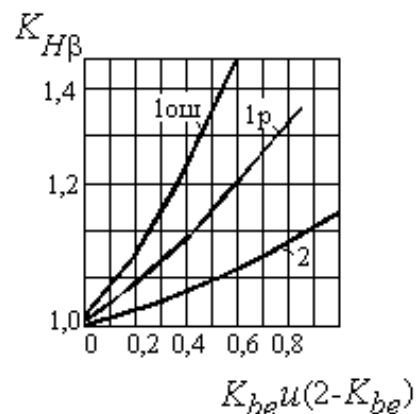
Здесь K_{be} - коэффициент ширины зубчатого венца относительно внешнего конусного расстояния, $K_{be} = b_w / R_e$. Рекомендуют принять $K_{be} \leq 0,3$. Меньшие значения назначают для неприрабатываемых зубчатых колёс, когда $H1$ и $H2 > 350$ НВ или



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

$$d_{e2} \geq 2,9 \cdot \sqrt[3]{\frac{E_{\cdot p} \cdot T_2 \cdot K_{H\beta} \cdot u_p}{0,85 \cdot [\sigma_H]^2}}$$

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.

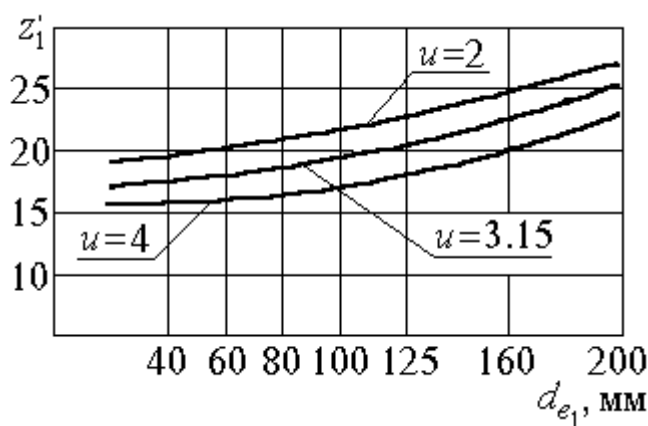


Рис.2.6

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 ;

$$T_1 - \text{вращающий момент на шестерне, Н·мм,} \quad T_1 = \frac{T_2}{u_\phi \cdot \eta_{пер}} ;$$

здесь $\eta_{пер}$ - КПД передачи.

K_H - коэффициент расчётной нагрузки, $K_H = K_{H\beta} \cdot K_{HV}$; коэффициент концентрации нагрузки $K_{H\beta}$ найден ранее по графикам рис.2.5.

K_{HV} - коэффициент динамической нагрузки, находят по табл. 2.7 с понижением на одну степень точности против фактической, назначенной по окружной скорости

$$V = \frac{\pi d_{m1} n_1}{60000} \quad \text{в соответствии с рекомендациями (табл.2.6);}$$

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]:

$$\sigma_{F1} = \frac{F_t \cdot K_F \cdot Y_{F1}}{0,85 \cdot b_w \cdot m_m} \leq [\sigma_F]_1 \quad \text{и} \quad \sigma_{F2} = \sigma_{F1} \cdot Y_{F2}/Y_{F1} \leq [\sigma_F]_2,$$

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 прямобочное 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 литье 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 9 «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.

Передачное 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 проектировочного выполняется расчёт по допускаемым контактным напряжениям [29]. Здесь применяется формула Герца-Беляева, которая, собственно говоря, и была выведена для этого случая. Исходя из допускаемых контактных напряжений, свойств материала и передаваемой мощности определяются диаметры фрикционных колёс

$$D_1 = 2 * \sqrt[3]{E \frac{\beta}{\psi f} * \frac{N_1}{n_2} \left(\frac{1292}{U[\sigma]_K} \right)^2}; \quad D_2 = UD_1.$$

Основные требования к материалам фрикционных колёс:

- ➔ высокая износостойкость и поверхностная прочность;
- ➔ высокий коэффициент трения (во избежание больших сил сжатия);
- ➔ высокий модуль упругости (чтобы площадка контакта, а значит и потери на трение были малы).

Наиболее пригодными оказываются шарикоподшипниковые стали типа ШХ15 или 18ХГТ, 18Х2Н4МА.

Разработаны специальные фрикционные пластмассы с асбестовым и целлюлозным наполнителем, коэффициент трения которых достигает 0,5. Широко применяется текстолит.

Более надёжны передачи, у которых ведущий каток твёрже, чем ведомый, т.к. тогда при пробуксовке не образуются лыски.

Применяются обрешиненные катки, однако их коэффициент трения падает с ростом влажности воздуха.

Для крупных передач применяют прессованный асбест, прорезиненную ткань и кожу.

РЕМЕННЫЕ ПЕРЕДАЧИ

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

Ременные передачи применяются для привода агрегатов от 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 $F_r \approx 2 F_o \cos(\beta/2)$. Обычно эта радиальная нагрузка на опору в 2 ... 3 раза больше передаваемой ремнём вращающей силы.

Порядок проектного расчёта плоскоременной передачи

1. Выбирают тип ремня.
2. Определяют диаметр малого шкива $D_1 = (110 \dots 130)(N/n)^{1/3}$, где N – мощность, 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 $N = 3600vz_m T$.
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 $30 \div 45$ м/с. Шкивы малых диаметров до 350 мм имеют сплошные диски, шкивы больших диаметров – ступицы эллиптического переменного сечения. Стальные сварные шкивы применяют при скоростях $60 \div 80$ 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_0 , тем больше тяговая способность и к.п.д., но меньше долговечность ремня. Натяжение ремня в передачах осуществляется:

- Устройствами периодического действия, где ремень натягивается винтами. Ремень периодически подтягивается по мере вытяжки. Требуется систематическое наблюдение за передачей, иначе возможно буксование и быстрый износ ремня.
- Устройствами постоянного действия, где натяжение создаётся грузом, весом двигателя или пружиной. Часто натяжение происходит за счёт массы двигателя на качающейся плите. К таким устройствам относятся натяжные ролики. Натяжение ремня автоматически поддерживается постоянным.
- Устройствами, автоматически регулирующими натяжение в зависимости от нагрузки с использованием сил и моментов, действующих в передаче. Шкив 1 установлен на

качающемся рычаге, который также является осью ведомого колеса зубчатой передачи. Натяжение ремня $2F_0$ равно окружной силе на шестерне и пропорционально передаваемому моменту.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

- ? За счёт каких сил передают движение фрикционные передачи ?
 - ? Каковы достоинства и недостатки фрикционных передач ?
 - ? Каковы основные виды поломок фрикционных передач ?
 - ? Какие материалы применяются для фрикционных передач ?
 - ? Какой деталью выделяются ременные передачи среди фрикционных ?
 - ? Какие силы действуют в ремне ?
 - ? Какие нагрузки действуют на опоры валов колёс ременной передачи ?
 - ? Как соединяются концы ремня ?
- Какие существуют способы поддержания натяжения ремней ?

ЛАБОРАТОРНЫЕ РАБОТЫ ПО ДЕТАЛЯМ МАШИН И ОСНОВАМ КОНСТРУИРОВАНИЯ

Лабораторная работа № 1-2

Кинематика зубчатых передач

Лабораторная работа № 3,4

Изучение конструкции редукторов

Лабораторная работа № 5,6

Изучение подшипников качения

Лабораторная работа № 7,8,9

Тема «Выбор электродвигателя. Кинематический расчёт. Определение вращающих моментов на валах».

- Цель:
1. Научить кинематическому расчёту привода.
 2. Рассмотреть три случая задания исходных данных.
 3. Определение требуемой мощности для трёх случаев. Выбор электродвигателя.
 4. Определение общего передаточного отношения.
 5. Определение общего КПД.
 6. Определение мощностей на валах.
 7. Определение угловых скоростей (частот вращения на валах).
 8. Определение вращающих моментов на валах.

Вопросы:

1. Что такое КПД?
2. Что такое передаточное отношение?

3. Как находятся КПД и передаточное отношение привода, состоящее из нескольких последовательных передач вращательного движения?
4. Что такое окружная сила? Её роль.
5. Связь между моментом вращающим, мощностью и частотой вращения.
6. Основная энергетическая характеристика передачи?
7. Основная кинематическая характеристика привода.

3 Методические указания (рекомендации)

3.1 Методические указания для преподавателей

Дисциплина «Детали машин» 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 сформулировать 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 объема 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: не 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 5 семестре является экзамен, который проводится по билетам установленного порядка; в 6 семестре итоговым контролем является защита курсового проекта.

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

При чтении лекций по дисциплине «Детали машин и основы конструирования» используется такой имитационный 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.