



УДК 62-2:539.3(076.5)

ББК Ш12р

Т382

Составители: Д.И. Линник, В.Н. Павлов,  
А.И. Микуляк, А.В. Голубничий

Рецензент В.С. Манзий

Утверждено на заседании секции механического факультета  
редсовета КМУГА 23 марта 1998 года.

Т382 Техническая механика: Методические указания и контрольные задания для студентов заочного факультета/ Сост.: Д.И. Линник, В.Н. Павлов, А.И. Микуляк, А.В. Голубничий. - Киев: КМУГА, 2000. - 48 с.

Содержат краткие рекомендации по изучению дисциплины "Техническая механика", вопросы для самопроверки, задания для контрольной работы, пример их выполнения, рекомендуемую литературу.

Предназначены для студентов заочного факультета специальности 7.091401 "Системы управления и автоматика".

### ОБЩИЕ МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

Техническая механика является одной из сложных учебных дисциплин высших технических учебных заведений и первой инженерной дисциплиной, объединяющей теорию и методику инженерных расчетов.

Дисциплина "Техническая механика" состоит из трех разделов: "Основы теории механизмов", "Вопросы прочности материалов", "Расчет и проектирование механизмов и их деталей".

Материал дисциплины "Техническая механика" следует изучать последовательно, переходя от одной темы к другой, рассматривая каждую дважды. После первоначального чтения материала необходимо представить себе круг изучаемых вопросов. При повторном чтении нужно внимательно разбираться в тонкостях вопроса и осознать физический смысл изучаемого. Для закрепления материала следует ответить на вопросы, приведенные после каждой темы.

Изучение дисциплины "Техническая механика" как дисциплины прикладного характера сопровождается работой в лаборатории, где теоретически обоснованные расчетные формулы проверяются соответствием расчетных и опытных данных. При подготовке и выполнении лабораторных работ следует пользоваться рекомендуемой литературой. Лабораторные работы выполняются в период зачетно-экзаменационной сессии.

Дисциплиной предусмотрены лекции, лабораторные занятия, консультации, контрольная расчетно-графическая работа, экзамен.

Контрольную работу студент должен выполнить самостоятельно, а затем предъявить ее преподавателю для рецензирования и в период зачетно-экзаменационной сессии защитить. Лабораторные работы необходимо выполнять под руководством преподавателя на лабораторных занятиях. После защиты контрольной работы, выполнения и защиты лабораторных работ студент должен сдать экзамен.

При изучении дисциплины следует руководствоваться данными методическими указаниями, а также использовать другие учебные пособия, методические указания и справочники.

### ПРИМЕРНЫЙ ПЕРЕЧЕНЬ ЛАБОРАТОРНЫХ РАБОТ

1. Определение передаточных отношений сложных зубчатых механизмов [3, с.36-44].
2. Определение основных параметров зубчатого колеса [3, с.29-36].

3. Определение коэффициента полезного действия червячного редуктора [4, с.7-11].

4. Определение статического прогиба и критической частоты вращения вала [4, с.27-32].

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. ИОСЕЛЕВИЧ Г.В., СТРОГАНОВ Г.В., МАСЛОВ Г.С. Прикладная механика. - М.: Высш.шк., 1969. - 351 с.

2. ПРИКЛАДНАЯ механика/ К.И.Заблонский, М.С.Валяев, И.Я.Телис и др. - Киев: Вища шк., 1981. - 279 с.

3. ТЕОРИЯ механизмов и машин: Лабораторный практикум /Сост.: Батов А.П., Н.Ф.Воронин, И.М.Пряхин и др. - Киев: КМУГА, 1995. - 88 с.

4. ДЕТАЛИ машин: Лабораторные работы 7-12 /Сост.: Н.М.Гузми-Левкович, В.П.Капомский, С.Н.Дуканин, В.Н.Павлов. - Киев: КИИГА, 1983. - 38 с.

5. КУРСОВОЕ проектирование деталей машин /С.А.Чернавский, К.Н.Вокров, И.М.Чернин и др. - М.: Машиностроение, 1987. - 415 с.

#### МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ К РАЗДЕЛАМ КУРСА

##### Общие положения и понятия сопротивления материалов

Начальные понятия. Внешние силы и их классификация. Основные гипотезы и допущения. Внутренние силы и напряжения. Сопротивления растяжению и сжатию. Деформации и напряжения. Граничные напряжения. Условия прочности и допустимые напряжения. Запас прочности. Условия прочности.

Литература: [2, с.70-90].

##### Методические указания

Изучая тему, необходимо уяснить, что сопротивление материалов это наука о прочности и деформации материалов, элементов машин и сооружений.

Изучая понятия о сопротивлении материалов, следует обратить внимание на различия в действии сил, на абсолютно жесткие тела, изучаемые в дисциплине "Теоретическая механика", и физические, изучаемые в разделах о сопротивлении материалов и деталях машин.

Необходимо усвоить понятия о прочности, жесткости, устойчивости, пластичности, упругости и уяснить отличия внешних и внутренних сил, установить возможные виды деформаций и их связь с внутренними силами.

Необходимо обратить внимание на понятия напряжений и деформаций, связь между ними, выяснить связь между напряжениями и внутренними усилиями, изучить гипотезы и допущения сопротивления материалов и познакомиться с методами расчета на прочность.

Изучая тему, нужно представить случай, когда при приложении внешних сил тело стержня будет испытывать усилия растяжения или сжатия, и уяснить, что при центральном приложении нагрузки в поперечном сечении стержня возникает только один внутренний силовой фактор — нормальная сила.

Необходимо знать формулы, по которым определяются нормальные напряжения при растяжении и сжатии, и уметь строить их эпюры. Важно усвоить, какая деформация называется абсолютной, а какая относительной, как связаны между собой продольные и поперечные деформации и что такое коэффициент Пуассона.

Нужно уметь записать и объяснить закон Гука при растяжении и сжатии.

Рекомендуется обратить особое внимание на изучение механических свойств материалов, установить, какие факторы влияют на эти свойства, уметь определять характеристики прочности и пластичности по диаграмме растяжения материалов.

Следует хорошо уяснить, что механические испытания материала дают предельные значения напряжений (предел пропорциональности, предел текучести, предел прочности), достижение которых в частях машин влечет за собой разрушение или появление недопустимо больших деформаций.

Для безопасной работы конструкции напряжения, возникающие в ее элементах, должны быть ниже этих предельных напряжений. Поэтому важным вопросом при проектировании является выбор безопасного, или так называемого допускаемого напряжения.

Целесообразно знать, что допускаемым напряжением называется наибольшее напряжение, при котором обеспечивается прочность и долговечность проектируемого элемента конструкции.

Следует также хорошо знать, как определяются допускаемые напряжения, как записываются выражения условий прочности при растяжении, сжатии, смятии, срезе, кручении, изгибе.

Вопросы для самопроверки

1. Что является предметом изучения науки сопротивления материалов?

#### Методические указания

При изучении темы необходимо установить виды соединений, их назначение и применение в технике.

Рассматривая резьбовые соединения, нужно запомнить виды резьб, их применение и обозначение на чертежах. Следует уяснить геометрические параметры резьбы, знать условные обозначения и формулы их определения.

Рекомендуется обратить внимание на особенности работы резьбовых соединений, основные расчетные случаи. К наиболее простым основным случаям относят болтовые соединения, нагруженные осевой и поперечной силой. Важно знать расчет этих болтовых соединений.

Изучая шпоночные, шлицевые (зубчатые) и штифтовые соединения, необходимо знать виды соединений, их назначение, конструктивные особенности и методику подбора. Целесообразно обратить внимание на геометрические параметры, их определение в соответствии со стандартами и методику расчетов на прочность.

#### Вопросы для самопроверки

1. Назовите виды разъемных соединений и укажите области их применения, достоинства и недостатки.
2. Какие различают типы резьб по назначению, геометрической форме и какие из них стандартизованы?
3. Укажите основные геометрические параметры резьбы.
4. Как произвести расчет болтового соединения, нагруженного осевой и поперечной силой?
5. Как определяют нагрузку по виткам резьбы?
6. Каково назначение шпонок и какие их типы стандартизованы?
7. Каковы недостатки шпоночных соединений?
8. Дайте классификацию шлицевых соединений, укажите их конструктивные особенности и применение.
9. Каковы особенности конструкции и применения штифтовых соединений?
10. Как рассчитать шпоночные, шлицевые и штифтовые соединения на прочность?

#### МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО ВЫПОЛНЕНИЮ КОНТРОЛЬНОЙ РАБОТЫ

Контрольная работа выполняется студентами в соответствии с учебным планом и программой дисциплины "Техническая механика".

8 - номер задания 787  
7 - номер варианта

Для решения задачи необходимо выбрать номер задания и вариант по двум последним цифрам номера зачетной книжки (шифра) студента. Кинематические схемы привода показаны на рис. I - 4, а исходные данные приведены в табл. I. Номер задания соответствует предпоследней цифре шифра студента, а номер варианта - последней цифре шифра. Если последняя цифра нуля, то студент должен выполнять десятый вариант. Если предпоследняя цифра шифра нуля, то студент должен выполнять десятое задание. Например, студент, имеющий цифр 830865, должен выполнять пятый вариант шестого задания.

Контрольная работа должна состоять из пояснительной записки и графической части.

Пояснительную записку необходимо выполнять чернилами, разборчиво, на одной (правой) стороне листа бумаги формата А4, оставляя слева поле 20 мм для брошюровки, справа - 30 мм для выписывания окончательных результатов вычислений и замечаний рецензента. Расстояние от верхней (или нижней) строки листа до верхней (или нижней) кромки листа должно быть не менее 10 мм. Все листы должны быть пронумерованы. Обложку пояснительной записки следует выполнять из плотной бумаги.

Первой страницей пояснительной записки является титульный лист, второй - оглавление, затем идут тексты задач, кинематические схемы и исходные данные для них. На последней странице приводят список использованной литературы, на которую необходимо сослаться в расчетах и тексте пояснительной записки.

На титульном листе пояснительной записки соответствующим чертешным шрифтом следует указать:

- название вуза;
- название кафедры;
- название дисциплины;
- номер контрольной работы, номера заданий и вариантов;
- фамилию, имя, отчество студента;
- курс, факультет, шифр зачетной книжки;
- дату выполнения задания.

В оглавлении должны быть проставлены номера страниц всех частей, разделов и параграфов работы.

Расчетную часть контрольной работы необходимо излагать в соответствии с условием задания. В тексте надо соблюдать четкую рубрику (разделы, параграфы и пункты с краткими и ясными за-

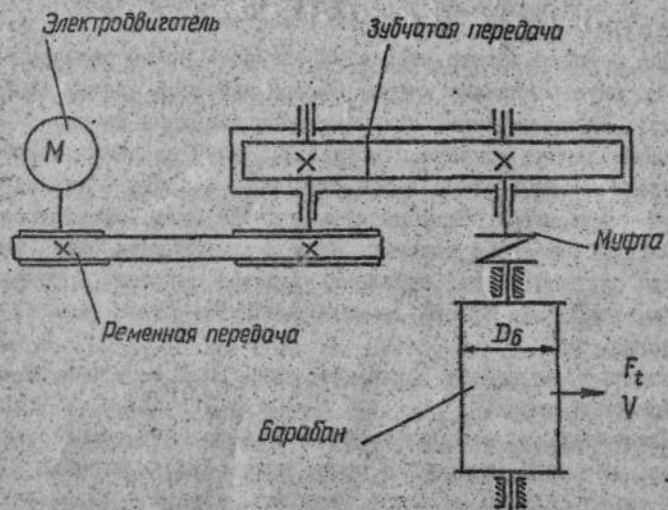


Рис.1. Схема привода ленточного транспортера для транспортировки багажа в аэровокзалах

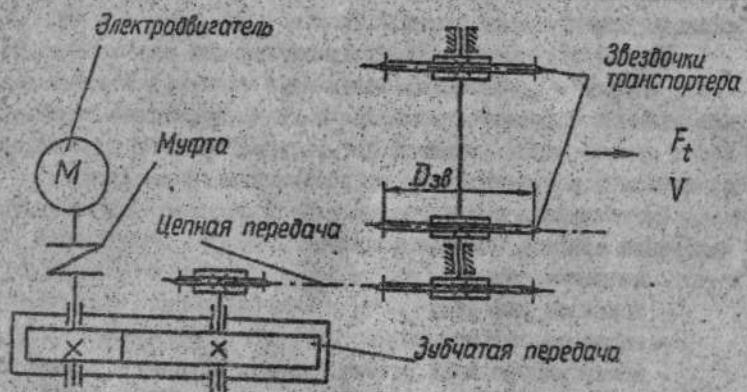


Рис.2. Схема привода цепного транспортера для загрузки и разгрузки самолетов



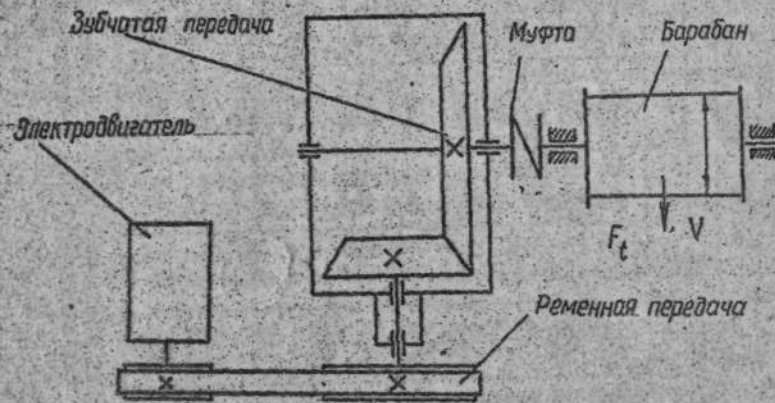


Рис. 3. Схема привода ленточного транспортера для выдачи багажа в аэровокзалах

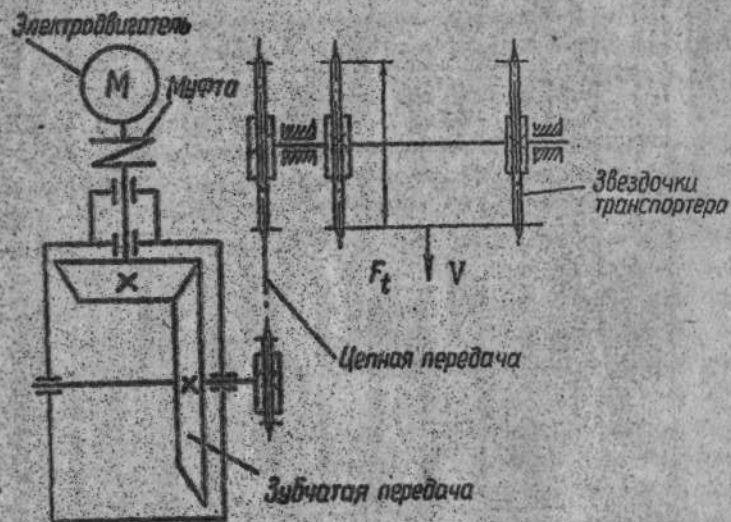


Рис. 4. Схема привода цепного транспортера для загрузки багажа в самолет

головками). Сокращение слов в тексте и подписях к иллюстрациям не допускается.

Формулы, эмпирические коэффициенты и другие справочные данные следует обязательно сопровождать ссылками на литературу, которые надо указывать цифрами в прямых скобках согласно порядковому номеру списка используемой литературы. При пользовании стандартами необходимо ссылаться на них.

Применяемые расчетные формулы должны иметь название, а входящие в них символы - объяснение.

Расчет рекомендуется писать как в целях облегчения проверки его самим автором или другим лицом, так и во избежание ошибок в такой форме: сначала следует написать формулу в символах, затем в формулу без всяких алгебраических преобразований подставить числовые значения, после этого - результат вычисления. Например, при определении диаметра зубчатого колеса расчет следует писать так:  $d_2 = m Z_2 = 20 \cdot 3 = 60$  мм, где  $m$  - модуль его,  $Z_2$  - число зубьев колеса.

Несоблюдение указанного правила затрудняет чтение и проверку расчета и, кроме того, может привести к ошибке.

Недостающие данные в условиях заданий необходимо выбирать самостоятельно и обосновывать этот выбор, сославшись на соответствующий литературный источник.

Расчеты надо сопровождать иллюстрациями (схемами, эскизами), выполненными с исчерпывающей ясностью и полнотой карандашом с помощью линейки и циркуля и с указанием принятых обозначений расчетных величин. Иллюстрации могут быть расположены как по тексту пояснительной записки, так и в конце ее в виде приложения. Все размещенные в пояснительной записке иллюстрации следует нумеровать арабскими цифрами в пределах всей записки (например, рис. 1, рис. 2) и сопровождать подписями, точно соответствующими содержанию рисунка.

Приступать к вычерчиванию чертежей необходимо сразу же, как только предварительный расчет даст достаточно данных для чертежа. Чертеж и расчет должны производиться параллельно, таким образом, чтобы расчет лишь немного опережал чертеж, иначе неизбежны ошибки, которые могут быть выявлены лишь впоследствии, что повлечет за собой большую потерю труда и времени. Поэтому следует придерживаться правила: все полученные расчетом размеры немедленно проверять путем нанесения их на чертеж.

Список использованной литературы надо составлять в алфавитном порядке фамилий авторов и пронумеровать. В описании источников необходимо называть фамилию и инициалы автора (авторов), название, издательство, год издания в перечисленной последовательности. В список литературы следует включать только те источники, на которые сделаны ссылки. При ссылке на литературный источник в квадратных скобках надо привести его номер, указать страницу, номер заимствованной формулы, использованной таблицы или номер рисунка и т. д.

Графическую часть для каждой задачи контрольной работы необходимо выполнять карандашом на чертежной бумаге формата А2 в соответствии со стандартами на чертежи в машиностроении. В правом нижнем углу листа должен быть заполненный угловой штамп основной надписи для чертежа и схем (55x165).

Чертеж узла зубчатого зацепления следует выполнять в двух проекциях с соблюдением масштаба и указанием всех определенных расчетом размеров.

Листы чертежей необходимо сложить и прошить в конце пояснительной записки после списка литературы под общую обложку.

#### Порядок выполнения контрольной работы

1. Выбрать из табл. I исходные данные для расчета и кинематическую схему привода.
2. Выяснить назначение, принцип и условие работы привода по кинематической схеме.
3. Произвести кинематический расчет привода установки:
  - определить требуемую мощность электродвигателя и частоту вращения его вала;
  - подобрать по каталогу стандартный электродвигатель;
  - определить общее передаточное отношение привода и распределить его между каждой передачей [5, с. 4-26].
4. Произвести расчет на прочность зубчатой передачи:
  - выбрать материалы зубчатых колес;
  - определить допустимые напряжения;
  - рассчитать межосевое расстояние зубчатой передачи;
  - определить все необходимые размеры зубчатых колес [5, с. 27-53].
5. Для определения размеров отверстий в ступице зубчатых колес рассчитать посадочный диаметр вала из условия прочности на кручение [6, с. 158-167].

6. Зная диаметр вала под установку зубчатых колес, выбрать из справочника стандартную шпонку и рассчитать ее на прочность [5, с.168-175].

7. Написать объяснительную записку с полным расчетом привода.

8. На чертежном листе формата А2 вычертить узел зубчатой передачи с указанием основных геометрических размеров зубчатых колес.

#### ПРИМЕР ВЫПОЛНЕНИЯ КОНТРОЛЬНОЙ РАБОТЫ

Исходные данные для решения задачи приведены в табл.1, а кинематические схемы заданий показаны на рис.1 - 4. Во всех заданиях указаны окружная сила  $F_t$  в килоньютонах на барабане привода ленточного транспортера или звездочке привода цепного транспортера, скорость движения ленты или цепи  $V$  в метрах в секунду. Диаметр барабана  $D_b$  или звездочки  $D_{зв}$ , выбирают самостоятельно в пределах 300-500 мм. Время работы передач (срок службы)  $t = 2000...3000$  ч.

#### Кинематический расчет привода

По исходным данным определяют потребляемую мощность привода (мощность на выходе):

$$P_{вых} = F_t V,$$

где  $F_t$  - окружная сила, Н;  $V$  - скорость движения ленты или цепи, м/с.

Ориентировочное значение коэффициента полезного действия всего привода равно произведению частных коэффициентов полезного действия передач, входящих в привод:

$$\eta = \eta_1 \eta_2,$$

где  $\eta_1, \eta_2$  - коэффициент полезного действия первой, второй передачи соответственно.

Средние значения коэффициента полезного действия передач с учетом потерь на трение в подшипниках валов и средние значения передаточных отношений приведены в табл.2.

Потребную мощность электродвигателя определяют по формуле

$$P_{дв.тр} = \frac{P_{вых}}{\eta}.$$

Таблица 2

Средние значения коэффициента полезного действия  
и передаточных отношений передач

Передача	Коэффициент полезного действия	Передачное отношение
Зубчатая:		
цилиндрическая	0,96 - 0,98	3 - 6
коническая	0,95 - 0,97	1 - 4
Ременная (все типы)	0,94 - 0,96	2 - 5
Цепная	0,92 - 0,95	2 - 6

Мощность электродвигателя в справочниках дана в киловаттах (кВт), поэтому полученную при расчете мощность  $P$  в ваттах следует перевести в киловатты (1 кВт =  $10^3$  Вт).

Промышленностью выпускаются электродвигатели с одинаковой мощностью, но с различными частотами вращения ротора (3000, 1500, 1000, 750 об/мин). Для приводов общего назначения предпочтительны электродвигатели с частотами вращения 1500 или 1000 об/мин.

1.3 Частоту вращения приводного вала барабана или тяговых звездочек транспортера определяют по формулам:

$$n_{\text{вых}} = \frac{V60}{\pi D},$$

где  $V$  - скорость движения ленты (цепи), м/с;  $D\delta$ ,  $D_{3\delta}$  - диаметры барабана и тяговых звездочек, м.

Тогда расчетная частота вращения вала электродвигателя:

$$n_{\text{вх}} = n_{\text{вых}} u_1 u_2,$$

где  $u_1$ ,  $u_2$  - частные значения передаточных отношений каждой передачи, входящей в схему привода.

Рекомендуемые значения передаточных чисел приведены в табл.2. В процессе проектирования их уточняют в соответствии со стандартами на параметры ременных, зубчатых и цепных передач.

После этого по табл.3 подбирают электродвигатель, который

Таблица 3  
 Двигатели трехфазные асинхронные серии 4А по ГОСТ 19523-81

Мощность	Тип двигателя ДЯ	Частота вращения	Тип двигателя ДЯ	Частота вращения	Тип двигателя ДЯ	Частота вращения	Тип двигателя ДЯ	Частота вращения
0,25	-	-	-	-	-	-	71В6	680
0,55	-	-	71А4	1390	71А6	910	80А8	675
0,75	71А2	2840	71В4	1390	71В6	900	80В8	700
1,1	71В2	2810	80А4	1420	80А6	915	90 А8	700
1,5	80А2	2850	80В4	1415	80В6	920	90 В8	700
2,2	80В2	2850	90 4	1425	90 6	935	100 8	700
3,0	90 2	2840	100 4	1435	100 6	950	112М8	700
4,0	100М2	2860	100 4	1430	112М6	955	112М8	700
5,5	100 2	2880	112М4	1445	112М6	950	132 8	720
7,5	112М2	2900	132 4	1455	132 6	965	132М8	730
11,0	132М2	2900	132М4	1460	132М6	970	160 8	730
15,0	160 2	2940	160М4	1465	160 6	975	160М8	730
18,5	160М2	2940	160М4	1465	160М6	975	180М8	730
22,0	180 2	2945	180 4	1470	180М6	975	2	-
30,0	180М2	2945	180М4	1470	180М6	975	-	-

имеет мощность  $P_{дв}$  и частоту вращения вала  $n_{дв}$ , ближайšie к полученным ранее потребной мощности  $P_{дв}$  при расчетной частоте вращения вала  $n_{вх}$ . Для выбранного двигателя выписывают его тип и основные характеристики.

Общее передаточное отношение привода

$$u = \frac{n_{дв}}{n_{вых}} = u_1 u_2$$

распределяют между каждой передачей, входящей в схему привода.

Передаточные отношения одноступенчатых редукторов желательно выбирать из стандартного ряда (ГОСТ 21426-75):

первый ряд: 2,0; 2,5; 3,15; 4,0; 5,0; 6,3;

второй ряд: 2,24; 2,8; 3,55; 4,5; 5,6.

Примечание. Первый ряд значений предпочтительнее.

Передаточное отношение второй передачи определяют по формуле

1.7

$$u_2 = \frac{u}{u_1}$$

Затем определяют частоты вращения валов привода:

$$n_2 = \frac{n_1}{u_1}; \quad n_3 = \frac{n_2}{u_2}$$

момент на выходном валу привода

$$T_{вых} = \frac{F_t D}{2},$$

где  $F_t$  - окружная сила, Н;  $D$  - диаметр барабана или звездочки, м.

Момент на промежуточном валу привода находят по формуле

$$T_2 = \frac{T_{вых}}{u_2 \eta_2},$$

момент на ведущем валу привода (на входе):

$$T_1 = \frac{T_2}{u_1 \eta_1}$$

Расчет на прочность цилиндрических зубчатых колес

После определения крутящих моментов на валах привода выполняют основные проектные расчеты зубчатой передачи редуктора.

Исходными данными для расчета являются крутящий момент на колесе, передаточное отношение, срок службы и требования к размерам передачи.

Методика выбора материалов для зубчатых колес и определения допускаемых контактных напряжений изгиба является одинаковой для цилиндрических и конических передач.

Зубчатые колеса в большинстве случаев изготавливают из сталей, подвергнутых термическому или химико-термическому упрочению. В зависимости от условий эксплуатации и требований к габаритным размерам передачи для изготовления зубчатых колес применяют следующие варианты термической обработки:

- вариант I - марки сталей, одинаковые для колеса и шестерни: 45, 40X, 40XН, 35XМ, 45XЦ, термическая обработка колеса - улучшение, твердость по Бринеллю, НВ 235 - 262, термическая обработка шестерни - улучшение, НВ 269 - 303;

- вариант II - марки сталей, одинаковые для колеса и шестерни: 40X, 40XН, 35XМ и 45XЦ, термическая обработка колеса - улучшение, НВ 269 - 302, термическая обработка шестерни - улучшение и закалка ТВЧ, твердость по Роквеллу, НРС 45 - 50, 48 - 53, 50-56 (зависит от марки стали);

- вариант III - марки сталей, одинаковые для колеса и шестерни: 40X, 40XН, 35XМ; 45XЦ, термическая обработка колеса и шестерни - улучшение и закалка ТВЧ, НРС 45 - 50, 48 - 53, 50 - 56;

- вариант IV - марки сталей для колеса: 40X, 40XН, 35XМ и 45XЦ, термическая обработка колеса - улучшение и закалка ТВЧ, НРС 45 - 50, 48 - 53, 50 - 56, марки сталей для шестерни: 20X, 20XНМ, 18X1Т, 12XНЗА, 25XГНМ, термическая обработка шестерни - улучшение, цементация и закалка, НРС 56 - 63;

- вариант V - марки сталей, одинаковые для колеса и шестерни: 20X, 20XНМ, 18XГТ, 12XНЗА, 25XГНМ, термическая обработка колеса и шестерни одинаковые - улучшение, цементация и закалка, НРС 56 - 63.

Для редукторов, к размерам которых не предъявляют высоких требований, применяют дешевые марки сталей типа 45 и 40X с термической обработкой по вариантам I или II.

Одновременно с выбором марок сталей для шестерни и колеса из табл. 4 выписывают их механические характеристики.

Под действием сил, возникающих в зубчатом зацеплении при работе передачи, зуб колеса испытывает сложное напряженное сос-



Таблица 4

## Материалы зубчатых колес

Марка стали	Предел текучести	Твердость заготовки		Вид термической обработки заготовки
		серцевини	поверхности	
45	540	HВ235-262	HВ235-262	Улучшение
40Х	640	HВ235-262	HВ235-262	Улучшение
40ХН	630	HВ235-262	HВ235-262	Улучшение
35ХМ	750	HВ269-302	HВ269-302	Улучшение
40ХЦ	660	HВ235-262	HВ235-262	Улучшение
40ХЦ	780	HВ269-302	HRC 50-56	Улучшение и закалка ТВЧ
35ХМ	750	HВ269-302	HRC 48-53	Улучшение и закалка ТВЧ
20Х; 20ХНМ; 12Х1Т; 12ХНЗА; 25ХГНМ	880	HВ300-400	HRC 56-63	Улучшение, цементация и закалка

тояние. Главными напряжениями, влияющими на работоспособность зуба, являются контактные напряжения  $\sigma_H$  и напряжения изгиба  $\sigma_F$ .

Эти напряжения действуют повторно-переменно, что вызывает усталостное разрушение зубьев при определенном количестве циклов нагружений, поэтому прочность зубчатых колес рассматривается в связи со сроком их службы. Такие расчеты базируются на данных испытаний материалов на усталость. По нагрузкам, зафиксированным при проведении опытов, вычисляют контактные напряжения на поверхности зубьев и строят кривые усталости (рис. 5).

Если воспользоваться данными кривой усталости, то при заданном числе циклов нагружений  $N_{H0}$  зуб колеса из выбранного материала может выдержать напряжения  $\sigma_{H0}$ . Если же  $N_{HE} < N_{H0}$ , то можно допустить, что  $\sigma_{HE} > \sigma_{H0}$ . В этом случае размеры и масса колес будут меньшими и ресурс зубчатой передачи будет полностью использован.

Так как уравнение наклонного участка кривой усталости

$$\sigma_H^m N_H = const,$$

то из условия

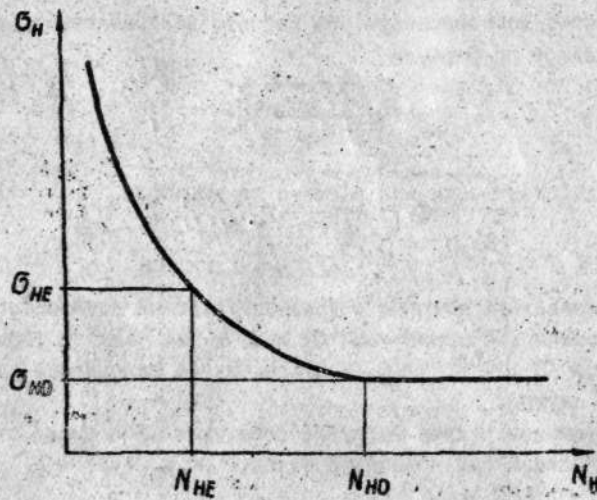


Рис.5. Кривая усталости

$$\sigma_{NO}^m N_{NO} = \sigma_{NE}^m N_{NE}$$

допускаемое напряжение

$$\sigma_{NE} = \sigma_{NO} \sqrt[m]{\frac{N_{NO}}{N_{NE}}} = \sigma_{NO} K_{NL}$$

где  $N_{NO}$  - базовое число циклов перемены напряжений;  $\sigma_{NO}$  - допускаемое напряжение, соответствующее базовому числу циклов перемены напряжений;  $K_{NL}$  - коэффициент долговечности, учитывающий возможность повышения допускаемых напряжений при заданном числе циклов нагружения зубьев  $N_{NE}$ , меньшем базы.

Если  $N_{NE} > N_{NO}$ , принимают  $K_{NL} = 1$ .

Допускаемые контактные напряжения и напряжения изгиба определяют отдельно для колеса  $[\sigma]_{HK}$  и  $[\sigma]_{FK}$  и шестерни  $\sigma_{HШ}$ ,  $\sigma_{FШ}$  по формулам:

$$[\sigma]_H = \frac{\sigma_{NO} K_{NL}}{S_H}; \quad [\sigma]_F = \frac{\sigma_{FO} K_{FL}}{S_F}$$

1,1-1,3

1,55-2,2

коэф. безопасности

прогнозы

Коэффициент долговечности при расчете по контактным напряжениям определяют по формуле

$$K_{HL} = \sqrt[m]{\frac{N_{HO}}{N_{HE}}},$$

$$N_{HO} = 30 H_{HB}^{2,4}$$

коэффициент долговечности при расчете по изгибу:

$$K_{FL} = \sqrt[m]{\frac{N_{FO}}{N_{FE}}}, \quad m = 4 \cdot 10^6$$

где  $m$  - показатель степени в уравнении кривой усталости (для улучшения термической обработкой  $m = 6$ , а для закалки термической обработкой  $m = 9$ );  $N_{HE}$  - число циклов напряжения зубьев за весь срок службы.

При постоянном режиме нагрузки действительное число циклов перемены напряжений для колеса определяют по формуле

$$N_{HK} = 60 n_{kt} = 573 \omega_k t,$$

для шестерни:

$$N_{HШ} = 60 n_{шт} = 573 \omega_{шт} t,$$

где  $\omega_k$  - угловая скорость колеса, рад/с;  $t$  - время работы передачи (срок службы), ч.

Значения  $\sigma_{HO}$  и  $\sigma_{FO}$  принимают по табл. 5.

Число перемены напряжений  $N_{HO}$  принимают по рис. 6.

Таблица 5

Допускаемые напряжения, соответствующие базовому числу циклов перемены напряжений

Термическая обработка	Марка стали	$\sigma_{HO}$	$\sigma_{FO}$
Улучшение	45, 40X, 40XН, 35XМ, 45XЦ	1,8HВ <sub>ср</sub> +67	1,03HВ <sub>ср</sub>
Закалка ТВЧ по контуру зубьев ( $\frac{m \leq 3}{m \geq 3}$ 3 мм)	40X, 40XН, 35XМ, 45XЦ	1,4HВ <sub>ср</sub> +170	$\frac{370}{310}$
Цементация и закалка	20X, 20XНМ, 18XГТ, 12X3А, 25XГМ	1,9HВ <sub>ср</sub>	480

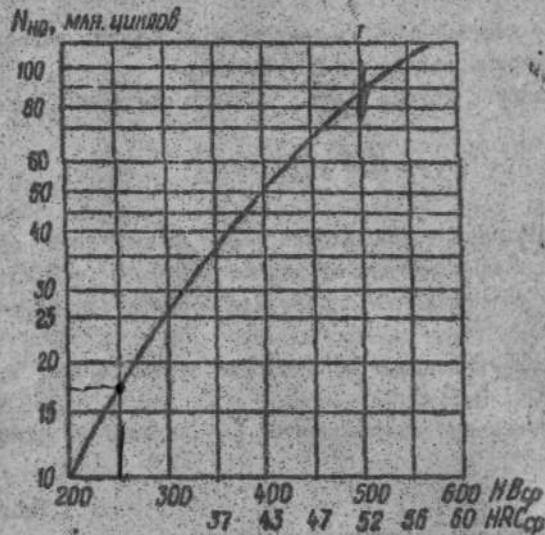


Рис. 6. Изменение числа циклов перемены изгибаний в зависимости от твердости материалов зубчатых колес

Значения  $HВ_{ср}$  и  $HRC_{ср}$  определяются по средним из двух предельных твердостей, данных в вариантах термической обработки.

При расчете зубчатых передач цилиндрических косозубых в расчетную формулу при II варианте термической обработки подставляются среднее допустимое контактное напряжение  $[\sigma]_{нк} = 0,45([\sigma]_{нл} + [\sigma]_{нв})$ . Это напряжение не должно превышать цилиндрических косозубых колес -  $1,23 [\sigma]_{нк}$ , для конических колес -  $1,15 [\sigma]_{нк}$ .

При I, III, IV и V вариантах термической обработки, а также для прямозубых цилиндрических и конических колес в расчетную формулу вместо допустимого напряжения  $[\sigma]_{нк}$  подставляются меньшее из напряжений  $[\sigma]_{нл}$  и  $[\sigma]_{нв}$ .

Расчет цилиндрических зубчатых передач

Мехосевое расстояние определяют по формуле

$$a_w = K_a (u+1) \sqrt{\frac{T_k K_{нв}}{[\sigma]_{нк} u^2 \psi_a}}$$

где  $K_a = 4,95$  для прямозубых колес;  $K_a = 4,3$  для косозубых

колес;  $K_{НВ}$  - коэффициент концентрации нагрузки, зависящий от коэффициента ширины колеса  $\psi_d = b_k / d_w$

Так как ширина колеса  $b_k$  и диаметр шестерни  $d_w$  еще не определены, то

$$\psi_d = 0,5 \psi_a (u+1).$$

При симметричном расположении колес относительно опор  $\psi_a = 0,4 - 0,5$ , при несимметричном расположении  $\psi_a = 0,25 - 0,4$ , при консольном расположении одного или обоих колес  $\psi_a = 0,2 - 0,25$ .

Значения  $\psi_a$  принимают из ряда стандартных: 0,1; 0,15; 0,2; 0,25; 0,315; 0,4; 0,5; 0,63.

После определения коэффициента  $\psi_d$  находят коэффициент  $K_{НВ}$  по табл.6.

Таблица 6

Коэффициент концентрации нагрузки

Расположение шестерни относительно опор	Твердость зубьев колеса НВ	Коэффициент $K_{НВ}$ при $\psi_d$				
		0,2	0,4	0,6	0,8	1,2
Консольное (опоры-шарикоподшипники)	Более 350	1,08	1,17	1,28	-	-
	Менее 350	1,22	1,44	-	-	-
Консольное (опоры-роликподшипники)	Более 350	1,06	1,12	1,19	1,27	-
	Менее 350	1,11	1,25	1,45	-	-
Симметричное	Более 350	1,01	1,02	1,03	1,04	1,07
	Менее 350	1,01	1,02	1,04	1,07	1,16
Несимметричное	Более 350	1,03	1,05	1,07	1,12	1,19
	Менее 350	1,06	1,12	1,20	1,29	1,48

Вычисленное межосевое расстояние  $a_w$  округляют в большую сторону до стандартного: 40, 50, 63, 71, 80, 90, 100, 112, 125, 140, 160, 180, 200, 220, 250, 280, 315 мм.

Для определения предварительных размеров колеса делительный диаметр колеса вычисляют по формуле

$$d_k = 2 a_w u / (u+1).$$

Ширину колеса находят по уравнению

$$b_k = \psi_d a_w.$$

Модуль передачи вычисляют по формуле

$$m \geq \frac{2T_k K_m}{a_k b_k [\sigma]_k}$$

где  $K_m = 6,8$  - для прямозубых колес;  $K_m = 5,8$  - для косозубых колес;  $K_m = 5,2$  - для червячных колес.

Вместо  $[\sigma]_k$  в расчетную формулу подставляют меньшее из значений  $[\sigma]_{fw}$  и  $[\sigma]_{fk}$ .

Расчитанное значение модуля передачи округляют в большую сторону до стандартного из ряда чисел (ГОСТ 9563-60):

первый ряд: 1,0; 1,5; 2; 2,5; 3,4; 5; 6; 8; 10;

второй ряд: 1,25; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7; 9.

При выборе модуля первый ряд предпочитают второму.

При определении угла наклона и суммарного числа зубьев для косозубых колес минимальный угол наклона зубьев рассчитывают по формуле

$$\beta_{min} = \arcsin \frac{4m}{b_k}$$

Суммарное число зубьев находят из уравнения

$$Z_{\Sigma} = \frac{2a_w \cos \beta_{min}}{m}$$

Полученное значение  $Z_{\Sigma}$  округляют в меньшую сторону до целого и определяют действительное значение угла  $\beta$ :

$$\beta = \arccos \frac{Z_{\Sigma} m}{2a_w}$$

Для косозубых колес  $\beta = \beta - 18^\circ$  (точность вычисления до пятого знака после запятой).

Для червяки определяют число зубьев по формуле

$$Z_w = \frac{Z_{\Sigma}}{u+1}$$

где  $Z_{min} = 17$  - для прямозубых колес;  $Z_{min} = 17 \cos^3 \beta$  - для косозубых колес.

Значение  $Z_w$  округляют в ближайшую сторону до целого.

Число зубьев колеса вычисляют из уравнения

$$Z_k = Z_{\Sigma} - Z_w$$

Фактическое передаточное число определяют по формуле

$$u_{\phi} = \frac{Z_k}{Z_w}$$

отклонение от заданного передаточного числа:

$$\Delta u = \frac{u_{\phi} - u}{u_{\phi}} 100 \leq [\Delta u] = 4\%$$

Для определения геометрических размеров колес (рис. 7) находят величинные диаметры для прямозубых колес по формулам:

$$d_w = mz_w; \quad d_k = mz_k;$$

для косозубых колес

$$d_w = \frac{mz_w}{\cos\beta}; \quad d_k = 2a_w - d_w$$

(точность расчета до третьего знака после запятой).

Диаметры окружностей вершин  $d_a$  и впадин зубьев  $d_f$  для прямозубых и косозубых колес вычисляют по уравнениям:

$$d_{aw} = d_w + 2m; \quad d_{ak} = d_k + 2m;$$

$$d_{fw} = d_w - 2,5m; \quad d_{fk} = d_k - 2,5m.$$

Окружную силу в зацеплении определяют по формуле

$$F_t = \frac{2T_k}{d_k};$$

радиальную для прямозубых колес - по формуле

$$F_r = F_t \operatorname{tg}\alpha;$$

для косозубых колес:

$$F_r = F_t \operatorname{tg}\alpha / \cos\beta.$$

Для стандартного угла зацепления  $\alpha = 20^\circ$ ,  $\operatorname{tg}\alpha = 0,364$ .

Осевую силу для косозубых колес определяют по формуле

$$F_a = F_t \operatorname{tg}\beta.$$

Для проверки зубьев колес по напряжениям изгиба находят: расчетное напряжение изгиба в зубьях колеса:

$$\sigma_{FK} = \frac{F_t K_F Y_{Fa} Y_{Fk}}{b_k m} \leq [\sigma]_{FK};$$

расчетное напряжение изгиба в зубьях шестерни:

$$\sigma_{FW} = \sigma_{FK} \frac{Y_{FW}}{Y_{FK}} \leq [\sigma]_{FW};$$

$$\sigma_{F2} = \frac{F_t \cdot K_{F2} \cdot Y_{Fa} \cdot Y_{F2}}{b \cdot m}$$

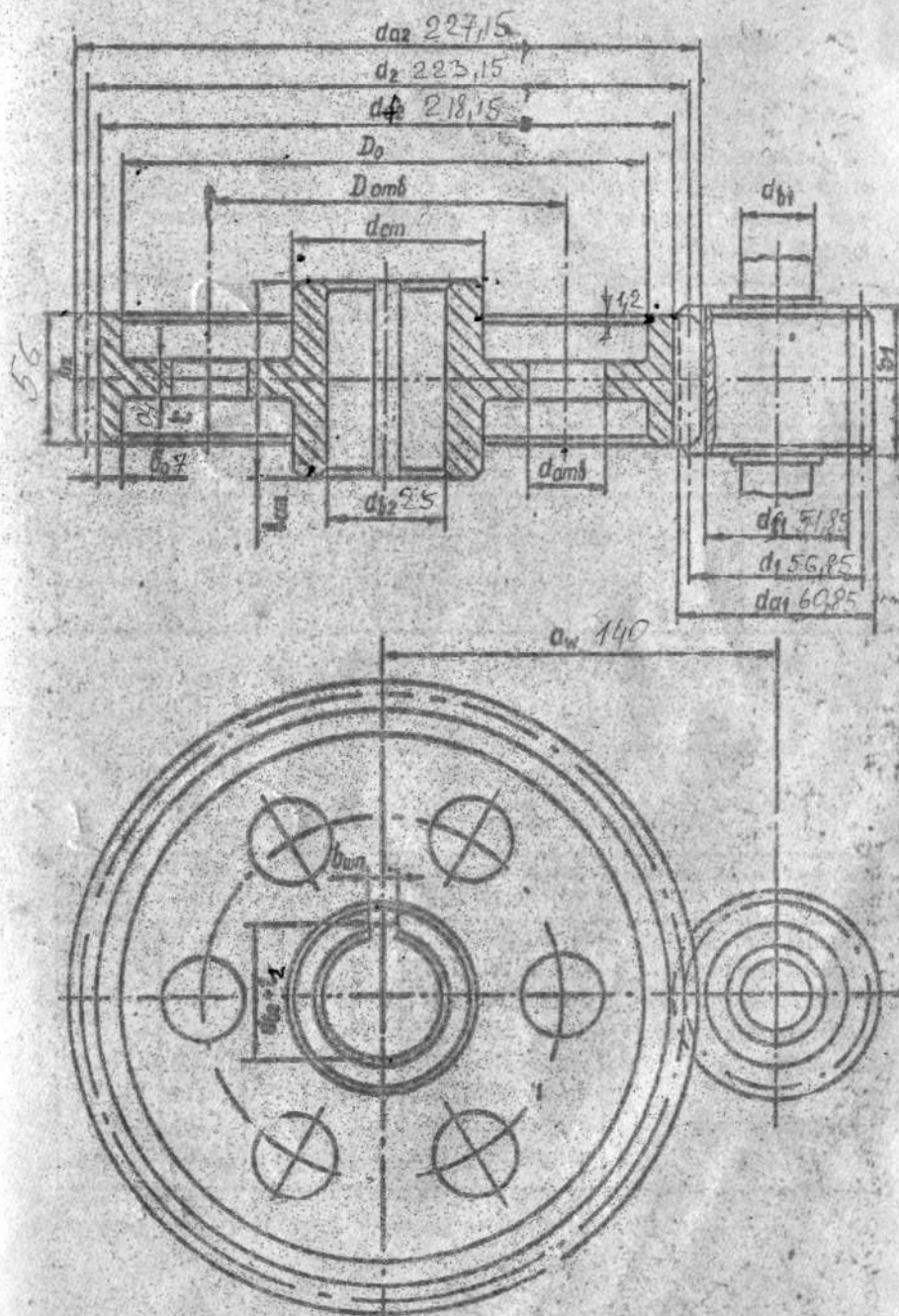


Рис. 7. Узел зубчатой передачи с плоской передачей



коэффициент нагрузки:

$$K_F = K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{FV}$$

Для прямозубых колес  $K_{F\alpha} = 1$ , для косозубых колес при степени точности 6  $K_{F\alpha} = 0,72$ , при степени точности 7  $K_{F\alpha} = 0,81$ , при степени точности 8  $K_{F\alpha} = 0,91$ , при степени точности 9  $K_{F\alpha} = 1,0$ .

Степень точности передач принимается по табл. 7 в зависимости от окружающей скорости вращения колеса:  $V_k = 0,4 \omega_k d_k$ .

Таблица 7

Степень точности передач

Степень точности	Окружная скорость вращения колеса $V_k$ м/с		
	прямозубых	косозубых	конических прямозубых
6	До 15	До 30	До 12
7	До 10	До 15	До 8
8	До 6	До 10	До 4
9	До 2	До 4	До 1,5

Коэффициент  $Y_\beta$  вычисляют по формуле

$$Y_\beta = 1 - \frac{\beta}{140}$$

Коэффициент  $K_{F\beta}$  выбирают из табл. 8.

Таблица 8

Коэффициент концентрации нагрузки  $K_{F\beta}$

Расположение шестерни относительно опор	Твердость зубьев HB	Коэффициент $K_{F\beta}$ при $\psi_{\alpha} = 1$				
		0,2	0,4	0,6	0,8	1,2
Консольное (опорно-шарикоподшипники)	Более 350	1,16	1,37	1,64	-	-
	Менее 350	1,33	1,7	-	-	-
Консольное (опорно-роликподшипники)	Более 350	1,1	1,22	1,39	1,57	-
	Менее 350	1,2	1,44	1,71	-	-
Симметричное	Более 350	1,01	1,03	1,06	1,07	1,14
	Менее 350	1,02	1,04	1,08	1,14	1,3
Несимметричное	Более 350	1,05	1,1	1,17	1,25	1,42
	Менее 350	1,09	1,18	1,3	1,43	1,73

1,58

Для прямозубых колес при твердости зубьев более HB 350  $K_{F\gamma} = 1,4$ , при твердости зубьев менее HB 350  $K_{F\gamma} = 1,2$ , для косоозубых колес при твердости зубьев более HB 350  $K_{F\gamma} = 1,2$ , при твердости зубьев менее HB 350  $K_{F\gamma} = 1,1$ .

Коэффициент формы зуба  $Y_F$  принимают по эквивалентному числу зубьев  $Z_E = Z / \cos^3 \beta$  (табл. 9).

Таблица 9

Коэффициент формы зуба  $Y_F$

Z или $Z_E$	17	20	22	24	26	28	30
$Y_{F\beta}$	4,27	4,07	3,98	3,92	3,88	3,81	3,80
Z или $Z_E$	35	40	45	50	55	60	-
$Y_{F\beta}$	3,76	3,7	3,66	3,65	3,62	3,61	-

Для проверки зубьев колес по контактным напряжениям определяют расчетные контактные напряжения по формуле

$$\sigma_H = \frac{270}{a_w} \sqrt{\frac{T_k K_H (u+1)^3}{b k_u u^2}} \leq [\sigma]_H;$$

$$K_H = K_{H\beta} K_{H\gamma}$$

Расчетные контактные напряжения должны быть в пределах  $\sigma_H = (0,8-1,1) [\sigma]_H$ .

Для прямозубых колес коэффициент распределения нагрузки между зубьями  $K_{H\beta} = 1,0$ , для косоозубых колес  $K_{H\beta} = 1,1$ .

Для прямозубых колес при твердости HB более 350 коэффициент динамической нагрузки  $K_{H\gamma} = 1,2$ , при твердости менее HB 350  $K_{H\gamma} = 1,1$ , для косоозубых колес при твердости HB более 350  $K_{H\gamma} = 1,1$ , при твердости HB менее 350  $K_{H\gamma} = 1,05$ .

Расчет конических зубчатых колес

Диаметр внешней делительной окружности колеса определяют по формуле

$$d_{ek} \geq k_d \sqrt[3]{\frac{T_k K_{H\beta} u}{[\sigma_H]^2 (1-0,5 \psi_d)^2 \psi_d}}$$

где  $k_d = 99$  — для конических прямозубых колес;  $\psi_d = 0,265$  — коэффициент ширины зубчатого венца.

Коэффициент  $K_{H\beta}$  выбирают по табл. 6 в зависимости от коэффициента  $\psi_d$ , который определяют по формуле

$$\psi_d = 0,166 \sqrt{u^2 + 1}$$

Для конических зубчатых колес

Затем определяют углы делительных конусов колеса и шестерни:

$$\delta_k = \arcsin \operatorname{tg} u; \quad \delta_{ш} = 90 - \delta_k$$

(точность вычисления по пятому знаку после запятой).

Конусное расстояние и ширину колес рассчитывают по формулам:

$$R_e = \frac{d_{ек}}{2 \sin \delta_k}; \quad b = 0,285 k_e.$$

Внешний торцовый модуль передачи находят из уравнения

$$m_e \geq \frac{14 T_k K_{F\beta}}{[\sigma]_F d_{ек} \psi}$$

(точность вычисления по четвертому знаку после запятой).

Коэффициент концентрации нагрузки  $K_{F\beta}$  выбирают из табл. 8.

Для прямозубых конических колес  $\psi = 0,85$ .

Модуль передачи после его вычисления переводят в миллиметры, округлять его до стандартного значения не следует.

Число зубьев колеса определяют по формуле

$$Z_k = \frac{d_{ек}}{m_e},$$

число зубьев шестерни:

$$Z_{ш} = \frac{Z_k}{\alpha_u}.$$

После вычислений число зубьев округляют в ближайшую сторону до целого числа.

Затем уточняют значение передаточного числа. Фактическое передаточное число находят по формуле

$$u_{ф} = \frac{Z_k}{Z_{ш}}.$$

Отклонение от заданного передаточного числа не должно быть больше 4%, т.е.

$$\Delta u = \frac{u_{ф} - u}{u_{ф}} 100 \leq [\Delta u] = 4\%.$$

Окончательные значения размеров конических колес (рис. 8) вычисляют до третьего знака после запятой.

Углы делительных конусов колеса и шестерни находят по формулам:

$$\delta_k = \arcsin \operatorname{tg} u_{ф}; \quad \delta_{ш} = 90 - \delta_k.$$

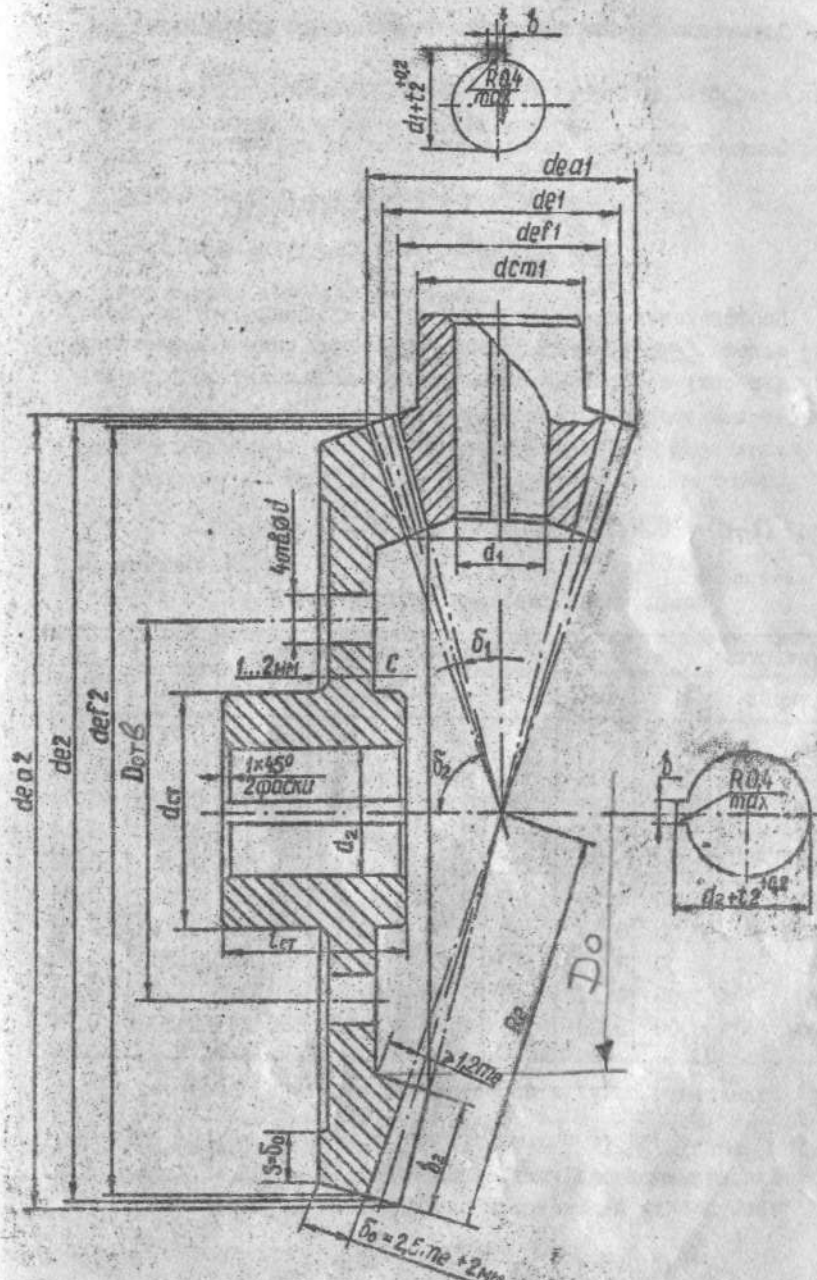


Рис. 8. Узел зубчатой конической передачи

Делительные диаметры колес вычисляют по уравнениям:

$$d_{ew} = m_e z_w; \quad d_{ek} = m_e z_k.$$

Внешние диаметры колес определяют из выражений:

$$d_{aew} = d_{ew} + 2(1 + x_{ew})m_e \cos \delta_w;$$

$$d_{aek} = d_{ek} + 2(1 + x_{ek})m_e \cos \delta_k.$$

Коэффициенты смещения  $x_{ew}$  и  $x_{ek}$  принимают по табл. 10 (для колеса  $x_{ew} = -x_{ek}$ ). Затем определяют силы в зацеплении. Окружную силу на среднем диаметре колеса находят по формуле

$$F_t = \frac{2T_k}{d_{mk}},$$

где  $d_{mk} = 0,875 d_{ek}$ .

Таблица 10

Коэффициент смещения инструмента  $x_e$

Количество зубьев шестерни	Передачное число							
	1,0	1,25	1,6	2,0	2,5	3,15	4,0	5,0
12	-	-	-	-	0,50	0,53	0,56	0,57
13	-	-	-	0,44	0,48	0,52	0,54	0,55
14	-	-	0,34	0,42	0,47	0,50	0,52	0,53
15	-	0,18	0,31	0,40	0,45	0,48	0,50	0,51
16	-	0,17	0,30	0,38	0,43	0,46	0,48	0,49
18	0,00	0,15	0,28	0,36	0,40	0,43	0,45	0,46
20	0,00	0,14	0,26	0,34	0,37	0,40	0,42	0,43
25	0,00	0,13	0,23	0,29	0,33	0,36	0,38	0,39
30	0,00	0,11	0,19	0,25	0,28	0,31	0,33	0,34
40	0,00	0,09	0,15	0,20	0,22	0,24	0,20	0,27

Радиальную силу на шестерне вычисляют по уравнению

$$F_{rw} = F_t \operatorname{tg} \alpha \cos \delta_w.$$

Для стандартного угла зацепления  $\alpha = 20^\circ$ ,  $\operatorname{tg} \alpha = 0,364$ .  
Осевую силу на шестерне рассчитывают из выражения

$$F_{aw} = F_t \operatorname{tg} \alpha \sin \delta_w.$$

Осевая сила на колесе  $F_{ак} = F_{гш}$ , а радиальная сила на колесе  $F_{гк} = F_{гш}$ .

Для проверки зубьев колес по напряжениям изгиба определяют расчетное напряжение изгиба в зубьях колеса:

$$\sigma_{FK} = \frac{F_t K_{F\beta} K_{F\alpha} Y_{FK}}{b m e \gamma} \leq [\sigma]_{FK}$$

напряжения изгиба в зубьях шестерни:

$$\sigma_{FШ} = \sigma_{FK} \frac{Y_{FШ}}{Y_{FK}}$$

Значение коэффициента  $K_{F\beta}$  (см. табл. 8) выбирают так же, как при расчете цилиндрической передачи. Значение коэффициентов  $Y_{FШ}$  и  $Y_{FK}$  принимают по табл. II, по эквивалентным числам зубьев:

$$Z_{\text{эк}} = Z_{\text{ш}} / \cos \delta_{\text{ш}}; Z_{\text{эк}} = Z_{\text{к}} / \cos \delta_{\text{к}}$$

Таблица II

Коэффициент  $Y_F$

Эквивалентные числа зубьев $Z_{\text{эк}}$ или $Z_{\text{ш}}$	Коэффициент смещения инструмента $X_{\text{эк}}, X_{\text{ш}}$										
	-0,5	-0,4	-0,3	-0,2	-0,1	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5
12	-	-	-	-	-	-	-	-	3,9	3,67	3,46
14	-	-	-	-	-	-	4,24	4,00	3,78	3,59	3,42
17	-	-	-	-	4,5	4,27	4,03	3,83	3,67	3,53	3,40
20	-	-	-	4,55	4,28	4,07	3,9	3,75	3,61	3,50	3,39
25	-	4,6	4,39	4,20	4,04	3,90	3,77	3,67	3,57	3,48	3,39
30	4,6	4,32	4,15	4,05	3,90	3,80	3,70	3,62	3,55	3,47	3,40
40	4,12	4,02	3,92	3,84	3,77	3,70	3,64	3,58	3,53	3,48	3,42
50	3,97	3,88	3,81	3,76	3,70	3,65	3,61	3,57	3,53	3,49	3,44
60	3,85	3,79	3,73	3,70	3,66	3,63	3,59	3,56	3,53	3,50	3,46
80	3,73	3,70	3,68	3,65	3,62	3,61	3,58	3,56	3,54	3,52	3,50
100	3,68	3,67	3,65	3,62	3,61	3,60	3,58	3,57	3,55	3,53	3,52

Для проверки зубьев колес по контактным напряжениям находят расчетное контактное напряжение:

$$\sigma_H = \frac{335}{R_e - 0,5B} \sqrt{\frac{T_2 K_H \sqrt{(u^2 + 1)^3}}{B u^2}} \leq [\sigma]_H.$$

#### Конструирование узла зубчатой передачи

При расчете на прочность зубчатой передачи определяют основные размеры зубчатых колес. Перед выполнением чертежа узла зубчатой передачи эти размеры выписывают в отдельную таблицу.

Ориентировочно требуемый диаметр вала определяют при расчете на чистое кручение, а влияние изгиба учитывают понижением значения допускаемых напряжений:

$$d_B = \sqrt[3]{\frac{T_{кр}}{0,2 [\tau]_{кр}}},$$

где  $T_{кр}$  - крутящий момент на валу, Н мм;  $[\tau]_{кр} = 20 - 35$  МПа - допускаемое напряжение на кручение.

Соединение зубчатых колес с валами обычно осуществляется шпонками, поэтому расчетный диаметр вала следует увеличить на 5-10% для учета компенсации ослабления вала шпоночным пазом.

Полученные значения диаметра вала округляют до ближайшего стандартного по ГОСТ 6636-69 из ряда нормальных линейных размеров: 16, 18, 20, 22, 25, 28, 32, 36, 40, 45, 50, 56, 63, 71, 80, 90, 100 мм.

В современных редукторах ведущую быстроходную шестерню изготавливают, как правило, заодно с валом и называют "вал-шестерня".

Зубчатые колеса изготавливают отдельной деталью, которая насаживается на вал. В колесе обычно можно выделить три части: обод, на котором нарезаны зубья, ступицу, в которой делают отверстие и шпоночный паз для установки на валу, диск, соединяющий обод со ступицей. Диаметр и длину ступицы принимают в зависимости от диаметра посадочного отверстия колеса:

$$d_{ст} = 1,6 d_B; \quad l_{ст} = (1,2 \dots 1,5) d_B.$$

Толщину диска определяют по зависимости  $C = 0,35 \dots 0,4B$ , а толщину обода:  $\delta = 2,5 m + 2$  мм, где  $m$  - модуль зацепления.

Острые кромки на торцах ступицы, углах обода притупляют фасками, размеры которых выбирают из табл. 12.

Таблица 12

## Размеры фасок

Диаметр, мм	20-30	30-40	40-50	50-80	80-120
Фаска, мм	1,0	1,2	1,6	2,0	2,5
Диаметр, мм	120-150	150-250	250-500		—
Фаска, мм	3,0	4,0	5,0		—

Соединение вала со ступицей колеса осуществляют с помощью шпонок (или шлицев) в сочетании с посадкой, которая обеспечивает в соединении зазор или натяг. Размеры сечений шпонок и шлицев стандартизированы. Наибольшее применение получили призматические шпонки.

Выбор сечения шпонки  $b \times h$  производят в зависимости от посадочного диаметра вала (табл. 13), а длину шпонки выбирают исходя из длины ступицы колеса (несколько меньше ее).

Таблица 13

## Размеры сечений призматических шпонок и пазов по ГОСТ 23360-78, мм

Диаметр вала	Сечение шпонки		Глубина паза	
	$b$	$h$	вала $t_1$	ступицы $t_2$
От 6 до 8	2	2	1,2	1,0
Свыше 8 до 10	3	3	1,8	1,4
Свыше 10 до 12	4	4	2,5	1,8
Свыше 12 до 17	5	5	3	2,3
Свыше 17 до 22	6	6	3,5	2,8
Свыше 22 до 30	8	7	4	3,3
Свыше 30 до 38	10	8	5	3,3
Свыше 38 до 44	12	8	5	3,3
Свыше 44 до 50	14	9	5,5	3,8
Свыше 50 до 58	16	10	6	4,3
Свыше 58 до 65	18	11	7	4,4
Свыше 65 до 75	20	12	7,5	4,9
Свыше 75 до 85	22	14	9	5,4
Свыше 85 до 95	25	14	9	5,4
Свыше 95 до 110	29	16	10	6,4



Проверочный расчет на смятие шпоночного соединения выполняют по формуле

$$\sigma_{см} = \frac{2T_{кр}}{d_b e_p (h - t_1)} \leq [\sigma]_{см},$$

где  $d_b$  - диаметр вала, мм;  $e_p$  - длина шпонки, мм;  $h$  - высота шпонки, мм;  $t_1$  - глубина паза вала, мм;  $[\sigma]_{см}$  - 60-100 МПа - допустимое напряжение при смятии.

При оговаривании на вал прямозубых цилиндрических колес в сочетании с призматической шпонкой применяют посадку с натягом. Для колес цилиндрических косозубых и конических желательны посадки с большим натягом типа *P6* или *K6*. Например, надпись на сборочной чертеже  $\phi 20 \frac{H7}{p6}$  обозначает соединение двух деталей (вала и ступицы колеса) с минимальным диаметром 20 мм. При вычерчивании зубчатого колеса отдельно от вала надо при обозначении диаметра посадочного отверстия нанести размер  $\phi 20H7$ .

На чертежном листе в соответствующем масштабе вычерчивают узел зубчатой передачи с указанием основных геометрических размеров зубчатых колес. Размеры на чертеже зубчатой пары обозначают в соответствии с требованиями, указанными в справочниках по черчению.

Учебное издание

## **ТЕХНИЧЕСКАЯ МЕХАНИКА**

Методические указания  
и контрольные задания для студентов  
заочного факультета специальности 7.091401  
"Системы управления и автоматики"

Составители: **ЛИННИК Юрий Иванович,**  
**ПАВЛОВ Виктор Николаевич,**  
**МИКУЛЯК Антонина Ивановна,**  
**ГОЛУБНИЧИЙ Александр Васильевич**

Редактор *Н.Б. Науменко*  
Технический редактор *А.И. Лавринович*  
Корректор *Л.А. Ставина*

Подписано в печать 28.09.99. Формат 60x84/16. Бумага типограф.  
Офсетная печать. Усл. кр-отт. 13. Усл. печ. л. 2,79. Уч.-изд. л. 3,0.  
Тираж 100 экз. Заказ № 302-І. Цена 2 грн 61 коп. Изд. № 215/ІІІ.

Издательство КМУГА.  
03058. Киев-58, проспект Космонавта Комарова, 1.