

ОПД.Ф.02.04 ДЕТАЛИ МАШИН
Пособие для преподавателя

Содержание

1. Цели и задачи освоения дисциплины. Результат освоения
2. Структура дисциплины
3. План-конспект лекций

1. Цели и задачи освоения дисциплины. Результат освоения

Целью дисциплины «Детали машин» является формирование принципов и методических основ решения задач создания машин требуемого уровня качества. Кроме того, дисциплина должна помочь научиться применять знания, приобретенные при изучении естественно-научных, общетехнических и социально-гуманитарных дисциплин к решению задач инженерной практики.

В результате изучения дисциплины студенты должны:

иметь представление о проблемах связанных с процессом создания новых машин и ознакомиться с методологией их решения;

знать основные описания технических систем, модель проектирования, включающую все стадии разработки согласно ЕСКД; цели и задачи каждой стадии; процедуры и методы решения задач проектирования;

уметь применять процедуры и методические подходы решения задач на различных стадиях проектирования технических систем.

приобрести практические навыки применения основных процедур решения проектных задач, на формирование которых и направлен лабораторный практикум.

Продолжительность изучения дисциплины «Детали машин» - 2 семестра.

В течение первого семестра студент проходит обучение по 4 модулям с итоговой формой отчета - зачет, во втором семестре к изучению представлено 3 модуля с формами отчета - курсовой проект и экзамен.

2. Структура дисциплины «Детали машин»

Дата проведения	Форма занятия	Тема занятия		Форма контроля
МОДУЛЬ 1 «Критерии работоспособности, надежность, детали, узлы, механические передачи и виды редукторов»				
1 неделя	Лекция	Введение в курс «Детали машин», критерии работоспособности, обзор механических передач и виды редукторов		
2 неделя	<u>Практическое занятие</u>	Критерии работоспособности, надежность, детали, узлы машин и их технологичность		Отчет на практике
3 неделя	<u>Практическое занятие</u>	Механические передачи и виды редукторов		Отчет на практике
4 неделя	Групповая консультация с преподавателем и Контроль по модулю			Тест в УЛК
МОДУЛЬ 2 «Передачи гибкой связью»				
5 неделя	Лекция	Передачи гибкой связью		
6 неделя	<u>Практическое занятие</u>	Изучение работы ременных передач и их расчет		Отчет на практике
7 неделя	<u>Практическое занятие</u>	Изучение работы цепных передач и их расчет		Отчет на практике
8 неделя	Групповая консультация у преподавателя и Контроль по модулю			Тест в УЛК

Дата проведения	Форма занятия	Тема занятия		Форма контроля
МОДУЛЬ 3 «Передачи зацеплением»				
9 неделя	Лекция	Передачи зацеплением		
10 неделя	<u>Лабораторная работа</u>	Изучение конструкции цилиндрического и червячного редуктора		Тест на кафедре
11 неделя				Тест на кафедре
12 неделя	<u>Практическое занятие</u>	Основы расчета и проектирования цилиндрической передач		Отчет на практике
13 неделя	<u>Практическое занятие</u>	Основы расчета и проектирования червячной и конической передач		Отчет на практике
14 неделя	<i>Групповая консультация с преподавателем</i> и Контроль по модулю			Тест в УЛК
МОДУЛЬ 4 «Валы»				
15 неделя	Лекция	Валы		
16 неделя	<u>Практическое занятие</u>	Проектирование валов и компоновка редуктора		Отчет на практике
17 неделя	<i>Групповая консультация с преподавателем</i> и Контроль по модулю			Тест в УЛК
18 неделя	ПРОСТАВЛЕНИЕ ИТОГОВОГО РЕЙТИНГА И ЗАЧЕТ			

3. План-конспект лекций

Модуль 1

Первая лекция должна включать следующие разделы:

1. Ознакомить студентов с основными положениями программы 30/70;
2. Изложить структуру и объем дисциплины для конкретной специальности согласно учебного плана;
3. Ознакомить студентов с литературой и методическим обеспечением дисциплины, необходимой для изучения курса;
4. Изложить рекомендации по методике изучения разделов курса:
 - конструкция, материалы, достоинства и недостатки, область применения, алгоритм расчета и конструирования;
5. Кратко изложить цель и задачи дисциплины.

Цель изучения курса “Детали машин и основы конструирования” – исходя из заданных условий работы деталей и узлов машин, усвоить методы, нормы и правила их проектирования, обеспечивающие выбор материала, форм, размеров, степени точности и качества поверхности, а также технических условий изготовления.

Основные задачи дисциплины - изучить и освоить:

- основные критерии работоспособности деталей машин и виды отказов;
- основы теории и расчёта деталей и узлов машин общего назначения;
- основы автоматизации расчётов;
- самостоятельно конструировать детали и узлы машин требуемого назначения по заданным параметрам;
- оформлять графическую и текстовую конструкторскую документацию в соответствии с требованиями ЕСКД.

Для изучения курса “Детали машин и основы конструирования” требуются знания следующих дисциплин: начертательной геометрии и машиностроительного черчения; теоретической механики, теории механизмов и машин; сопротивления материалов, материаловедения и основ технологии машиностроения. Знание курса необходимо для дальнейшего изучения дисциплин данной специальности.

6. Изложить перечень разделов входящих в 1 модуль:
 - Понятия - деталь, звено, сборочная единица, машина;
 - Основные критерии работоспособности (прочность, жесткость, износостойкость, теплостойкость и виброустойчивость);
 - Виды нагрузок и основные параметры переменных нагрузок;
 - Общая классификация механических передач;
 - Понятия - редуктор, мультипликатор, вариатор, коробка;
 - Основные виды и схемы редукторов;
 - Механический привод и основные типы механических передач. Назначение и структура механического привода. Основные характеристики привода.

Модуль 2

Передачи гибкой связью (ременные и цепные передачи)

Ременные передачи. Общие сведения и основные характеристики. Области применения, разновидности передач. Типы и материалы ремней. Алгоритм расчета и конструирования.

Клиноремённые передачи

Промышленность выпускает клиновые ремни трёх видов: нормального сечения, предназначенные для общего применения; допускаемая скорость до 30 м/с; узкие – для скорости – до 40 м/с; широкие – для бесступенчатых передач (вариаторов). Стандартные длины L клиновых ремней, мм:

400; 450; 500; 560; 630; 710; 800; 900; 1000; 1120; 1250; 1400; 1600; 1800; 2000; 2240; 2500; 2800; 3150; 4000; 4500; 5000; 5600; 6300; 7100; 8000; 9000; 10000; 11200; 12500; 14000; 16000; 18000.

Стандартные диаметры шкивов D , мм:

63; 71; 80; 90; 100; 125; 140; 160; 180; 200; 224; 250; 280; 315; 355; 400; 450; 500; 560; 630; 710; 800; 900; 1000; 1120; 1400; 1600; 1800; 2000.

Алгоритм расчёта клиноремённой передачи.

Расчёт производят по следующим исходным данным: 1. Мощность на ведущем валу. 2. Частота вращения ведущего вала. 3. Частота вращения ведомого вала. 4. Передаточное число ремённой передачи. 5. Вращающий момент ведущего вала.

По номинальному моменту ведущего вала в таблице 2.1. выбирают сечение ремня с площадью поперечного сечения ремня F и диаметром ведущего шкива D_{min} . В табл. 2.1. указано минимальное значение D_1 . Однако для обеспечения большей долговечности ремня рекомендуется не ориентироваться на D_{min} , а брать шкив на 1 – 2 номера больше.

Находим диаметр D_2 ведомого шкива, с учётом относительного скольжения ε

$$D_2 = UD_1(1 - \varepsilon)$$

Выбираем ближайшее стандартное значение D_2 .

Уточняем передаточное число U с учётом ε .

$$U = \frac{D_2}{D_1(1 - \varepsilon)}$$

Пересчитываем:

$$n_2 = \frac{n_1}{u}$$

Относительное скольжение ремня.

Тип ремня	ε
Корд тканевый	0.02
Корд шнуровой	0.01

Определяем межосевое расстояние a : его выбираем в интервале:

$$a_{\min} = 0.55(D_1 + D_2) + h$$

$$a_{\max} = 2(D_1 + D_2)$$

Принимаем близкое к среднему значению.

Расчетная длина ремня определяется по формуле:

$$L_p = 2a + \frac{\pi}{2}(D_1 + D_2) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4a}$$

Выбираем ближайшую по стандартному ряду длину ремня.

Вычисляем среднее значение диаметра шкива:

$$D_{cp} = 0.5(D_1 + D_2)$$

Определяем новое значение a с учётом стандартной длины L по формуле:

$$a = 0.25 \left[L - D_{cp} \pi + \sqrt{(L - D_{cp} \pi)^2 - 2(D_2 - D_1)^2} \right]$$

Примечание: при монтаже передачи необходимо обеспечить возможность уменьшения a на $0.001L$ для того, чтобы облегчить надевание ремней на шкив; для увеличения натяжения ремней необходимо предусмотреть возможность увеличения a на $0.025L$.

Угол обхвата меньшего шкива, в градусах:

$$\alpha_1 = 180 - 57.3 \frac{D_2 - D_1}{a} \quad \alpha_{1\min} = 110^\circ$$

Окружная скорость, м/с:

$$V = \pi D_1 n_1 / 60000$$

находим методом интерполяции величину окружного усилия P_0 , передаваемого одним клиновым ремнём при $u=1$, и длине L_0 .

Допускаемое окружное усилие на один ремень

$$[P] = P_0 C_a C_{L_0} / C_p,$$

где коэффициент, учитывающий влияние угла обхвата:

$$C_a = 1 - 0.003(180 - \alpha_1)$$

коэффициент, учитывающий влияние длины ремня:

$$C_{L_0} = 0.3 \frac{L}{L_0} + 0.7$$

- коэффициент режима работы C_p , табл.2.4.

Определяем окружное усилие, передаваемое ременной передачей Н:

$$P = \frac{N}{V}, \text{ где } N - \text{Вт, } V - \text{м/сек}$$

Расчётное число ремней

$$z = \frac{P}{[p]}$$

Определяем усилия в ремённой передаче, приняв напряжения от предварительного натяжения $\sigma = 1.6 \text{ Н/мм}^2$

Предварительное натяжение каждой ветви ремня Н:

$$S_0 = \sigma_0 F \quad F - \text{площадь сечения ремня}$$

рабочее натяжение ведущей ветви

$$S_1 = S_0 + \frac{P}{2z}$$

то же ведомой ветви

$$S_2 = S_0 - \frac{P}{2z}$$

усилие на валы в Н:

$$Q = 2S_0 z \sin \frac{\alpha_1}{2}$$

Коэффициент динамичности режима работы C_p

Режим работы	C_p
Нагрузка спокойная	1
Умеренные колебания	1.1
Значительные колебания	1.25
Ударные и резко неравномерные нагрузки	1.5 ; 1.6
При частых и резких пусках	повысить на 0.1

Шкивы клиноремённых передач.

Материал шкивов – чугун СЧ 15 – 32, сталь 25Л.

Шероховатость рабочих поверхностей $R_z \leq 2.5 \text{ мкм}$.

Стандартные диаметры шкивов, профили канавок для ремней нормального сечения и их размеры приведены в разделе 2.

Шкивы выполняют дисковыми, если их расчётный диаметр не превышает следующих значений, мм:

Шкивы большего диаметра, а также шкивы для ремней Д и Е выполняют со спицами.

Канавки шкивов для клиновых ремней представлены в таблицах.

Цепные передачи. Общие сведения и основные характеристики. Области применения, разновидности передач. Типы и материалы цепей и звездочек. Алгоритм расчета и конструирования.

ПРОЕКТНЫЙ РАСЧЕТ ЦЕПНОЙ ПЕРЕДАЧИ.

Определяем минимальное число зубьев ведущей звездочки:

$$Z_{\min}=29-2U$$

Число зубьев звездочки округляется до ближайшего целого нечетного числа и сравнивается с рекомендуемым значением по таблице

Необходимо выдержать условие:

$$Z_1 \geq Z_{1\text{табл}}$$

В передачах зубчатыми цепями полученное значение $Z_{1\text{табл}}$ увеличивают на 20...30%.

Определяем число зубьев ведомой звездочки:

$$Z_2=UZ_1$$

Полученное значение Z_2 необходимо округлить до ближайшего целого четного числа.

Определяем фактическое передаточное число:

$$U_{\phi}=Z_2/Z_1$$

и отклонение от заданного передаточного числа:

$$\Delta U = \frac{(U_{\phi} - U)}{U} \cdot 100\% \leq 4\%$$

Выбирается если не задано заданием тип цепи. Основное распространение получили роликовые цепи. Втулочные цепи дешевле, но менее долговечны. Зубчатые цепи работают с меньшим шумом, больше допускаемые скорости, повышенная надежность, но более дорогие и применяются в обоснованных случаях.

Для роликовых или втулочных цепей шаг определится по формуле:

$$P = 60 \sqrt{\frac{N \cdot K_s \cdot 10^3}{[p] \cdot z_1 \cdot n_1 \cdot K_m}},$$

где K_s – коэффициент эксплуатации

$$K_s = K_d K_a K_n K_{\text{рег}} K_{\text{см}} K_{\text{реж}}$$

частные коэффициенты определяются по таблице

$[p]$ -допускаемое среднее давление в шарнирах цепи выбирается (на данном этапе ориентировочно) в зависимости от частоты вращения ведущей звездочки по таблице

K_m –коэффициент, учитывающий число рядов цепи m :

$$m \dots\dots\dots 1 \quad 2 \quad 3 \quad 4$$

$$K_m \dots\dots\dots 1 \quad 1,7 \quad 2,5 \quad 3$$

Полученное значение шага P округляем до ближайшего стандартного значения по таблицам и выбираем цепь.

В обозначении роликовой или втулочной цепи указывают:

Тип, шаг, разрушающую нагрузку и номер ГОСТа

У многорядных цепей в начале обозначения указывают число рядов.

Определяем, расчетом или по компоновке привода, межосевое расстояние:

$$a_{\text{отт.}} = (30 \dots 50)P,$$

$$a_{\text{min.}} = 0,5(D_{e1} + D_{e2}) + (30 \dots 50)\text{мм} \quad \text{при } u=3,$$

$$a_{\text{min}} = \frac{D_{e1} + D_{e2}}{2} \cdot \frac{9 + U}{10} \quad \text{при } U > 3,$$

$$a_{\text{max}} = 80P.$$

Определяем число звеньев цепи:

$$W = 2 \frac{a}{p} + \frac{Z_1 + Z_2}{2} + \left(\frac{Z_2 - Z_1}{2\pi} \right)^2 \cdot \frac{p}{a}$$

Полученное значение округляем до ближайшего четного целого числа (при нечетном числе звеньев приходится использовать переходные звенья).

Определяем фактическое межосевое расстояние:

$$a = \frac{p}{4} \left[W - \frac{Z_1 + Z_2}{2} + \sqrt{\left(W - \frac{Z_1 + Z_2}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{Z_2 - Z_1}{2\pi} \right)^2} \right]$$

Для обеспечения нормального провисания ведомой ветви цепи определяем монтажное межосевое расстояние:

$$a_M \approx 0,997a.$$

Определяем скорость цепи:

$$V_{\text{ц}} = \frac{z_1 n_1 P}{60 \cdot 10^3} \text{ м/с}$$

По скорости уточняем условия смазки передачи.

Определяем геометрические размеры звездочек

Проверочный расчет цепной передачи.

Определяем окружную силу, передаваемую цепью:

$$F_t = \frac{N \cdot 10^3}{V_{\text{ц}}}$$

Проверяем частоту вращения ведущей звездочки по условию

$$n \leq [n]_{\text{max}}$$

Определяем число ударов цепи при набегании на зубья звездочки и сбегании с нее.

$$v = \frac{4z_1 n_1}{60W} \leq [v],$$

где допускаемое число ударов $[v]$ берется по таблице 12.

Определяем удельное давление в шарнирах для роликовых цепей:

$$p = \frac{F_t K_{\gamma}}{AK_m} \leq [p]$$

проекция опорных поверхностей шарниров (А)

Если $p > [p]$, то берется цепь следующего шага или многорядная.

Определяем статическую прочность цепи:

$$n = \frac{Q}{K_d F_t + F_v + F_0} \geq [n],$$

где Q -разрушающая нагрузка;

F_v -натяжение цепи от центробежных сил:

$$F_v = qV_{\text{н}}^2$$

в которой масса цепи q выбирается по таблице в зависимости от выбранной цепи:

F_0 –предварительное натяжение цепи;

$$F_0 = 9,81 K_f q a ;$$

коэффициент K_f , зависит от стрелы провисания:

для горизонтальных передач $K_f = 6,3$;

для наклонных до 40° $K_f = 3$;

для вертикальной $K_f = 1$;

$[n]$ -допускаемый коэффициент запаса прочности для цепей Определяем силу давления цепи на опоры вала:

$$F_{\text{оп}} = K_d F_t + 2F_0$$

Определяем стрелу провисания цепи:

$$f = 0,02a.$$

Модуль 3

Цилиндрические зубчатые передачи. Зубчатые передачи и их характеристики. Классификация, области применения. Основные параметры зубчатых передач. Материалы зубчатых колес. Термообработка и другие методы упрочнения. Виды и причины выхода из строя зубчатых колес. Проектный и проверочный расчеты цилиндрических прямозубых, косозубых и шевронных передач. Конические зубчатые передачи. Области применения. Особенности конструирования и расчета. Червячные передачи, их характеристика, области применения. Конструкции червяков. Материалы. Критерии работоспособности, виды отказов. Расчет и конструирование червячных передач. Глобоидные передачи.

Алгоритм расчета и конструирования цилиндрических зубчатых передач.

Выбор материалов для изготовления зубчатых колес

Заготовки зубчатых колес могут быть получены ковкой, штамповкой и литьем. Существует также сборные конструкции зубчатых колес.

При выборе материала зубчатых колес, необходимо учесть следующие факторы:

1. Передаваемая мощность.
2. Условия ее работы.
3. Требования технологии.
4. Оборудование, на котором будут производиться зубчатые колеса.
5. ЦЕНА МАТЕРИАЛА.
6. Доступность материала.
7. Обрабатываемость.
8. Возможность осуществления термической обработке (ТО) или химико-термической обработки (ХТО).

9. Назначение передачи и д.р.

Для изготовления зубчатых колес в основном применяются, стали – конструкционные или легированные, чугуны, неметаллические материалы и сплавы цветных металлов. Они (стали) отличаются содержанием углерода. Стали можно подвергнуть ТО или ХТО. При содержании углерода - $C > 0,35\%$, ТО – улучшение, нормализация. Твердость $HV < 350$. Объемной и поверхностной закалке подвергаются, стали с содержанием углерода, $0,4 \dots 0,5\%$, например, стали марок: 45, 50, 50Г, 40Х, 40Хн, 45ХН, 40ХН4А и д.р. Твердость при закалке $40 \dots 50HRC$.

Стали с ТО – улучшение, нормализация, закалка (объемная), имеют однородную структуру, при применении поверхностной закалки и ХТО всех видов имеем неоднородную структуру материалов.

Для колес с твердостью активных поверхностей зубьев $HV > 350$ используется сталь марок 40, 45, 50, 50Г, 35Х, 40Х, 45Х, 40ХН, 45ХН, 35ХМА, 30ХН3А, 35ХМ и д.р.

Материал колес, может быть, подвергнут ХТО: цементации, азотированию, цианированию.

Цементация зубьев с последующей закалкой дает высокую твердость поверхностей зубьев, их твердость до $55 \dots 63 HRC$ при достаточно мягкой сердцевине. При этом используются стали с содержанием углерода $0,12 \dots 0,3\%$, марок: 15, 20, 15Х, 20ХР, 12ХН3, 12Х2Н4А, 12ХН3А, 20ХН3А, 18НГТ, 18ХНВА, 18ХН3А, 18ХФ и д.р. После цементации необходимо применять доводочные операции, например шлифование.

Цианирование также дает высокую поверхностную твердость ($60 \dots 63HRC$), но получаемый твердый слой имеет небольшую толщину. Применяются, стали марок 20Х, 35Х, 40Х, 30ХГТ, 20ХГТ и д.р. Цианирование является финишной операцией.

Азотирование обеспечивает высокую поверхностную твердость, но полученный твердый слой имеет небольшую толщину, что делает опасным подслоиные разрушения. Азотирование является также финишной операцией. Для азотированных зубчатых колес обычно применяются, стали марок: 38ХМЮА, 35ХЮА, 38ХВФЮ, 30ХН2МФА, 45Х2Н2МФЮА и д.р.

Чугуны обладают хорошими литейными качествами и являются наиболее дешевым материалом. Колеса, выполненные из чугуна, хорошо обрабатываются и прирабатываются, поэтому шум, возникающий при работе передачи, меньше, чем у передач со стальными колесами. Для открытых передач, при спокойном режиме работы применяется серый чугун СЧ 18-36 и СЧ 21- 40. При окружных скоростях до $4 \dots 5$ м/с рекомендуется применять модифицированный чугун марок СЧ 28-48 и СЧ 32-52, а также высокопрочный чугун марок ВЧ 45-5 и ВЧ 40-10.

Для изготовления зубчатых колес применяются неметаллические материалы. Данный вид материала применяется в малонагруженных, скоростных передачах и изделиях бытовой техники.

Проектировочный расчет

Проектировочный расчет на контактную выносливость

По заданию, исходя из указанных выше факторов, выбираем материалы и термообработку зубчатых колес.

Минимальное число зубьев зубчатых колес, выполненных без смещения, для предотвращения подрезания принимается равным $z_{\min} = 17$.

Выбираем коэффициент ширины зуба: $\psi_{ba} = \frac{b_w}{a_o}$ из ряда 0,1; 0,15; 0,2; 0,25; 0,315; 0,4; 0,5; 0,63; 0,8; 1,0; 1,25 придерживаясь, следующих рекомендаций:

Расположение колес относительно опор	ψ_{ba}
Симметричное	0,4-0,5
Несимметричное	0,315-0,4
Консольное	0,2-0,25

Коэффициент ширины зуба по диаметру определяем по формуле:

$$\psi_{bd} = 0,5 \cdot \psi_{ba} \cdot (u + 1)$$

Полученное значение можно уточнить:

Твердость материалов зубчатых колес	Расположение колес относительно опор	ψ_{bd}
$H_1 \leq \text{HB } 350$ и $H_2 \leq \text{HB } 350$ или $H_2 \geq \text{HB } 350$	При симметричном	0,8...1,4
	При несимметричном	0,6...1,2
	При консольном	0,3...0,4
$H_1 > \text{HB } 350$ и $H_2 > \text{HB } 350$	При симметричном	0,4...0,9
	При несимметричном	0,3...0,6
	При консольном	0,2...0,25

Расчет на контактную выносливость зубьев служит для предотвращения усталостного выкрашивания активных поверхностей зубьев. Но следует отметить, что после проектировочного расчета необходимо выполнить уточненные проверочные расчеты.

Определяем межосевое расстояние из условия контактной выносливости активных поверхностей зубьев по формуле, мм:

$$a_w = K_a (u \pm 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_{2H} \cdot K_{H\beta}}{u^2 \cdot \psi_{ba} \cdot \sigma_{HP}^2}},$$

где «+» для внешнего зацепления, «-» для внутреннего зацепления;

K_a – вспомогательный коэффициент;

T_{2H} – вращающий момент на валу колеса, Нм;

u – передаточное число;

$K_{H\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий;

ψ_{ba} – коэффициент ширины зуба;

σ_{HP} – допускаемое контактное напряжение, МПа.

Вспомогательный коэффициент K_a принимают по табл.

Коэффициент $K_{H\beta}$, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий, принимают в зависимости от параметра ψ_{hd} , схемы передачи и твердости активных поверхностей зубьев.

Допускаемые контактные напряжения σ_{HP} определяют отдельно для шестерни и колеса

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{H\limb}}{S_H} \cdot Z_N \cdot Z_R \cdot Z_v \cdot Z_L \cdot Z_X,$$

где $\sigma_{H\limb}$ – предел контактной выносливости, соответствующий базовому числу циклов напряжений, МПа;

S_H – коэффициент запаса прочности;

Z_N – коэффициент долговечности;

Z_R – коэффициент, учитывающий шероховатость сопряженных поверхностей зубьев;

Z_v – коэффициент, учитывающий окружную скорость;

Z_L – коэффициент, учитывающий влияние вязкости масла;

Z_X – коэффициент, учитывающий размер зубчатого колеса.

В проектировочном расчете $Z_R \cdot Z_v \cdot Z_L \cdot Z_X = 0,9$.

В качестве допускаемого контактного напряжения σ_{HP} для прямозубой передачи при проектировочном расчете принимают допускаемое напряжение того зубчатого колеса (шестерни или колеса), для которого оно меньше.

В качестве допускаемого контактного напряжения σ_{HP} для косозубой и шевронной передачи при проектировочном расчете принимают условное допускаемое контактное напряжение, определяемое по формуле: $\sigma_{HP} = 0,45 \cdot (\sigma_{HP1} + \sigma_{HP2})$. При этом должно выполняться условие: $\sigma_{HP} < 1,23 \sigma_{HP\min}$, где $\sigma_{HP\min}$ – меньшее из значений σ_{HP1} и σ_{HP2} . В противном случае принимают $\sigma_{HP} = 1,23 \cdot \sigma_{HP\min}$.

Предел контактной выносливости $\sigma_{H\limb}$, соответствующий базовому числу циклов напряжений, принимают по таблице

Предел контактной выносливости при базовом числе циклов $\sigma_{H\limb}$

Способ термической и химико-термической обработки зубьев	Средняя твердость поверхности зубьев	Сталь	Формула для расчета значений $\sigma_{H\limb}$
Отжиг, нормализация или улучшение	Менее HB 350	Углеродистая и легированная	$\sigma_{H\limb} = 2 \cdot H_{HB} + 70$
Объемная и поверхностная закалка	HRC 38...50		$\sigma_{H\limb} = 17 \cdot H_{HRC} + 200$
Цементация и нитроцементация	Более HRC 56	Легированная	$\sigma_{H\limb} = 23 \cdot H_{HRC}$
Азотирование	HV 550...750		$\sigma_{H\limb} = 1050$

При отсутствии необходимых фактических данных можно применить следующие минимальные коэффициенты запаса прочности S_H :

- для зубчатых колес, выполненных из материала однородной структуры, принимаем $S_{H\min} = 1,1$;
- для колес с поверхностным упрочнением зубьев $S_{H\min} = 1,2$;
- для передач, выход из строя которых связан с тяжелыми последствиями, значения минимальных коэффициентов запасов прочности следует увеличить до $S_{H\min} = 1,25$ и $S_{H\min} = 1,35$ соответственно.

Коэффициент долговечности Z_N , принимают в зависимости от отношения суммарного и базового числа циклов перемены напряжений в зубьях $N_K/N_{H\lim}$ по графику, представленному на рис 3.4 или по следующим формулам:

$$Z_N = \sqrt[6]{\frac{N_{H\lim}}{N_K}} \text{ при } N_K \leq N_{H\lim}, \text{ но не более } 2,6 \text{ для однородной структуры материала и } 1,8 \text{ для поверхностного упрочнения;}$$

$$Z_N = \sqrt[20]{\frac{N_{H\lim}}{N_K}} \text{ при } N_K > N_{H\lim}, \text{ но не менее } 0,75 \text{ (при использовании метода эквивалентных циклов вместо } N_K \text{ подставляют } N_{HE}),$$
 где $N_{H\lim}$ – базовое число циклов перемены напряжений;

N_K – суммарное число циклов перемены напряжений;

N_{HE} – эквивалентное число циклов перемены напряжений.

Суммарное число циклов перемены напряжений N_K при постоянной нагрузке определяется следующим образом:

$$N_K = 60 \cdot c \cdot n \cdot t,$$

где c – число зубчатых колес, сцепляющихся с рассчитываемым зубчатым колесом, n – частота вращения, рассчитываемого зубчатого колеса, об/мин, t – срок службы передачи, в часах.

Если не задано конкретное число часов работы передачи, а задан срок работы передачи в годах, то t определится по формуле:

$$t = L \cdot 365 \cdot K_{ГОД} \cdot 24 \cdot K_{СУТ}$$

где L – срок службы в годах, $K_{ГОД}$, $K_{СУТ}$ – коэффициенты использования передачи в течение года и суток соответственно.

При нагрузках, изменяющихся во времени вместо N_K используется эквивалентное число циклов перемены напряжений N_{HE} .

Базовое число циклов перемены напряжений $N_{H\lim}$ определяется по графику или по формуле:

$$N_{H\lim} = 30 \cdot H_{HB}^{2,4} \leq 120 \cdot 10^6.$$

Используя все найденные параметры, определяется межосевое расстояние. Полученное межосевое расстояние при необходимости округляется до стандартного значения:

РЯД 1 – 40, 50, 63, 80, 100, 125, 160, 200, 250, 315, 400

РЯД 2 – 71, 90, 112, 140, 180, 225, 280, 355, 450

Значения первого ряда следует предпочитать значениям второго.

3.2. Проектировочный расчет на изгибную выносливость

Проектировочный расчет служит только для предварительного определения размеров и не может заменить проведение проверочного расчета на выносливость зубьев при изгибе.

Исходными данными для проектировочного расчета являются:
циклограмма нагружения;

параметр $\psi_{bd} = \frac{b_w}{d_w}$ или межосевое расстояние a_w ;

число зубьев шестерни z_1 ;

угол наклона зуба ($\beta = 0$ или $\beta \neq 0$);

коэффициент осевого перекрытия $\varepsilon_\beta > 1$ или $\varepsilon_\beta \leq 1$;

способ термической или химико-термической обработки и твердость рабочих поверхностей зубьев.

Расчет производится для шестерни:

Ориентировочное значение модуля m , при заданном параметре ψ_{bd} , вычисляют по формуле, мм:

$$m = K_m \sqrt[3]{\frac{T_{1F} \cdot K_{F\beta}}{u \cdot z_1^2 \cdot \psi_{bd} \cdot \sigma_{FP1}}} Y_{FS1},$$

где K_m - вспомогательный коэффициент;

T_{1F} - вращающий момент на валу колеса, Нм;

u - передаточное отношение;

$K_{F\beta}$ - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца;

z_1 - число зубьев шестерни;

ψ_{bd} - коэффициент ширины зуба по диаметру;

σ_{FP1} - допускаемое изгибное напряжение, МПа;

Y_{FS1} - коэффициент, учитывающий форму зуба.

Для прямозубых передач $K_m = 14$; для косозубых ($\varepsilon_\beta > 1$) и шевронных передач $K_m = 11,2$; для косозубых ($\varepsilon_\beta \leq 1$) передач $K_m = 12,5$.

Ориентировочное значение модуля m , при заданном межосевом расстоянии a_w , вычисляют по формуле, мм:

$$m = K_{ma} \frac{T_{2F}(u+1)Y_{FS1}}{u \cdot a_w \cdot b_w \cdot \sigma_{FP1}},$$

где K_{ma} - вспомогательный коэффициент;

b_w - рабочая ширина зацепления зубчатой передачи, мм.

Для прямозубых передач $K_{ma} = 1400$; для косозубых передач ($\varepsilon_\beta \leq 1$) $K_{ma} = 1100$; для косозубых ($\varepsilon_\beta > 1$) и шевронных передач $K_{ma} = 850$.

Коэффициент $K_{F\beta}$, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий, принимают в зависимости от

параметра ψ_{bd} , схемы передачи и твердости активных поверхностей зубьев по графику, представленному на рис. 3.5.

Допускаемое изгибное напряжение σ_{FP} определяют по формуле, МПа:

$$\sigma_{FP} = 0,4 \cdot \sigma_{F\lim}^0 \cdot Y_N$$

где $\sigma_{F\lim}^0$ – базовый предел выносливости зубьев, определяемый в зависимости от способа термической или химико-термической обработки.

Коэффициент долговечности Y_N определяют по формуле:

$$Y_N = q_F \sqrt{\frac{N_{F\lim}}{N_K}} \text{ но не менее } 1,$$

где q_F – показатель степени;

$N_{F\lim}$ – базовое число циклов перемены напряжений;

N_K – суммарное число циклов перемены напряжений (при использовании метода эквивалентных циклов вместо N_K подставляют N_{FE}).

Для зубчатых колес с однородной структурой материала, включая закаленные при нагреве ТВЧ со сквозной закалкой, и зубчатых колес со шлифованной переходной поверхностью, независимо от твердости и термообработки их зубьев $q_F = 6$.

Для зубчатых колес азотированных, а также цементированных и нитроцементированных с нешлифованной переходной поверхностью $q_F = 9$.

Максимальные значения Y_N :

$$Y_{N\max} = 4 \text{ при } q_F = 6,$$

$$Y_{N\max} = 2,5 \text{ при } q_F = 9.$$

Базовое число циклов нагружения принимают $N_{F\lim} = 4 \cdot 10^6$ циклов. Под базовым числом циклов нагружения понимают число циклов, соответствующее на диаграмме усталости переход наклонного участка кривой усталости в горизонтальный участок или участок с очень малым наклоном к оси циклов;

При нагрузках, изменяющихся во времени вместо N_K используется эквивалентное число циклов перемены напряжений N_{FE} .

Коэффициент Y_{FS} , учитывающий форму зуба и концентрацию напряжений, принимают по кривым в зависимости от эквивалентного числа зубьев z_v и коэффициента смещения или приближенно по формуле:

$$Y_{FS} = 3,47 + \frac{13,2}{z_v} - 29,7 \frac{x}{z_v} + 0,092x^2,$$

где $z_v = z / \cos^3 \beta$; x – коэффициент смещения, мм.

Для зубчатых колес, изготовленных с применением червячной фрезы или зубострогальной гребенки с протуберанцем, коэффициент Y_{FS} принимают по кривым в зависимости от z_v и коэффициента смещения или приближенно по формуле:

$$Y_{FS} = 3,61 + 0,53x^2 + \frac{25,3}{z_v} - 37,6 \frac{x}{z_v}$$

Формулы не учитывают влияния шлифовочных ступенек, которые могут привести к значительному увеличению концентрации напряжений.

Примечание. Для реверсивных зубчатых передач $\sigma_{H\beta}$ уменьшить на 25%.

Проектирование передачи

Ориентировочно значение модуля при проектировочном расчете можно принять, мм:

$$m = (0,01 \dots 0,02) \cdot a_w$$

По ГОСТ 9563-80 принимают стандартный нормальный модуль:

РЯД 1 – 1; 1,25; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16

РЯД 2 – 1,125; 1,375; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7; 9; 11; 14

Значения первого ряда следует предпочитать значениям второго.

Определяем суммарное число зубьев и число зубьев шестерни и колеса по формулам:

Предварительно принимают угол наклона зубьев $\beta = 8 \dots 18^\circ$ и определяют суммарное z_c , число зубьев шестерни z_1 и колеса z_2 :

$$z_c = 2 \cdot a_w \cdot \cos \beta / m,$$

$$z_1 = z_c / (1 + u),$$

Полученные значения чисел зубьев округляем до целого числа.

$$z_2 = z_c - z_1.$$

Определяется действительное передаточное число и его погрешность:

$$u_{дл} = \frac{z_2}{z_1} \quad \Delta u = \frac{u - u_{дл}}{u_{дл}} 100\% \leq 3\%.$$

Погрешность передаточного числа не должна превышать 3%.

Уточняем значение угла β :

$$\cos \beta = \frac{(z_1 + z_2) \cdot m}{2 \cdot a_w}, \quad \beta = \arccos \cos \beta.$$

Значение угла наклона зубьев необходимо вычислять с точностью до секунд.

Далее определяются основные размеры шестерни и колеса:

Делительные диаметры шестерни и колеса определяются по формуле:

$$d_1 = \frac{m}{\cos \beta} \cdot z_1 \quad d_2 = \frac{m}{\cos \beta} \cdot z_2.$$

Проверку полученных диаметров можно провести с помощью формулы:

$$a_w = (d_1 + d_2) / 2$$

Проверкой должно быть установлено, что межосевое расстояние сходится со значением принятым ранее.

Диаметры вершин зубьев определяются по формуле:

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m \cdot (x_1 + 1), \quad d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m \cdot (x_2 + 1),$$

диаметры впадин:

$$d_{f1} = d_1 - 2,5 \cdot m \cdot (x_1 + 1), \quad d_{f2} = d_2 - 2,5 \cdot m \cdot (x_2 + 1),$$

Ширина колеса определяется по формуле, мм:

$$b_2 = \psi_{ba} \cdot a_w.$$

Полученное значение ширины колеса округляем до нормального линейного размера.

Ширина шестерни определяется по формуле, мм:

$$b_1 = b_2 + (5 \dots 10).$$

Полученное значение ширины округляем до нормального линейного размера.

Определим окружную скорость зубчатых колес по формуле, м/с:

$$v = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60000}.$$

По окружной скорости колес с учетом рекомендации таблицы назначают степень точности зубчатых колес.

Нормы точности зубчатых колес

Степень точности по ГОСТ 1643-81	Окружная скорость, м/с	
	Прямые зубья	Непрямые зубья
5 и выше	> 15	> 30
6	≤ 15	≤ 30
7	≤ 10	≤ 15
8	≤ 6	≤ 10
9	≤ 2	≤ 4

4. Проверочный расчет на контактную выносливость активных поверхностей зубьев

Определение расчетного контактного напряжения

Контактная выносливость устанавливается сопоставлением действующим в полосе зацепления расчетного и допускаемого контактного напряжений:

$$\sigma_H = \sigma_{H0} \cdot \sqrt{K_H} \leq \sigma_{HP},$$

где K_H – коэффициент нагрузки; σ_{H0} – контактное напряжение в полюсе зацепления при $K_H = 1$.

Контактное напряжение в полюсе зацепления при $K_H = 1$ определяют следующим образом, МПа:

$$\sigma_{H0} = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\epsilon \cdot \sqrt{\frac{F_{Ht}}{b \cdot d_1} \cdot \frac{u \pm 1}{u}}$$

где «+» для наружного зацепления, «-» для внутреннего зацепления;

Z_E – коэффициент, учитывающий механические свойства материалов сопряженных зубчатых колес;

Z_H – коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев в полюсе зацепления;

Z_ε – коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий;

F_{tH} – окружная сила на делительном цилиндре, H ;

b_w – рабочая ширина венца зубчатой передачи, $мм$;

d_1 – делительный диаметр шестерни, $мм$.

Коэффициент Z_H , учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев в полюсе зацепления, определяется по кривым в зависимости от угла наклона зубьев и отношения суммы коэффициентов смещений к сумме чисел зубьев $(x_1 + x_2)/(z_1 + z_2)$, а так же может быть определен по таблице либо по формуле:

$$Z_H = \frac{1}{\cos \alpha_t} \sqrt{\frac{2 \cos \beta_b}{\sin 2\alpha_{t\omega}}},$$

где α_t – делительный угол профиля в торцевом сечении: $\alpha_t = \arctg \frac{\tan 20^\circ}{\cos \beta}$,

Коэффициент Z_E , учитывающий механические свойства материалов сопряженных зубчатых колес определяется по формуле:

$$Z_E = \sqrt{\frac{1}{\pi \left(\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right)}},$$

где ν – коэффициент Пуассона, E – модуль упругости материалов, $МПа$.

Для $E_1 = E_2 = E$ и $\nu_1 = \nu_2 = 0,3$ принимают $Z_E = \sqrt{0,175 \cdot E}$.

Для стали при $E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ МПа}$ $Z_E = 190$.

Коэффициент Z_ε , учитывающий суммарную длину контактных линий, определяется по формулам:

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3}}, \text{ при } \varepsilon_\beta = 0;$$

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{(4 - \varepsilon_\alpha) \cdot (1 - \varepsilon_\beta)}{3} + \frac{\varepsilon_\beta}{\varepsilon_\alpha}}, \text{ при } \varepsilon_\beta < 1;$$

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}}, \text{ при } \varepsilon_\beta \geq 1,$$

где ε_α – коэффициент торцевого перекрытия

$$\text{Для передач без смещений при } \beta < 20^\circ: \varepsilon_\alpha = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \right] \cos \beta;$$

Окружная сила на делительном цилиндре $F_{дл}$ определяется по формуле:

$$F_{дл} = 2000 \cdot T_{ш} / d_1 = 2000 \cdot T_{2ш} / d_2,$$

где $T_{ш(2ш)}$ – вращающий момент на шестерне (колесе), Нм; $d_{1(2)}$ – делительный диаметр шестерни (колеса), мм.

Коэффициент нагрузки K_H определяют по зависимости:

$$K_H = K_A \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{Hv},$$

где K_A – коэффициент, учитывающий внешнюю динамическую нагрузку;

$K_{H\alpha}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределение нагрузки между зубьями;

$K_{H\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине зуба;

K_{Hv} – коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку.

Коэффициент $K_{H\alpha}$, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между зубьями. Данный коэффициент для косозубых и шевронных передач определяется по таблице или по кривой в зависимости от окружной скорости и степени точности по нормам плавности. Для прямозубых передач $K_{H\alpha} = 1$. Более точно коэффициент $K_{H\alpha}$ может быть посчитан по ГОСТ 21354-87.

Допускаемые контактные напряжения в проверочном расчете

Допускаемые контактные напряжения σ_{HP} определяют отдельно для шестерни и колеса, МПа:

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{H \lim b}}{S_H} \cdot Z_N \cdot Z_R \cdot Z_v \cdot Z_L \cdot Z_X,$$

Нахождение значений, входящих в формулу рассмотрено при проектировочном расчете за исключением нижеприведенных коэффициентов.

Коэффициент Z_R , учитывающий влияние исходной шероховатости сопряженных поверхностей зубьев, определяется по тому из сопряженных колес, зубья которого имеют более грубые поверхности, т.е. в зависимости от параметра шероховатости поверхности. Значения его следующие:

Шероховатость поверхности	Z_R
$R_a = 1,25 \dots 0,63$	1
$R_a = 2,5 \dots 1,25$	0,95
$R_a = 40 \dots 10$	0,9

Коэффициент Z_v , учитывающий окружную скорость, определяют по графику или по формулам:

$$H \leq 350HV, Z_v = 0,85 \cdot v^{0,1},$$

$$H > 350HV, Z_v = 0,925 \cdot v^{0,05}.$$

Коэффициент Z_L , учитывающий влияние смазки, при отсутствии экспериментальных данных принимаем $Z_L = 1$.

Коэффициент Z_X , учитывающий размер зубчатого колеса, в общем случае определяется по кривой, или по формуле:

$$Z_X = \sqrt{1,07 - 10^{-4} d}$$

где d – делительный диаметр колеса (шестерни), мм.

При $d < 700$ мм следует принимать $Z_X = 1$.

В качестве допускаемого контактного напряжения передачи, которое сопоставляют с расчетным принимают для прямозубых передач минимальное из σ_{HP1} и σ_{HP2} , т.е.:

$$\sigma_{HP} = \min(\sigma_{HP1}, \sigma_{HP2});$$

для косозубых и шевронных передач по формуле:

$$\sigma_{HP} = 0,45 \cdot (\sigma_{HP1} + \sigma_{HP2}) \geq \sigma_{HP \min},$$

при этом должно выполняться условие: $\sigma_{HP} \leq 1,25 \sigma_{HP \min}$.

При сравнении σ_H и σ_{HP} недогруз по контактным напряжениям не должен превышать 20%.

РАСЧЕТ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ

1.1. Выбор материалов для изготовления червяка и червячного колеса.

Для червячных передач характерны следующие виды разрушения зубьев: выкрашивание активных поверхностей зубьев; излом зубьев червячного колеса у основания; пластическая (остаточная) деформация зубьев червячного колеса при действии максимальной нагрузки; заедание зубьев.

Для предотвращения разрушения зубьев червячного колеса (в червячной передаче червячное колесо является слабым звеном) выполняются соответствующие расчеты:

на контактную выносливость активных поверхностей зубьев;

на изгибную выносливость;

на предотвращения заедания (тепловой расчет);

для предотвращения остаточных деформаций проводят проверочные расчеты при действии кратковременных пиковых нагрузок.

С целью уменьшения влияния неблагоприятных факторов, имеющих место в зоне зацепления червячной передачи, следует применять для зубчатых венцов червячных колес материалы с высокими антифрикционными свойствами, уменьшать шероховатость активных поверхностей витков червяка, а также применять смазки с противозадирными присадками. Кроме

того, для предотвращения заедания червяк и червячное колесо должны быть изготовлены из разнородных материалов. В зависимости от скорости скольжения и склонности к заеданию материалы, применяемые для изготовления зубчатых венцов червячных колес, подразделяются на три группы.

1-я группа:

бронзы высокооловянистые (с содержанием олова 6...10%), применяемые в ответственных высокоскоростных передачах при $V_{ск} \leq 25$ м/с. К этой группе относятся бронзы марок БрОФ10-1, БрОНФ и др.;

бронзы низкооловянистые (с содержанием олова 3...6%), применяемые в передачах $V_{ск} \leq 12$ м/с, так как их противозадирные свойства хуже, чем у высокооловянистых бронз. Сюда относятся бронзы марок БрОЦС6-6-3, БрОЦС5-5-5 и др.;

2-я группа:

безоловянистые бронзы ($\sigma_{в} > 350$ МПа), применяемые в передачах с $V_{ск} \leq 8$ м/с. К этой группе относятся бронзы БрАЖ9-4Л, БрАЖН10-4-4Л и др., они дешевле, чем оловянистые, обладают достаточно хорошими антифрикционными свойствами.

Червяк, работающий в паре с этими бронзами, должен иметь твердость рабочих поверхностей не ниже HRC45;

3-я группа:

мягкие серые чугуны, применяемые для тихоходных малонагруженных передач с $V_{ск} \leq 2$ м/с (СЧ12-28, СЧ15-32, СЧ18-36, СЧ21-40).

Механические характеристики вышеперечисленных материалов червячных колес приведены в таблице 1.

Механические характеристики материалов червячных колес

Таблица 1

Марка бронзы или чугуна	Способ литья	Предел прочности при растяжен. σв, МПа	Предел прочности при изгибе σи, МПа	Предел текучести σт, МПа
<i>БрОФ10-1</i>	<i>В песчаную форму</i>	177		120
БрОФ10-1	В кокиль	255		150
БрОНФ	Центробежный	284		170
БрОЦС6-6-3	Центробежный	147		93
БрОЦС6-6-3	В песчаную форму	177		123
БрОЦС6-6-3	В кокиль	216		135
БрОЦС6-6-3	Центробежный	392		198
БрАЖ9-4Л	В песчаную форму	490		184
БрАЖ9-4Л	В кокиль	590		216
БрАЖН10-4-4Л	В кокиль	118	280	
СЧ12-28	В песчаную форму	147	320	
СЧ15-32	То же	177	360	
СЧ18-36	То же	208	400	
СЧ21-40	То же			

Для изготовления червяков применяют среднеуглеродистую сталь (сталь 45,50) и различные марки легированной стали (12ХН3А, 15Х, 20Х, 12ХН3А – цементируемые, а затем закаливаемые; 40Х, 40ХН, 30ХГС, 35ХМ – подвергаемые закалке или улучшению; 38ХМ10А – азотируемую).

Наилучшее качество работы червячной передачи обеспечивают червяки, изготовленные из цементируемых сталей с твердостью HRC 56...62 после химико-термической обработки, а также червяки из среднеуглеродистых сталей с поверхностной или объемной закалкой до твердости HRC 45... 50

Червяки, прошедшие закалку, требуют шлифования, а также полирования для обеспечения шероховатости рабочих поверхностей не ниже $Ra=0,32...1,25$. В связи с этим закаленные шлифованные червяки изготавливают либо нелинейчатыми, либо эвольвентными, технология шлифования которых является достаточно простой. Такие червяки обязательны к применению в паре с твердыми бронзами 2-ой группы.

Червяки из сталей, подвергнутых улучшению, нормализации, при твердости активных поверхностей витков червяка $H < HB\ 350$, а также чугунные червяки применяют во вспомогательных, тихоходных и малонагруженных передачах в паре с материалами 1-ой и 3-ей групп.

Приближенная оценка скорости $V_{ск}$ при выборе группы материалов для изготовления червячного колеса может быть произведена по следующей формуле:

$$V_{ск} = 5,0 \cdot 10^{-4} n_1 \sqrt[3]{T_2} \text{ м/с,}$$

где n_1 – частота вращения червяка (об/мин);

T_2 – вращающий момент на валу червячного колеса (Н•м).

2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДОПУСКАЕМЫХ НАПРЯЖЕНИЙ

2.1. определение допускаемого напряжения при расчете на контактную выносливость.

Для червячных колес, выполненных из мягких оловянистых бронз (материалы 1-ой группы), допускаемые контактные напряжения определяются по формуле:

$\sigma_H = \sigma_{HO} \cdot \sqrt[8]{\frac{10^7}{N_H}}$, где σ_{HO} – предел ограниченной контактной выносливости бронзы при условном числе циклов нагружения $N=10^7$;

N_H – действительное число циклов нагружения зубьев червячного колеса.

Величину предела ограниченной контактной выносливости бронзы при этом принимают равной

$$\sigma_{HO} = (0,75 \dots 0,9) \sigma_B,$$

где σ_B – предел прочности бронзы при растяжении (см. табл. 1)

Большие значения числового коэффициента принимают при закаленных до $HRC \geq 45$ шлифованных и полированных червяках, меньшие – при незакаленным не шлифованным червяках.

Число циклов нагружения зубьев червячного колеса при постоянной нагрузке определяется по формуле:

$$N_H = 60 \cdot n_2 \cdot t,$$

где n_2 – частота вращения червячного колеса об/мин,

t – срок службы червячной передачи в часах.

В случае реверсивной нагрузки с одинаковым временем работы в обоих направлениях, величину N_H , вычисленную по этой формуле, следует уменьшить в 2 раза.

При $N_H \geq 25 \cdot 10^7$ в исходную формулу подставляют $N_H = 25 \cdot 10^7$, при $N_H < 3,5 \cdot 10^6$ в формулу подставляют $N_H = 3,5 \cdot 10^6$. При этих условиях

$$0,67 \leq \sqrt[8]{\frac{10^7}{N_H}} \leq 1,15.$$

Червячные колеса из безоловянистых бронз (2-я группа) и чугунов (3-я группа) имеют большую склонность к заеданию, поэтому допускаемые контактные напряжения для них определяются в зависимости от скорости скольжения.

Для материалов 2-ой группы (безоловянистые бронзы):

при закаленном, шлифованном червяке $\sigma_{HP} = 300 - 25 V_{ск}$, МПа

при незакаленном, нешлифованном червяке

$$\sigma_{HP} = 250 - 25 V_{ск}, \text{ МПа}$$

для материалов 3-ей группы (чугуны): $\sigma_{HP} = 210 - 35 V_{ск}$, МПа

В приведенные формулы величина $V_{ск}$ подставляется в м/с.

2.2. Допускаемые напряжения для расчета на изгибную выносливость

Допускаемые напряжения изгиба для зубьев венцов колес, выполненных из материалов 1-ой и 2-ой групп (оловянистые и безоловянистые)

определяются по формуле $\sigma_{IF} = \sigma_{FO} \cdot \sqrt[9]{\frac{10^6}{N_H}}$,

где σ_F – предел ограниченной изгибной выносливости бронзы при условном числе циклов нагружения $N=10^6$

При нереверсивной нагрузке величина предела ограниченной изгибной выносливости определяется по формуле

$$\sigma_{FO}=0,25\sigma_T+0,08\sigma_B$$

При реверсивной нагрузке

$$\sigma_{FO}=0,16\sigma_B$$

Здесь σ_T и σ_B – предел текучести и предел прочности бронзы соответственно (см.табл.1)

При $N_{ц}>25\cdot 10^7$ в исходную формулу следует подставлять $N_{ц}=25\cdot 10^7$,
при $N_{ц}<10^6$ следует принимать $N_{ц} = 10^6$. При этих

$$\text{условиях } 0,543 \leq \sqrt[9]{\frac{10^6}{N_{ц}}} \leq 1,0$$

Для червячных колес, выполненных из материалов 3-ей группы (чугуны), допускаемое напряжение для расчета на изгибную выносливость:

$\sigma_{FP}=0,12\sigma_{и}$ – для нереверсивных передач;

$\sigma_{FP}=0,075 \sigma_{и}$ – для реверсивных передач;

Здесь $\sigma_{и}$ – предел прочности чугуна при изгибе (см. табл.1).

2.3. Предельные допускаемые напряжения для расчета передачи при пиковых нагрузках.

Предельные допускаемые напряжения σ_{HPMAX} и σ_{FPMAX} для расчета передачи при пиковых нагрузках вычисляются по формулам, приведенным в таблице 2.

Предельные допускаемые напряжения при пиковых нагрузках

Таблица 2

Материал	σ_{HPMAX}	σ_{FPMAX}
Оловянистые бронзы (1-я группа)	4 σ_T	0,8 σ_T
Безоловянистые бронзы (2-я группа)	2 σ_T	
Чугуны (3-я группа)	260...300 МПа	0,6 σ_B

В таблице: σ_T – предел текучести материала;

σ_B – предел прочности чугуна при растяжении (см.табл.1)

3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА НАГРУЗКИ

Коэффициент нагрузки для червячных передач $K=K_{\beta}\cdot K_v$,

где K_{β} – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий;

K_v – коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении.

Коэффициент K_{β} , главным образом, зависит от деформации червяка

$$K_{\beta}=1+(Z_2/Q)^3(1-X),$$

где Q-коэффициент, зависящий от характера изменения нагрузки. Значения коэффициента Q приведены в таблице 3.

Таблица 3. Значение коэффициента деформации червяка Q

Z_1	Значение Q при q_1 равно
-------	----------------------------

	7,5	8	9	10	11	12	13	14	16
1	63	72	89	108	127	147	163	179	194
2	50	57	71	86	102	117	134	149	163
3	46	51	61	76	89	103	118	131	144
4	42	47	58	70	82	94	108	120	137

При постоянной нагрузке $X=1$, при незначительных колебаниях $X \approx 0,6$ и при значительных - $X \approx 0,3$.

Поскольку зубья червячного колеса обладают способностью прирабатываться при постоянной нагрузке, то происходит их полная приработка и, следовательно концентрация нагрузки будет отсутствовать, поэтому можно принять $K_\beta=1,0$

Коэффициент K_v зависит в основном от степени точности передачи и от скорости скольжения $V_{ск}$ в зацеплении (см. табл. 4). Для червячных передач установлено 12 степеней точности, обозначаемых в порядке убывания точности 1,2,3...,12. Для силовых передач предназначаются степени с 5 по 9-ю. Для редукторов общего назначения применяют в основном 7 и 8-ю степени точности. При скоростях скольжения, для которых в таблице 4 значения K_v не указаны, соответствующие точности изготовления передач не применяются. Таким образом, таблица 4 может быть также использована для назначения степени точности передачи.

Таблица 4

Степень точности передачи	Скорость скольжения $V_{ск}$, м/с			
	до 1,5	св. 1,5 до 3,0	св. 3,0 до 7,5	св. 7,5 до 12
6	-----	-----	1	1,1
7	1	1	1,1	1,2
8	1,15	1,25	1,4	-----
9	1,25	-----	-----	-----

4. ПРОЕКТНЫЙ РАСЧЕТ ЧЕРВЯЧНОЙ ПЕРЕДАЧИ

Проектный расчет заключается в определении межосевого расстояния a_w характеризующего её габаритные размеры, массу и нагрузочную способность из условия контактной прочности. По величине a_w определяют (назначают) остальные геометрические параметры червячной передачи.

Для червячной передачи расчет из условия контактной прочности обеспечивает отсутствие не только выкрашивания, но и заедания, приводящего к задирам рабочих поверхностей зубьев червячного колеса.

4.1. Предварительное значение межосевого расстояния a'_w

определяется по формуле:

$$a_w = \left(\frac{z_2}{q} + 1 \right) \sqrt[3]{ \left(\frac{170}{\sigma_{HP} * \frac{z_2}{q}} \right)^2 * K * T_2 } \quad (\text{мм}),$$

где Z_2 – число зубьев червячного колеса;

q – коэффициент диаметра червяка;

σ_{HP} – допускаемое контактное напряжение

T_2 - вращающий момент на валу червячного колеса Н*мм;

K - коэффициент нагрузки (см. п. 3)

На рисунке рис.1. представлена схема червячной передачи с обозначением основных параметров.

При определении предварительного значения a_w величиной отношения Z_2/q задаются из условия достаточной жесткости червяка при изгибе, принимая $Z_2/q=4,0$. Если проектируемый червячный редуктор предназначен для серийного выпуска, то полученное по формуле значение, a'_w округляется до ближайшего стандартного значения по ГОСТ 2144-66 63; 80; 100; 125; (140); 160; (180); 200; (225); 250; (280); 315; (355) мм. Для нестандартных червячных передач это требование не является обязательным. Межосевое расстояние можно округлить до целого числа (желательно из ряда Ra40 нормальных линейных размеров).

4.2 Число зубьев червячного колеса.

$$Z_2 = U \cdot Z_1$$

Рекомендуемые значения Z_2 должны находиться в пределах

$$28 \leq Z_2 \leq 63$$

При $Z_2 < 28$ получается слишком крупным модуль передачи, при $Z_2 > 63$ значительно снижается изгибная прочность зубьев червячного колеса.

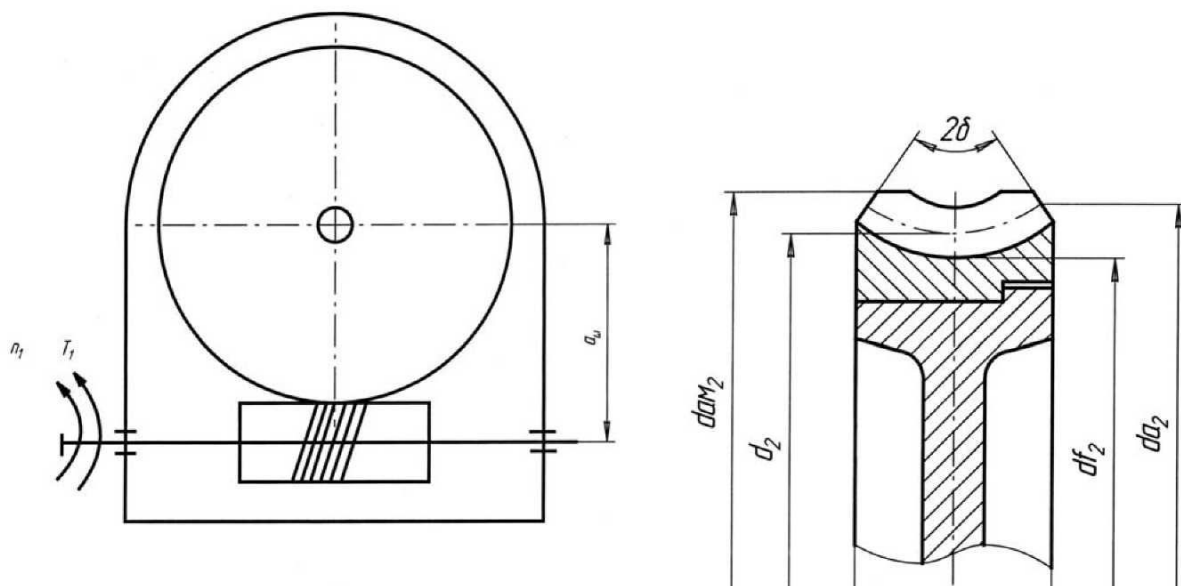


Рис.1. Схема червячной передачи (к проектному расчету)

Определяя Z_2 , необходимо число заходов червяка $Z_1 = 1; 2; 4$ выбрать таким, чтобы при заданном передаточном числе U величина Z_2 находилась в заданных пределах.

4.3 Выбор осевого модуля передачи.

При правильно выбранном значении Z_2 прочность зубьев червячного колеса по изгибу не является лимитирующим фактором, поэтому модуль передачи m выбирается из геометрических соображений по формуле

$$m = (1,4 \dots 1,7) a'_w / Z_2$$

полученное по формуле значение m следует округлить до стандартного по ГОСТ 2144-76 2; 2,5; (3); 3,15; (3,5); 4,0; 5,0; (6,0); 6,3; 7,0; 8,0; 10; 12; 12,5; 16 мм. В скобках указаны менее предпочтительные значения.

4.4 Определение коэффициента диаметра червяка.

$$q = (2 \cdot a_w - m \cdot Z_2) / m \geq q_{\min}$$

Здесь $q_{\min} = 0,212 \cdot Z_2$ выбирается из условия минимально допустимой жесткости червяка на изгиб, которая условно предполагается при

$$d_1 = 0,35 \cdot a_w.$$

Полученное по формуле значение q должно соответствовать указанному в ГОСТе 2144-76 (7,1); 8; (9); 10; (11; 12); 12,5; (14); ГОСТ 2144-76 рекомендуется варьировать значением Z_2 в пределах 1...2 зубьев, не превышая допустимого отклонения передаточного числа, равного $\pm 4\%$.

4.5. Фактическое значение межосевого расстояния передачи a_w

после определения основных характеристик передачи уточняется по формуле

$$a_w = m(q + Z_2) / 2$$

Если величина межосевого расстояния не совпадает с принятым ранее стандартным значением a_w , а по условиям проектирования необходимо вписаться в стандартное межосевое расстояние, выполняется коррекция передачи путем смещения инструмента. Корректирование (смещение) червячной передачи осуществляется за счет смещения инструмента при нарезании зубьев относительно заготовки на величину xm . Корректирование производится только за счет колеса, червяк коррекции не подвергается. У червяка изменяется диаметр начальной окружности

$$d_{w1}=(q+2x)m,$$

на чертеже не проставляют.

Угол подъема винтовой линии витка червяка

$$\arctg\gamma=Z_1/(q+2x).$$

Выполняют смещение (корректирование) с целью вписаться в заданное или стандартное межосевое расстояние, а также для округления дробного межосевого расстояния до нормального линейного размера из заданного ряда.

Межосевое расстояние определится по формуле

$$a_w=(q+2Z_2+2x)m/2.$$

При заданном межосевом расстоянии коэффициент смещения определится по формуле

$$x=a_w/m-(q+Z_2)/2.$$

Тогда диаметры корригированного червячного колеса определяются по формуле:

$$d_{a2}=(Z_2+2+2X)m$$

$$d_{f2}=(Z_2-2,4+2x)m$$

В учебном проектировании к коррекции червячных передач обычно не прибегают, используя для корректирования приведенные в таблице 5 сочетания стандартных (по ГОСТ 2144-76) параметров червячных редукторов, при которых стандартное межосевое расстояние a_w получается без применения коррекции.

Таблица 5

Сочетания параметров червячных передач, обеспечивающие получение a_w по ГОСТ 2144-76 без применения коррекции.

U_1	8	10	12,5	16	20	25	31,5	40	50
Z_1	4			2			1		
Z_2	32	40	50	32	40	50	32	40	50
q	8	10	12,5	8	10	12,5	8	10	12,5

Величина модуля этих передач в зависимости от a_w определяется по формуле

$$m=1,6 \cdot a_w / Z_2$$

и при необходимости уточняется по ГОСТ 2144-76 (см.п.4.3.)

4.6. Определение геометрических параметров передачи

а). Геометрические параметры червяка (см. рис 1а):

делительный диаметр червяка

$$d_1 = m \cdot q;$$

диаметр вершин витков червяка

$$da_1 = d_1 + 2m;$$

диаметр впадин червяка

$$d_{f1} = d_1 - 2,4m$$

Угол подъёмов витков червяка $\gamma = \arctg Z_1/q$

Длина нарезной части червяка b_1

$$b_1 \geq (C_1 + C_2 Z_2)m$$

при $Z_1=1$ и 2 $C_1=11$, $C_2=0,06$; при $Z_1=4$ $C_1=12,5$ $C_2=0,09$

Для шлифуемых червяков, во избежание искажения рабочей части при входе и выходе шлифовального круга, b_1 увеличивают приблизительно на $3m$

Геометрические параметры червячного колеса:

делительный диаметр червячного колеса

$$d_2 = m \cdot Z_2;$$

диаметр вершин зубьев червячного колеса

$$da_2 = d_2 + 2m;$$

диаметр впадин червячного колеса

$$d_{f2} = d_2 - 2,4m$$

наибольший диаметр червячного колеса

$$da_{m2} \leq d_2 + 6m/(Z_1 + 2)$$

ширина венца червячного колеса:

$$\text{при } Z_1 = 1 \text{ или } 2 \quad b \leq 0,75da_1$$

$$\text{при } Z_1 = 4 \quad b \leq 0,67da_1.$$

4.7. Определение действительной скорости скольжения в червячном зацеплении.

При известных геометрических параметрах передачи

$$V_{ск} = V_1 / \cos \gamma,$$

$$V_1 = \pi d_1 n_1 / 60000,$$

где угол подъема витков червяка $\gamma = \arctg Z_1/q$

Угол подъема γ винтовой линии витков червяка на делительном диаметре можно определить по таблице 6

Таблица 6

Z_1	Угол γ при q						
	16	14	12	10	9	8	7.5
1	3°34'35"	4°05'09"	4°45'49"	5°42'38"	6°20'25"	7°07'30"	7°35'41"
2	7°07'30"	8°07'48"	9°27'44"	11°18'36"	12°31'44"	14°02'10"	14°55'53"
3	10°37'15"	12°05'40"	14°2'10"	16°41'56"	18°26'06"	20°33'22"	21°48'00"
4	14°02'10"	15°56'43"	18°25'06"	21°48'05"	23°57'45"	26°33'54"	28°04'21"

Если действительное значение $V_{ск}$ окажется больше, чем принятое в начале расчета, то для тех передач, где допускаемые контактные напряжения определялись в зависимости от $V_{ск}$ (материалы 2-ой и 3-ей группы),

требуется уточнение величины σ_{HP} , а также коэффициента нагрузки K' , при новом значении σ_{HP} и K' необходимо проведение проверочного расчета передачи на контактную прочность в соответствии с условием

$$\sigma_H = \frac{170}{Z_2/q} * \sqrt{\left(\frac{Z_2/q+1}{a_w}\right)^3} * K' * T' \leq \sigma'_{HP}$$

где σ'_{HP} - уточненное значение допускаемого контактного напряжения;

K' - уточненное значение коэффициента нагрузки в соответствии с таблицей 3.

Формула справедлива при постановке в неё a_w в мм, T_2 в Н•мм и σ'_{HP} в Н/мм²(МПа).

Для тех передач, где контактное напряжение σ_H определялось независимо от $V_{ск}$ (материалы 1-ой группы), уточнению подлежит только величина коэффициента нагрузки K .

Результат проверочного расчета является неудовлетворительным, если σ_H превышает σ'_{HP} более чем на 5 % (передача перегружена), а также в случае, если расчетное напряжение ниже допускаемого на 15% и более (передача недогружена).

И в том и другом случае надо изменить параметры передачи и повторить расчет на проверку контактных напряжений.

5.Проверочный расчет зубьев червячного колеса на изгибную выносливость.

Расчет на изгибную выносливость производится по формуле

$$\sigma_F = 1,54 * Y_F K' * T_2 * \cos \gamma / (m^2 * d_2 * q)$$

где σ_F - расчетное напряжение изгиба

σ_{FR} - допускаемое напряжение изгиба

K' - уточненное значение коэффициента нагрузки

Расчетная формула справедлива при любых взаимосогласованных единицах измерения. Целесообразно принять σ_F и σ_{FR} в Н/мм²(МПа);

m , d_2 – в мм, T_2 – в Н•мм

Y_F - коэффициент формы зуба, принимаемый по таблице 7, в зависимости от эквивалентного числа зубьев червячного колеса $Z_\gamma = Z_2 / \cos^3 \gamma$.

Коэффициент формы зуба Y_F для червячных колес

Таблица 7

Z_γ	28	30	35	40	45	50	60	80	100	150
Y_F	1,80	1,76	1,64	1,55	1,48	1,45	1,40	1,34	1,30	1,27

Обычно расчетное напряжение изгиба червячных колес, размеры которых определены из расчета на контактную прочность, оказываются ниже допускаемых.

6.Проверочный расчет червячной передачи при кратковременных пиковых нагрузках.

Производиться путем сравнения максимальных контактных напряжений σ_{Hmax} и изгибных напряжений σ_{Fmax} с предельными допускаемыми напряжениями σ_{HPmax} и, соответственно σ_{FPmax} .

6.1. Расчет по предельным контактам напряжения на рабочих поверхностях зубьям червячного колеса.

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_H \sqrt{\frac{T_{2max}}{T_2}} \leq \sigma_{Hprmax}$$

Здесь отношения T_{2max}/T_2 равно коэффициенту перегрузки (обычно задается в задании). Величина допускаемого контактного напряжения при действии максимальной нагрузки определяется по формуле из таблицы 2, а величина расчетного контактного напряжения σ_H может быть взята из проверочного расчета на контактную прочность (см. п.4).

6.2. Расчет по предельным напряжениям изгиба зубьев червячного колеса.

$$\sigma_{Fmax} = \sigma_F \cdot T_{2max}/T_2 \leq \sigma_{Fprmax}$$

Здесь величина σ_{Fprmax} также определяется по формуле из таблицы 2, а величина расчетного напряжения изгиба берется из расчета зубьев червячного колеса на изгибную выносливость (см. п.5)

Если какое-нибудь из этих расчетных условий не будет выполнено, следует изменить размеры передачи и произвести повторный расчет.

7. Проверочный расчет червяка на жесткость.

7.1. Определяем усилия, действующие в зацеплении червяка и червячного колеса.

окружное усилие на червяке $F_{t1} = 2T_1/d_1$

окружное усилие на колесе $F_{t2} = 2T_2/d_2$

осевое усилие на червяке $F_{a1} = -F_{t2}$

осевое усилие на колесе $F_{a2} = -F_{t1}$

радиальное усилие в зацеплении $F_{r1} = -F_{r2} = F_{t2} \tan \alpha_w / \cos \gamma$

На рис. 2 изображена схема сил, действующих в червячном зацеплении для случая совпадения направления вращения червяка (правое) и направлении винтовой линии червяка (правое).

7.2. Расчет червяка на жесткость.

Расчет червяка на жесткость заключается в определении стрелы прогиба червяка f и сравнении ее с допускаемой величиной $[f]$. Червяк считается жестким при выполнении условия

$$f \leq [f].$$

Прогиб вала червяка вызывается силой Q , которая является равнодействующей окружного F_{t1} и радиального F_{r1} усилий (см. рис.2б)

$$Q = \sqrt{F_{t1}^2 + F_{r1}^2}$$

При определении прогиба вал червяка сложной конфигурации заменяют расчетной схемой (рис.2) в виде балки на шарнирных опорах, нагруженной в среднем сечении сосредоточенной силой Q . Прогиб f в среднем сечении такой балки определяется формулой

$$f = Q \cdot L^3 / (48 \cdot E \cdot I),$$

где E – модуль упругости материала червяка $E = 2,15 \cdot 10^5$ МПа;

L – расстояния между опорами вала червяка, определяемое по результатам конструктивной разработки редуктора. При предварительной оценке прогиба червяка принимают $L \approx d_{a2}$. Если при окончательном проектировании расстояния между опорами вала червяка, определенное по

результатам конструктивной разработки корпуса редуктора окажется больше принятого по ориентировочной зависимости – необходимо провести уточненный расчет на жесткость при фактическом расстоянии между опорами вала червяка.

I – приведенный момент инерции поперечного сечения червяка с учетом жесткости витков, определяемый по формуле

$$I = \frac{\pi \cdot d_{f1}^4}{64(0.375 + 0.625 \cdot d_{a1}/d_{f1})}$$

Здесь d_{a1} и d_{f1} – диаметр вершин витков и диаметр впадин червяка, соответственно.

$[f]$ – допускаемый прогиб червяка, определим по формуле

$$[f] = (0,005 \dots 0,01) m \text{ мм};$$

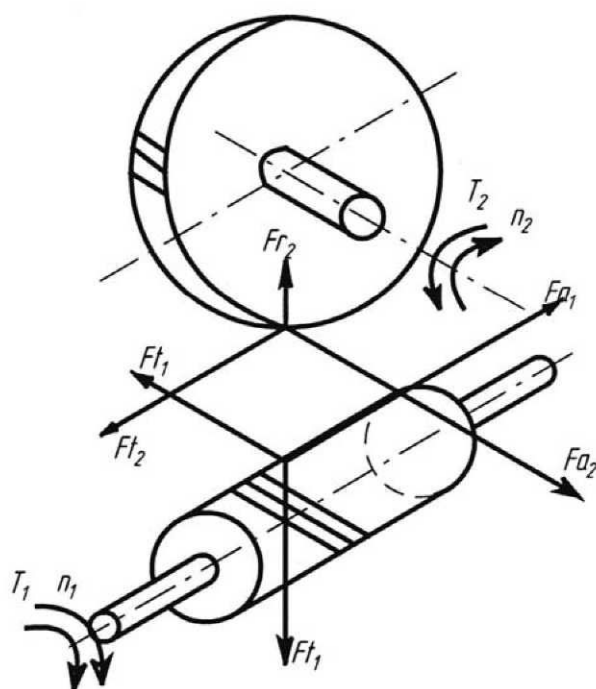
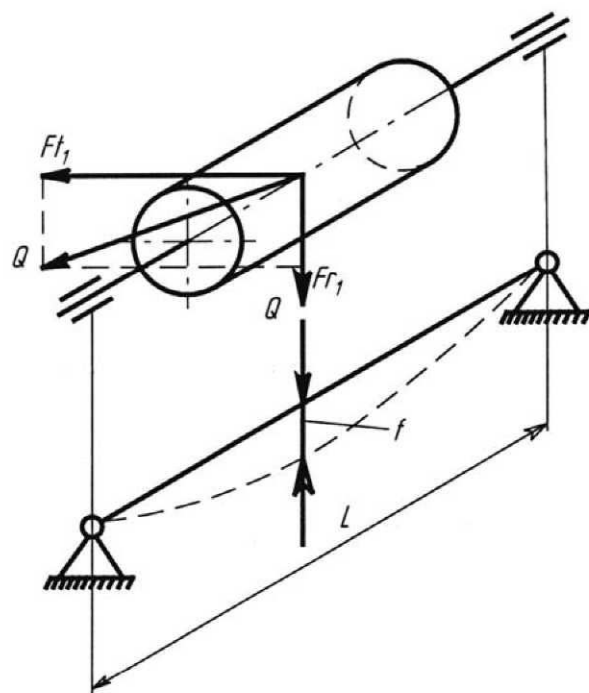


Рис. 2

Эффективным средством повышения жесткости вала червяка является уменьшение расстояния между опорами. К этому, прежде всего, следует прибегнуть при невыполнении условия жесткости.

8. Тепловой расчет червячного редуктора.

При установившемся режиме работы редуктора все выделяющееся тепло должно отдаваться через его стенки в окружающую среду. Расчетная формула для расчета червячной передачи на нагрев, полученная из уравнения теплового баланса, т.е. из равенства теплоты, выделяемой в передаче, теплоте, отводимой в окружающую среду, имеет вид

$$t_M^0 = \frac{465N(1-\eta) \cdot \varphi_0}{K_t \cdot S} + t_B^0 \leq t_{MP}^0,$$

где N- подводимая мощность, кВт;

η - к.п.д. червячной передачи;

S- площадь поверхности охлаждения корпуса передачи, м²;

K_t –коэффициент, учитывающий число килокалорий, отводимых с 1 м² поверхности корпуса в течение 1 часа при разности температур в 1⁰;

φ_0 - коэффициент, учитывающий фактическое время работы передачи в течение 1 часа;

t_M^0 -температура масла, ⁰С;

t_B^0 - температура окружающей среды (воздуха) ⁰С;

t_{MP}^0 - допускаемая температура масла, ⁰С;

Рассмотрим выбор величин коэффициентов, входящих в формулу.

Коэффициент K_t принимается для передач, работающих в закрытых помещениях с плохой циркуляцией воздуха или при отсутствии ее, равным 7-9, а для передач, предназначенных для работы в помещениях с интенсивной циркуляцией или на открытом воздухе, -12-15.

Коэффициент φ_0 при непрерывной работе передачи принимается равным 1. При повторно кратковременном режиме работы, $\varphi_0 = \Sigma t_i / 60$, где Σt_i – фактическое время работы передачи в течение 1 часа в минутах.

Температура окружающей среды (воздуха) t_B^0 обычно принимается 20⁰С.

Площадь поверхности охлаждения корпуса редуктора S определяется после проектирования передачи (редуктора). Для проведения предварительного расчета передачи на нагрев площадь поверхности охлаждения корпуса можно ориентировочно определить по следующей формуле

$$S \approx 20 \cdot a_w^2 + K_p S_p,$$

где a_w - межосевое расстояние червячной передачи, м;

S_p - площадь поверхности ребер корпуса редуктора;

K_p - коэффициент эффективности ребер (при вертикальном расположении ребер $K_p=1$ и при горизонтальном - $K_p=0,5$).

Если после окончательного проектирования корпуса редуктора (червячной передачи) фактическая площадь поверхности охлаждения корпуса редуктора S окажется меньше, рассчитанной по ориентировочной формуле, необходимо провести расчет на нагрев по фактической площади охлаждения.

Допускаемая температура масла t_{MP}^0 - принимается равной 60...70⁰ С при верхнем расположении червяка и 80...90⁰ С – при нижнем расположении червяка.

Порядок расчета червяной передачи на нагрев выполняется в следующей последовательности:

выполняется уточненный расчет к.п.д. передачи (редуктора).

$$\eta = 0,96 \operatorname{tg} \gamma / \operatorname{tg}(\gamma + \varphi),$$

где угол трения φ определяется в зависимости от фактической скорости скольжения $V_{ск}$ (см. п.4.7.) по таблице 8 или по графику представленному на рисунке 3.

Коэффициент трения f и угол трения φ между стальным червяком и зубчатым венцом червячного колеса из оловянисто-фосфорной бронзы

Таблица 8

$V_{ск}, \text{ м/с}$	f	φ	$V_{ск}, \text{ м/с}$	f	φ
0.01	0.10...0.12	5°40'...6°50'	2.5	0.03...0.04	1°40'...2°20'
0.1	0.08...0.09	4°30'...5°10'	3	0.028...0.035	1°30'...2°00'
0.25	0.065...0.075	3°40'...4°20'	4	0.023...0.03	1°20'...1°40'
0.5	0.055...0.065	3°10'...3°40'	7	0.018...0.026	1°00'...1°30'
1	0.045...0.055	2°30'...3°10'	10	0.016...0.024	0°55'...1°20'
1.5	0.04...0.05	2°20'...2°50'	15	0.014...0.02	0°50'...1°10'
2	0.035...0.045	2°00'...2°30'			

Примечания: 1. Меньшие значения относятся к передачам с закаленным, шлифованным и полированным червяком при хорошем смазывании.

2. Для зубчатых венцов из безоловянистых бронз или латуней данные значения следует увеличить на 30...50%.

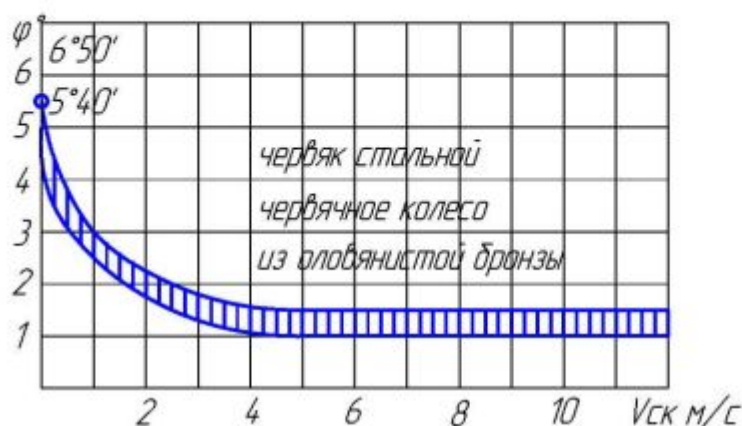


Рисунок 3

Значения $\operatorname{tg} \gamma = Z_1/q$ и угла γ определены выше (см. п.4). Числовой коэффициент 0,96 в формуле введен для учета потерь в опорах и на перемешивание масла.

Рассчитывается температура масла и сравнивается с допускаемой температурой.

Если условие $t_M^0 \leq t_{MP}^0$ выполняется, то передача (редуктор) будет работать без перегрева, а расчет на этом закончится. При невыполнении этого условия редуктор (передача) будет перегреваться, т.е. окажется неработоспособной. В этом случае чтобы передача по температурному критерию была работоспособной необходимо выполнить ряд действий направленных либо на уменьшение потерь в передаче, либо увеличить теплоотвод в окружающую среду. Потери в червячном зацеплении можно снизить за счет увеличения к.п.д., который связан с числом заходов червяка. Однако данное решение не всегда приемлемо из-за кинематических параметров (приводит к изменению передаточного числа). Увеличение теплоотвода в окружающую среду можно достичь за счет увеличения поверхности охлаждения корпуса путем оребрения, за счет охлаждения масла как внутри корпуса передачи, так и вне его. Однако, данные мероприятия сложны и трудоемки. В этом случае наиболее приемлемый способ снижения температуры является обдув корпуса редуктора с помощью крыльчатки, которая устанавливается на валу червяка. Приняв данное решение необходимо рассчитать температуру масла с учетом обдува по следующей формуле:

$$t_M^0 = \frac{465 N (1 - \eta) \cdot \varphi_0}{(K_t \cdot S_{II} + K_{to} \cdot S_o)} + t_B^0 \leq t_{MP}^0,$$

где S_{II} – площадь не обдуваемой части поверхности корпуса передачи, m^2 ;

S_o – площадь обдуваемой части поверхности корпуса передачи, m^2 ;

K_{to} – коэффициент для обдуваемой части поверхности корпуса передачи, который определяется по формуле

$$K_{to} = \sqrt{n_1},$$

где n_1 – частота вращения червяка (крыльчатки) об/мин.

Диаметр крыльчатки можно выбрать из диапазона

$$D_{кр} \approx (0,6 \dots 0,7) d_2,$$

где d_2 – делительный диаметр червячного колеса.

Модуль 4

Валы и оси. Классификация валов и осей, конструктивные разновидности, материалы, термообработка. Конструирование и расчеты на прочность.

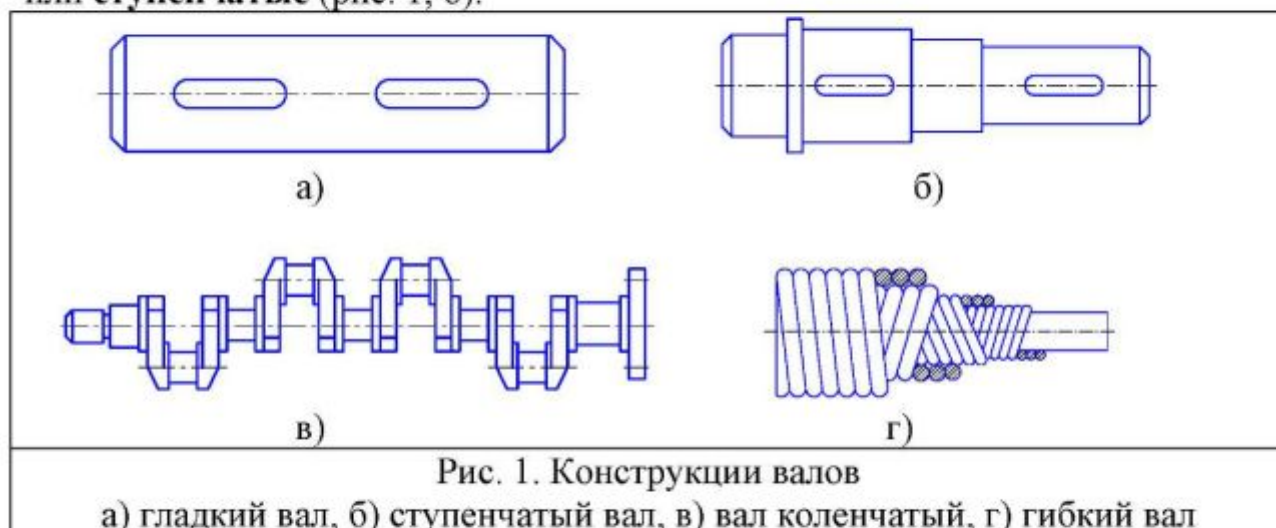
1. Общие сведения.

Валы предназначены для передачи вращающего момента вдоль своей оси, поддержания вращающихся деталей и восприятия действующих на них нагрузок.

По форме геометрической оси валы делят на **прямые** (рис. 1, а, б) и **непрямые** (рис. 1, в) – коленчатые служащие для преобразования возвратно-поступательного движения во вращательное или наоборот.

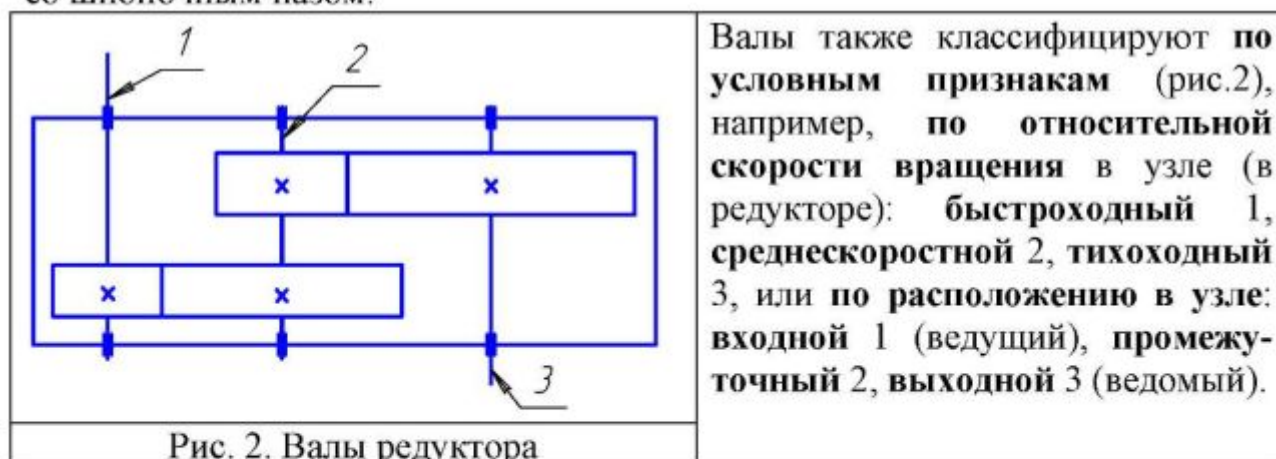
Большинство валов имеет неизменяемую геометрическую форму оси – это **жесткие валы**. Особую группу составляют **гибкие валы**, которые состоят из ряда последовательно навитых друг на друга слоев стальной или бронзовой углеродистой проволоки (рис. 1, г).

Прямые валы могут быть постоянного диаметра – **гладкие** (рис. 1, а) или **ступенчатые** (рис. 1, б).



По форме поперечного сечения валы бывают **сплошные** и **полые** (с осевым отверстием). Полые валы применяют для уменьшения массы, а также при необходимости пропуска сквозь валы или размещения внутри них других деталей или материалов (масла, охлаждающих газов и жидкостей).

По внешнему очертанию поперечного сечения валы разделяют на **круглые** и **профильные**, а круглые в свою очередь – на **шлицевые** и **шпоночные**, имеющие на некоторой длине шлицевой профиль или профиль со шпоночным пазом.



Опорными частями валов служат цапфы. Промежуточные цапфы называют шейками.

По условиям **равнопрочности** целесообразно конструировать валы, в продольном сечении приближающиеся к телам равного сопротивления изгибу, очерчиваемым кубической параболой. К форме тела равного

сопротивления приближаются **ступенчатые валы**. Эта форма упрощает изготовление вала и установку на нем деталей.

Перепад диаметров ступеней определяется диаметрами посадочных поверхностей под ступицы деталей (принимают из ряда нормальных линейных размеров ГОСТи) и под подшипники качения (принимают из стандартного ряда диаметров отверстий подшипников), а также достаточностью опорной поверхности торцов деталей для передачи осевых сил или базирования деталей.

Переходные участки валов между двумя ступенями разных диаметров выполняют: **с галтелью постоянного радиуса**, рис. 3, а (галтель – поверхность плавного перехода от меньшего сечения к большему); **с галтелью переменного радиуса**, рис.3, б; **с канавкой для выхода шлифовального круга**, рис. 3, в.



Рис.3. Переходные участки валов

Переходные участки являются **концентраторами напряжений**. Эффективным средством для снижения концентрации напряжений в переходных участках является повышение их податливости (например, путем увеличения радиусов галтелей, выполнения разгрузочных канавок). Деформационное упрочнение (наклеп) галтелей повышает несущую способность валов.

Современные валы проектируют с возможно меньшим числом ступеней, обеспечивая осевую фиксацию деталей на валу посадками с натягом.

2. Материалы валов

Выбор материала и термической обработки валов и осей обусловлен как их собственными критериями работоспособности, так и критериями работоспособности цапф с опорами, значение последних в случае опор скольжения может быть определяющим.

Основными материалами для валов и осей служат углеродистые и легированные стали (табл. 1) ввиду их прочности, высокого значения модуля упругости, способности к упрочнению и легкости получения требуемых цилиндрических заготовок путем прокатки.

Для валов и осей, подчиненных критерию жесткости и не подвергающихся термической обработке, преимущественно применяют стали марок Ст5 и Ст6.

Для большинства валов применяют термически обрабатываемые среднеуглеродистые и легированные стали марок 45, 40Х.

Для высоконапряженных валов ответственных машин применяют легированные стали марок 40ХН, 40ХН2МА, 30ХГТ, 30ХГСА и др. Валы из этих сталей обычно подвергают улучшению, закалке с высоким отпуском или поверхностной закалке с нагревом ТВЧ и низким отпуском (шлицевые валы).

Для быстроходных валов, вращающихся в подшипниках скольжения, необходима высокая твердость цапф. Валы в этом случае изготавливают из цементуемых сталей марок 20Х, 12ХН3А, 18ХГТ или азотируемых сталей марок 40ХН2МА, 38Х2МЮА. Наибольшую износостойкость имеют хромированные валы.

Для изготовления фасонных валов (коленчатых, с большими фланцами и отверстиями, других тяжелых валов) наряду со сталью применяют высокопрочные чугуны (с шаровидным графитом) и модифицированные чугуны, что объясняется пониженной чувствительностью чугуна к концентрации напряжений и повышенной демпфирующей способности.

В качестве заготовок для стальных валов диаметром до 150 мм используют круглый прокат, для валов большего диаметра и фасонных валов – поковки.

Валы подвергают токарной обработке; цапфы (опорные части валов) и посадочные поверхности шлифуют. Высоконапряженные валы шлифуют по всей поверхности.

Таблица 1

Механические характеристики сталей

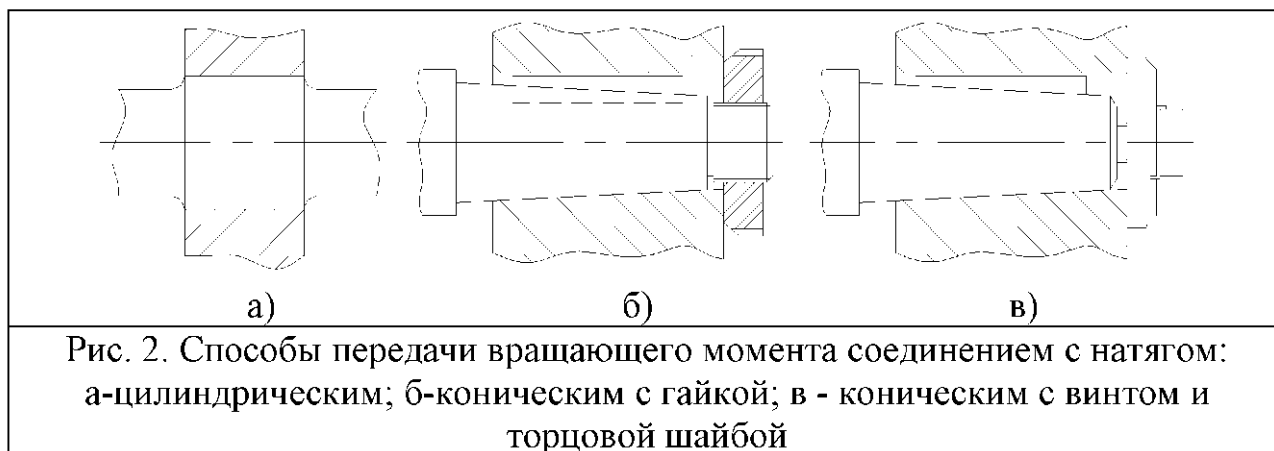
Марка стали	Диаметр заготовки, мм	Твердость НВ (не менее)	Механические характеристики, МПа					Коэффициент	
			σ_B	σ_T	τ_T	σ_{-1}	τ_{-1}	ψ_τ	ψ_σ
Ст5	Любой	190	520	280	150	220	130	0,06	0
45	≤ 120	240	780	540	290	360	200	0,09	0,1
	≤ 80	270	900	650	650	410	230	0,10	0,1
40Х	≤ 200	240	790	640	380	370	210	0,09	0,15
	≤ 120	270	900	750	450	410	240	0,10	0,15
40ХН	≤ 200	270	920	750	450	420	230	0,10	0,15
20Х	≤ 120	197	650	400	240	310	170	0,07	0,15
12ХН3А	≤ 120	260	950	700	490	430	240	0,10	0,15
18ХГТ	≤ 60	330	1150	950	660	500	280	0,12	0,15

3. Способы передачи нагрузок на валы

Для передачи вращающего момента применяют соединения: с натягом, шлицевые, шпоночные, клеммовые, фрикционные с коническими кольцами, штифтовые, профильные.

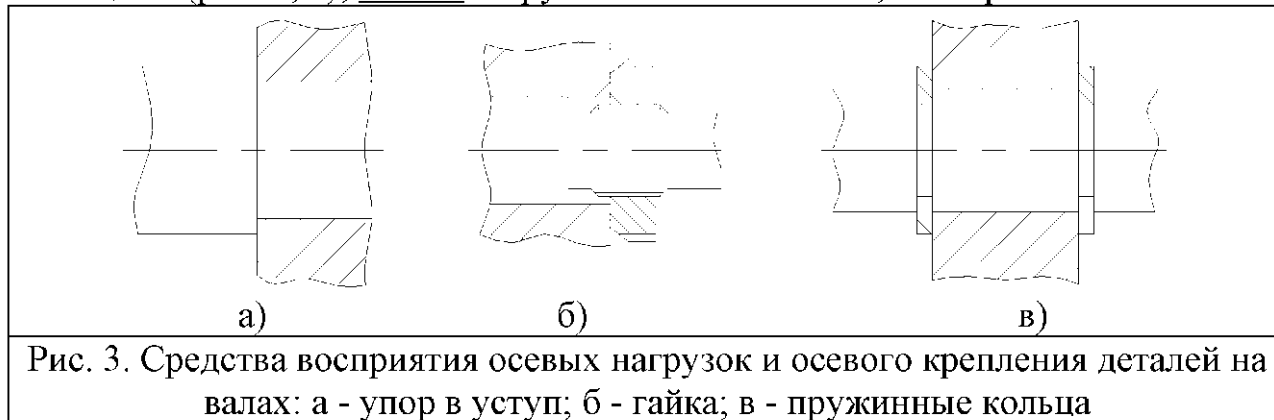
Для передачи момента соединениями с натягом преимущественно применяют соединения по цилиндрическим поверхностям (рис. 2, а), как более простые в изготовлении. Конические соединения применяют для облегчения постановки на вал и снятия с него тяжелых деталей, быстрой

смены деталей типа сменных шестерен, обеспечения и поддержания требуемого натяга и повышения точности центрирования деталей. Преимущественно конические соединения применяют на концевых участках валов, которые выполняют с конусностью 1:10 (угол конуса $5^{\circ}43'29''$). Осевую силу создают гайкой (рис. 2, б) или винтом и торцевой шайбой (рис. 2, в).



Радиальные силы передают либо непосредственным контактом ступицы, насаженной на вал (наиболее распространенный случай), либо через подшипники (шатунные шейки коленчатых валов).

Осевые силы передают: значительные – упором деталей в уступы (бортики) на валу (рис. 3, а), посадкой деталей или установочных колец с натягом; средние – гайками (рис. 3, б), пружинными плоскими упорными кольцами (рис. 3, в); легкие – пружинными кольцами, стопорными винтами.

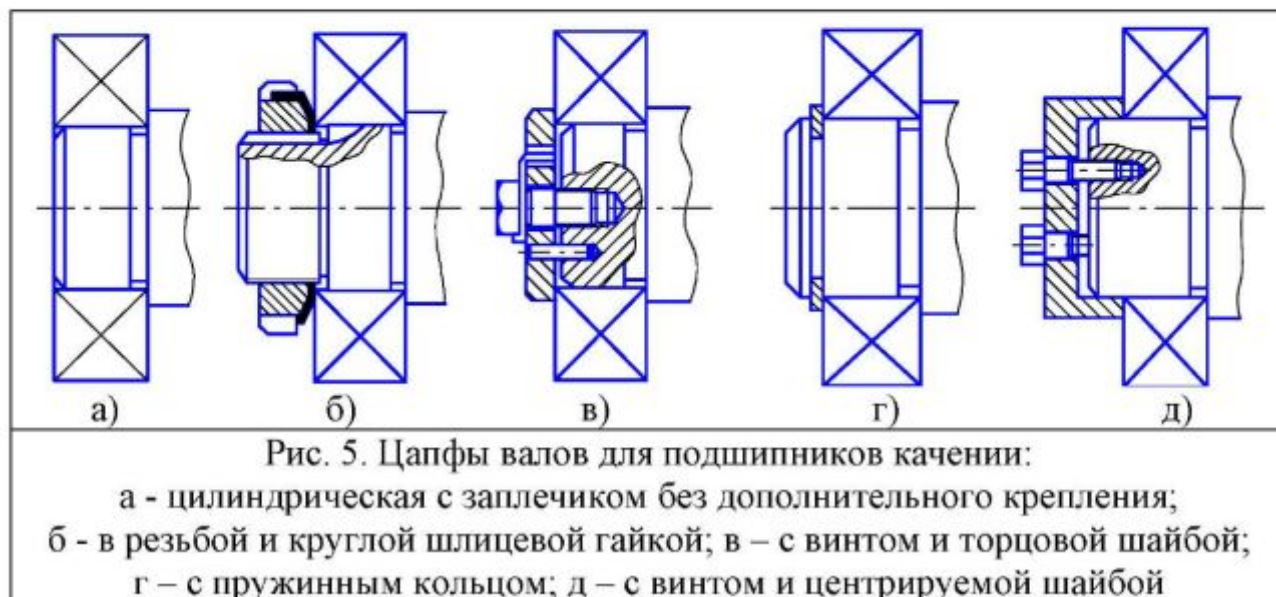


Как было сказано, для **осевой фиксации** деталей на валу широко используют упор в бортик вала. Если бортик мал или отсутствует, то создают искусственный бортик (рис. 4, а-в).



4. Способы передачи нагрузок с вала на корпус

Обычно вал устанавливают на двух опорах, чаще всего подшипниках качения. **Цапфы валов для подшипников качения выполняют цилиндрическими небольшой длиной** (рис. 5, а).



Подшипники с коническим отверстием устанавливают или непосредственно на коническую цапфу, или на цилиндрическую при помощи закрепительных или стяжных втулок. Конусность конического отверстия подшипника 1:12 или 1:30. Подшипники с коническим отверстием, устанавливаемые непосредственно на коническую цапфу, обычно закрепляют гайками, для чего изготавливают на валу резьбу. Конические цапфы позволяют регулировать зазоры в подшипниках вследствие упругого деформирования внутренних колец при их осевом перемещении.

Цапфы шлифуют, предусматривая перед заплечиком канавку для выхода шлифовального круга. При высокой напряженности вала переходную поверхность выполняют галтелями различной конфигурации.

5. Силы, действующие на валы

Основными нагрузками на валы являются силы от передач. Силы на валы передают через насаженные на них детали: зубчатые или червячные колеса, шкивы, звездочки, полумуфты. Точные значения сил, действующих на валы со стороны передач (зубчатых, червячных, ременных, цепных и др.), вычисляют при расчете этих передач. Для приближенной оценки сил, нагружающих валы, можно использовать приводимые ниже зависимости.

Силы взаимодействия между зубьями сцепляющихся колес или между зубьями червячных колес и витками червяка представлены тремя взаимно перпендикулярными составляющими F_t , F_r и F_a (рис. 6).

Окружная сила F_t направлена по касательным к начальным окружностям зубчатых колес; радиальная сила F_r – по радиусу к центру колеса и осевая сила F_a – параллельно оси вала. Индексы определяют направление сил, например, F_{t21} означает, что окружная сила действует со стороны зуба второго колеса на зуб первого. Будем считать, что окружная сила, действующая от зуба шестерни на зуб колеса, $F_{t12} = F_{t21}$ (см. рис. 6 в, г), т.е. будем пренебрегать трением. Аналогично $F_{r12} = F_{r21}$ и $F_{a12} = F_{a21}$.

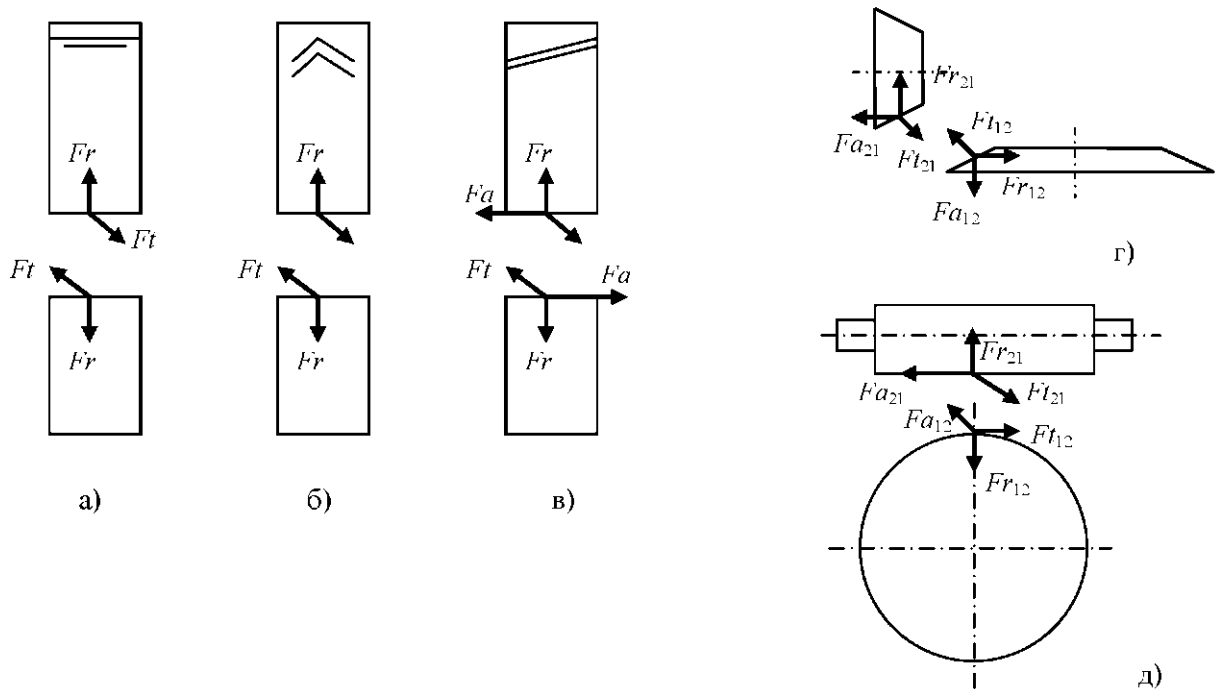


Рис. 6. Силы, действующие на валы

5.1. Силы в зацеплении цилиндрических зубчатых передач.

Для определения нагрузок на валы зубчатых передач цилиндрическими прямозубыми и косозубыми колесами нужно знать силы, действующие в зацеплении. Их можно определить по следующим формулам:

окружные, кН $F_{t21} = 2 \cdot T_1 / d_{\omega 1}$, $F_{t12} = 2 \cdot T_2 / d_{\omega 2}$;

радиальные, кН $F_{r21} = F_{t21} \cdot \operatorname{tg} \alpha / \cos \beta$, $F_{r12} = F_{t12} \cdot \operatorname{tg} \alpha / \cos \beta$;

осевые, кН $F_{a21} = F_{t21} \cdot \operatorname{tg} \beta$, $F_{a12} = F_{t12} \cdot \operatorname{tg} \beta$,

где β – угол наклона зубьев к образующим делительного цилиндра (для прямозубых колес $\beta = 0$);

T_1, T_2 – вращающие моменты на ведущем и ведомом, Н·м;

$d_{\omega 1}$ и $d_{\omega 2}$ – делительные диаметры шестерни и колеса (в некоррегированных передачах делительные и начальные диаметры равны, мм: $d_1 = d_{\omega 1}$; $d_2 = d_{\omega 2}$);

α – угол зацепления в нормальном сечении: $\alpha = 20^\circ$.

Как уже отмечалось, $F_{t21} = F_{t12}$, $F_{r21} = F_{r12}$ и $F_{a21} = F_{a12}$ (во второй ступени передачи индексы 1 и 2 заменяются соответственно индексами 3 и 4).

На ведомом колесе направление вектора окружной силы F_t совпадает с направлением вращения, на ведущем - противоположно ему.

Вектор осевой силы F_a параллелен оси колеса. Направление вектора F_a зависит от направления вращения колеса и направления линии зуба (правое, левое). Оно может быть определено по направлению проекции нормальной силы в зацеплении на ось вращения зубчатого колеса (рис. 6 в).

Векторы радиальных сил у колес с внешним зацеплением направлены к оси, а у колес с внутренним зацеплением — от оси зубчатого колеса.

5.2. Силы в зацеплении конических зубчатых передач.

В конической передаче за расчетное принимают сечение на середине ширины зубчатого венца.

Окружная сила F_t , кН на шестерне и колесе:

$$F_{t21} = 2 \cdot T_1 / d_{m1}, \quad F_{t12} = 2 \cdot T_2 / d_{m2};$$

где T_1, T_2 – вращающие моменты на ведущем и ведомом, Н·м;
 d_{m1} и d_{m2} – средний делительный диаметр, мм.

В прямозубой передаче:

радиальные, кН $F_{r21} = F_{t21} \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \delta_1, \quad F_{r12} = F_{t12} \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \delta_2;$

осевые, кН $F_{a21} = F_{t21} \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \delta_1, \quad F_{a12} = F_{t12} \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \delta_2,$

где δ_1, δ_2 – половины углов при вершинах делительных конусов шестерни и колеса (обычно $\delta_1 + \delta_2 = 90^\circ$);

α – угол зацепления в нормальном сечении: $\alpha = 20^\circ$.

Радиальная сила на шестерне равна осевой силе на колесе - $F_{r21} = F_{a12}$, а осевая сила на шестерне равна радиальной силе на колесе - $F_{a21} = F_{r12}$. Окружные силы $F_{t21} = F_{t12}$.

В конической прямозубой передаче осевые силы направлены всегда от вершин к основаниям конусов.

В передаче с круговыми зубьями во избежание возможного заклинивания при значительных осевых зазорах в подшипниках необходимо обеспечить **направление вектора осевой силы F_a на ведущей шестерне к основанию делительного конуса**. Для этого направление вращения ведущей шестерни (если смотреть со стороны вершины делительного конуса) и направление наклона зубьев должны совпадать:

- при левом направлении линии зуба шестерня должна вращаться против хода часовой стрелки, т.е. влево;

- при правом направлении линии зуба шестерня должна вращаться по ходу часовой стрелки, т.е. вправо. При соблюдении этого условия:

радиальная сила на шестерне, кН:

$$F_{r21} = F_{t21} \cdot (\operatorname{tg} \alpha_n \cdot \cos \delta_1 - \sin \beta_n \sin \delta_1) / \cos \beta_n$$

осевая сила на шестерне, кН

$$F_{r21} = F_{t21} \cdot (\operatorname{tg} \alpha_n \cdot \sin \delta_1 + \sin \beta_n \cos \delta_1) / \cos \beta_n$$

где $\alpha_n - 20^\circ$ – угол главного профиля исходного контура;

β_n – угол наклона линии зуба в среднем сечении по ширине зубчатого венца.

Если условие не соблюдается (при левом направлении зуба ведущая шестерня вращается по ходу часовой стрелки, или при правом направлении линии зуба шестерня вращается против хода часовой стрелки), то в формулах для вычисления F_{r1} и F_{a1} знаки перед вторыми членами в скобках необходимо заменить на обратные.

Силы на колесе соответственно равны: $F_{r12} = F_{a21}$; $F_{a12} = F_{r21}$.

5.3. Силы в червячном зацеплении.

Для определения нагрузок на валы червячной передачи определяют силы, действующие в зацеплении червяка с колесом:

окружные, кН $F_{t21} = 2 \cdot T_1 / d_{\omega 1}$, $F_{t12} = 2 \cdot T_2 / d_{\omega 2}$;

радиальные, кН $F_{r21} = F_{r12} \approx F_{t12} \cdot \operatorname{tg} \alpha / \cos \gamma$

осевые, кН $F_{a21} = F_{t12}$; $F_{a12} = F_{t21}$,

где $d_{\omega 1}$ и $d_{\omega 2}$ – делительные диаметры червяка и червячного колеса;

α – осевой угол профиля винта: $\alpha = 20^\circ$;

$\gamma = \operatorname{arctg}(p_{z1} / (\pi \cdot d_1))$ – делительный угол подъема линии витка; .

p_{z1} – ход витка.

Трением в червячной передаче пренебрегать не следует. Поэтому

$$T_2 = T_1 \cdot U \cdot \eta,$$

где T_1 , T_2 – вращающие моменты на ведущем и ведомом, Н·м;

U – передаточное число;

η – КПД передачи ($\eta = 0,75 \dots 0,92$).

При ведущем червяке направление вектора силы F_{t12} совпадает с направлением вращения колеса, а вектор силы F_{t21} направлен в сторону, противоположную вращению червяка.

Векторы осевых сил F_{a1} и F_{a2} параллельны соответственно оси червяка и оси червячного колеса. Векторы радиальных сил F_{r21} и F_{r12} направлены соответственно к оси червяка и к оси червячного колеса.

5.4. Силы в передачах гибкой связью.

В проектируемых приводах конструируются открытые ременные и цепные передачи, определяющие консольную нагрузку на выходные концы валов.

5.4.1. Цепные передачи.

Нагрузка на вал от натяжения цепной передачи несколько больше окружной силы из-за дополнительного натяжения от собственного веса:

$$F_B = k_B \cdot F_t,$$

где k_B – коэффициент нагружения вала (для горизонтальной передачи и при угле наклона передачи менее 40° коэффициент $k_B=1,15$; при угле наклона передачи более 40° и для вертикальной передачи $k_B=1,05$),

F_t – сила, передаваемая цепью, кН: $F_t = 2 \cdot T_1 / d_{\omega 1}$;

T_1 – момент на ведущей звездочке, Нм;

$d_{\omega 1}$ – диаметр делительной окружности ведущей звездочки, мм.

Приближенно можно считать, что сила F_B направлена по линии центров звездочек.

5.4.2. Ременные передачи.

Изгибающая вал сила от натяжения ременной передачи:

$$F_B \approx 2 \cdot F_0 \cdot \sin(\alpha / 2),$$

где F_0 – сила первоначального натяжения, кН;

α – угол обхвата малого шкива.

Для плоских ремней $F_0 = \sigma_0 \cdot A$,

где σ_0 – напряжение в ремне от первоначального натяжения: $\sigma_0=1,8$ МПа, при наличии автоматических натяжных устройств $\sigma_0=2$ МПа;

A – площадь поперечного сечения ремня, мм².

Для клиновых и поликлиновых ремней силу F_B определяют по формуле

$$F_B = 2 \cdot F_0 \cdot z \cdot \sin(0,5 \cdot \alpha),$$

где F_0 – сила первоначального натяжения, кН.

Для зубчатых ремней силу F_K определяют по формуле

$$F_K = (1,1 \dots 1,3) F_p$$

F_p – сила, передаваемая зубчатым ремнем, кН: $F_t = 2 \cdot C_p \cdot T_1 / d_{\omega 1}$;

T_1 – момент на ведущем шкиве, Нм;

$d_{\omega 1}$ – диаметр делительной окружности ведущего шкива, мм.

C_p – коэффициент динамичности режима работы ($C_p = 1,3 \dots 2,4$)

Можно считать, что сила F_B направлена по линии центров шкивов.

5.5. Консольные силы на валах от муфт.

На выходные концы валов со стороны соединительной муфты в общем случае могут действовать радиальные и осевые силы, а также изгибающий момент. Обычно наибольшее влияние на реакции опор и нагруженность вала оказывает радиальная сила F_K от муфт, направление которой можно принять совпадающим с направлением действия окружной силы на ведомом валу.

Приближенно радиальную консольную силу F_K на валу от жестких компенсирующих муфт можно принимать в долях от F_t – окружной силы на рабочих элементах муфты:

$$F_K = 0,2F_t,$$

Радиальную силу F_K на валу от упругой муфты вычисляют по формуле

$$F_K = C_p \Delta,$$

где C_p - радиальная жесткость упругой муфты при радиальном смещении валов, Н/мм (ориентировочные значения C можно определить по формулам табл. 2 [3]);

Δ – радиальное смещение валов, мм: при нормальной точности монтажа Δ до 0,3...0,7 мм (меньшие значения при расстоянии h между осью вала и опорной плоскостью до 250 мм, большие – при $h = 250...630$ мм); при повышенной и высокой точности монтажа Δ соответственно до 0,15...0,05 мм.

Таблица 2

Формулы для расчета радиальной жесткости C_p упругих муфт

Тип муфты	Формула для расчета C_p , Н/мм
Муфта с торообразной оболочкой вогнутого профиля (ГОСТ Р 50892-96)	$6 T_n^{1/3}$
Муфта с торообразной оболочкой выпуклого профиля (ГОСТ Р 50892-96)	$13 T_n^{1/3}$
Муфта с цилиндрическими пружинами сжатия	$90 T_n^{1/3}$
Муфта с конусной резиновой шайбой	$130 T_n^{1/3}$
Муфта с пакетами плоских пружин в осевом направлении	$140 T_n^{1/3}$
Муфта со стальными стержнями в осевом направлении	$180 T_n^{1/3}$
Муфта с резиновой звездочкой (ГОСТ 14084-93)	$220 T_n^{1/3}$
Муфта втулочно-пальцевая (ГОСТ 21424-93)	$610 T_n^{1/3}$
Примечание: T_n – номинальный вращающий момент муфты по каталогу, Нм	

6. Критерии работоспособности валов

Основными критериями работоспособности валов являются прочность и жесткость.

Для расчета валов на прочность строят эпюры изгибающих и вращающих моментов, продольных сил. Валы при работе испытывают действие циклически изменяющихся напряжений.

Прочность оценивают коэффициентами запаса прочности S_T при расчете валов на статическую прочность и S – на сопротивление усталости, а **жесткость** – прогибом, углами поворота или углами закручивания в местах установки деталей.

Практикой установлено, что разрушение валов и осей быстроходных машин в большинстве носит усталостный характер, поэтому **основным** является расчет на сопротивление усталости.

Основными расчетными силовыми факторами являются вращающие T и изгибающие M моменты. Влияние растягивающих и сжимающих сил на прочность мало и их в большинстве случаев не учитывают.

7. Проектировочный расчет валов

Проектировочный расчет валов выполняют на статическую прочность с целью ориентировочного определения диаметров отдельных ступеней. В начале расчета известен только вращающий момент T . Значения изгибающих моментов можно определить лишь после разработки конструкции вала, когда согласно общей компоновке выявляют его длину и места приложения действующих нагрузок. Поэтому проектировочный расчет вала выполняют условно только на кручение, а неучитываемое влияние на прочность вала изгиба, концентрации напряжений и характера нагрузки компенсируют понижением допускаемого напряжения на кручение.

Для валов из сталей марок Ст5, Ст6, 45 принимают: $[\tau]_k = 20 \dots 28$ МПа при определении диаметра выходного конца быстроходного или тихоходного вала; $[\tau]_k = 14 \dots 20$ МПа – диаметра участка промежуточного вала в месте установки зубчатого колеса.

Начинают проектирование быстроходного или тихоходного вала с ориентировочного определения диаметра выходного конца из расчёта на чистое кручение по пониженному допускаемому напряжению без учёта влияния изгиба:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{T}{0,2 \cdot [\tau]_k}}, \quad (7.1)$$

где T – вращающий момент, действующий в расчетном сечении вала, Нм;
 $[\tau]_k$ – допускаемое напряжение на кручение, МПа.

Полученный диаметр вала округляют до ближайшего значения из ряда нормальных линейных размеров R40: 10; 10,5; 11; 11,5; 12; 13; 14; 15; 16; 17; 18; 19; 20; 21; 22; 24; 25; 26; 28; 30; 32; 34; 36; 38; 40; 42; 45; 48; 50; 52; 55; 60; 63; 65; 70; 75; 80; 85; 90; 95; 100; 105; 110; 120; 125; 130; 140; 150; 160.

Примечание. В случае необходимости допускаются размеры: в интервале 12 до 26 мм – кратные 0,5; в интервале 26 до 30 – целые числа; в интервале 50 до 120 – размер 115 и размеры, оканчивающиеся на 2 и 8; в интервале 120 до 160 – кратные 5.

Диаметр выходного конца вала редуктора не должен отличаться от диаметра вала электродвигателя больше чем на 20%. При выполнении этого условия соединение валов осуществляют стандартной муфтой. Диаметры других участков назначают при разработке конструкции вала с учетом их функционального назначения, технологии изготовления и сборки.

При этом могут быть использованы эмпирические зависимости. Так, диаметры шеек коленчатых валов определяют по эмпирическим формулам в зависимости от диаметра цилиндра двигателя; диаметры шпинделей станков – в зависимости от основного геометрического размера станка и т.д.

При проектировании промежуточного вала двух- или трехступенчатого редуктора обычно первоначально определяют диаметр в месте посадки зубчатого колеса по формуле (7.1.). Остальные диаметры также назначают по конструктивным соображениям

Диаметры валов в местах посадок сопряженных с валом деталей должны быть взяты из стандартного ряда нормальных линейных размеров. При назначении диаметров цапф под подшипники следует помнить, что диаметры внутренних колец подшипников качения более 20 мм кратны 5.

После предварительного проектирования валов редуктора переходят к подбору подшипников (см. пункт 8).

Затем выполняют эскизную разработку конструкции валов, уточняя его форму и размеры после выбора и расчета подшипников, расчета соединений, участвующих в передаче вращающегося момента, радиальных и осевых сил, после выполнения конструктивных элементов, обусловленных выбранными способами фиксации и регулирования осевого положения установленных на валу деталей, самого вала в корпусе, а также технологией обработки отдельных участков.

В качестве примера в табл. 3 представлен алгоритм определения размеров ступеней валов одноступенчатых редукторов.

На рис. 8-10 даны рекомендации по конструированию посадочных поверхностей ступеней валов, при этом рассмотрены случаи, когда делительный диаметр или диаметр выступов шестерни (червяка) равен или меньше диаметра соседней ступени вала.

Таблица 3

**Определение размеров ступеней валов
одноступенчатых редукторов, мм**

Ступень вала и ее параметры d_1		Вал-шестерня коническая (см. рис. 7, в)	Вал-шестерня цилиндрическая (см. рис. 7, б)	Вал-червяк (см. рис. 7, а)	Вал колеса (см. рис. 7, г)
1-я под элемент открытой передачи или полумуфту	d_1	$d_1 \geq \sqrt[3]{\frac{T'}{0,2 \cdot [\tau]_k}}$			
	l_1	$l_1 = (0,8 \dots 1,5) d_1$ — под звездочку; $l_1 = (1,2 \dots 1,5) d_1$ — под шкив; $l_1 = (1,0 \dots 1,5) d_1$ — под шестерню; $l_1 = (1,0 \dots 1,5) d_1$ — под полумуфту			
2-я под уплотнение крышки с отверстием и подшипник	d_2	$d_2 = d_1 + 2t$ — только под уплотнение	$d_2 = d_1 + 2t$		
	l_2	$l_2 \approx 0,6d_2$ — только под уплотнение	$l_2 \approx 1,5d_2$		$l_2 \approx 1,25d_2$
3-я под шестерню, колесо	d_3	$d_3 = d_4 + 3,2r$	$d_3 = d_4 + 3,2r$; при $d_3 > d_{a1}$ принять $d_3 = d_{a1}$		$d_3 \geq d_{a1}$
	l_3	l_3 — определить графически на эскизной компоновке			

4-я под подшипник (рекомендации по подбору подшипников см. п.10)	d_4	$d_4 \quad d_5 \pm (2 \dots 4) \text{ мм}$	$d_4 \quad d_5$	
	l_4	l_4 определить графически	$l_4 - B$ — для шариковых подшипников $l_4 - T$ — для роликовых конических подшипников	
5-я упорная или под резьбу	d_5	d_5 под резьбу определить в зависимости от d_2	Не конструируют	
	l_5	$l_5 \approx 0,4d_4$		
				$d_5 - d_3 \cdot 3f$ ступень можно заменить распорной втулкой
				l_5 определить графически

Примечания: 1. Значения высоты буртика t , мм ориентировочные величины фаски ступицы f , мм и координаты фаски подшипника r , мм определить в зависимости от диаметра ступени d , мм:

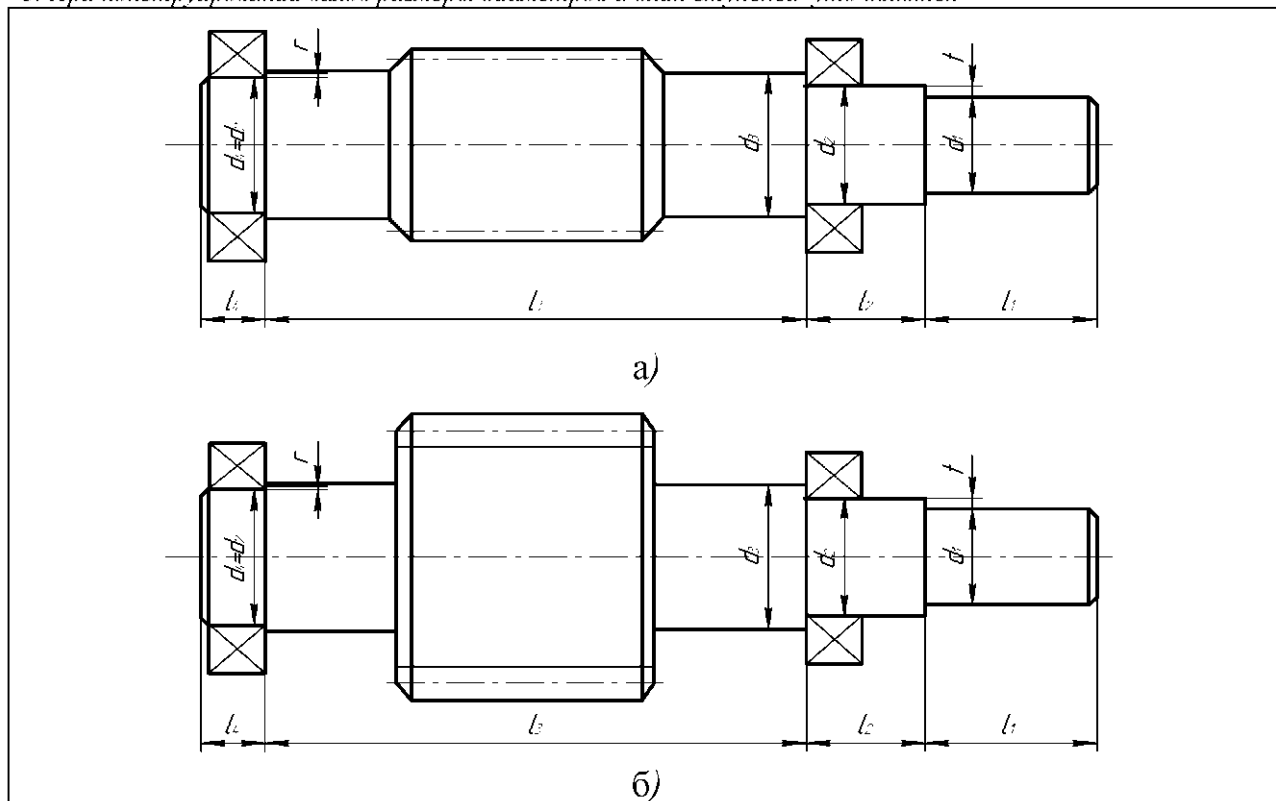
d	17 ... 24	25 ... 30	32 ... 40	42 ... 50	52 ... 60	62 ... 70	71 ... 85
t	2	2,2	2,5	2,8	3	3,3	3,5
r	1,6	2	2,5	3	3	3,5	3,5
f	1	1	1,2	1,6	2	2	2,5

2. Диаметр d_1 выходного конца быстроходного вала, соединенного с двигателем через муфту определить по соотношению $d_1 = (0,8 \dots 1,2) d_{об}$, где $d_{об}$ — диаметр выходного конца вала ротора двигателя.

3. Диаметры d_2 и d_4 под подшипник округлить до ближайшего значения диаметра внутреннего кольца подшипника d .

4. Диаметры и длины ступеней (кроме d_2 и d_4 под подшипник) округлить до ближайшего стандартного значения из ряда $Ra40$.

5. При конструировании валов размеры диаметров и длин ступеней уточняются



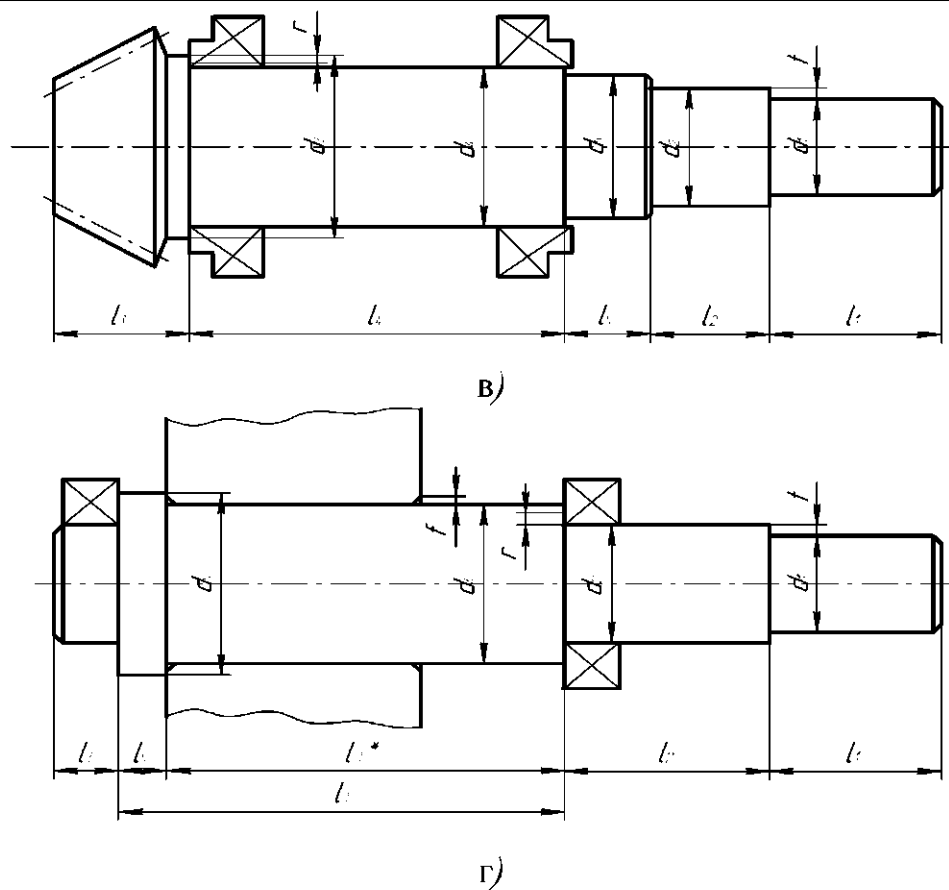


Рис. 7. Типовые конструкции валов одноступенчатых редукторов:
а) – быстроходный - червячного; б) – быстроходный - цилиндрического;
в) быстроходный - конического; г) тихоходный
(l_3^* в коническом редукторе)

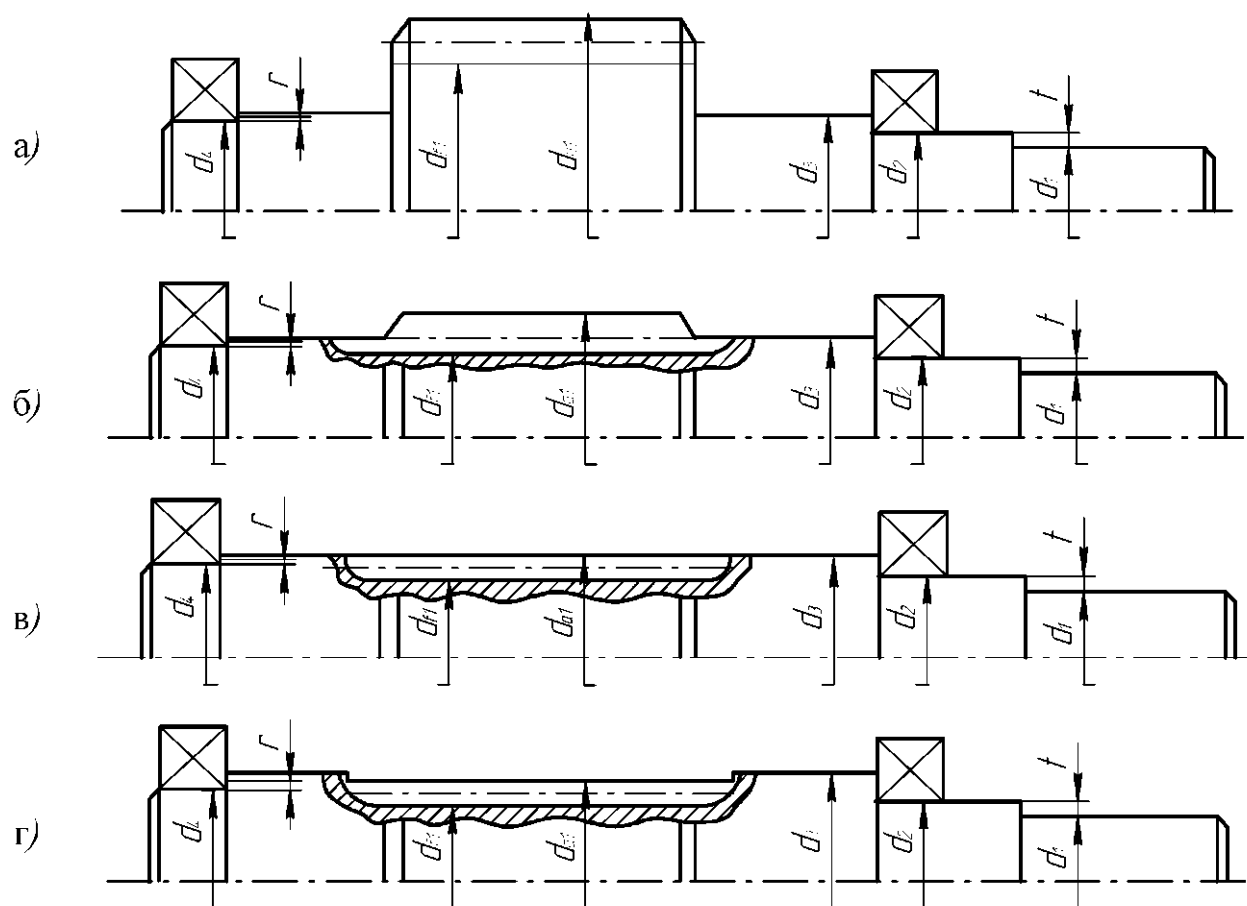


Рис. 8. Конструкции вала-шестерни цилиндрической:

а) $d_{fl} > d_3$; б) $d_{fl} < d_3$; в) $d_{fl} < d_3$; $d_{al} = d_3$; г) $d_{al} < d_3$

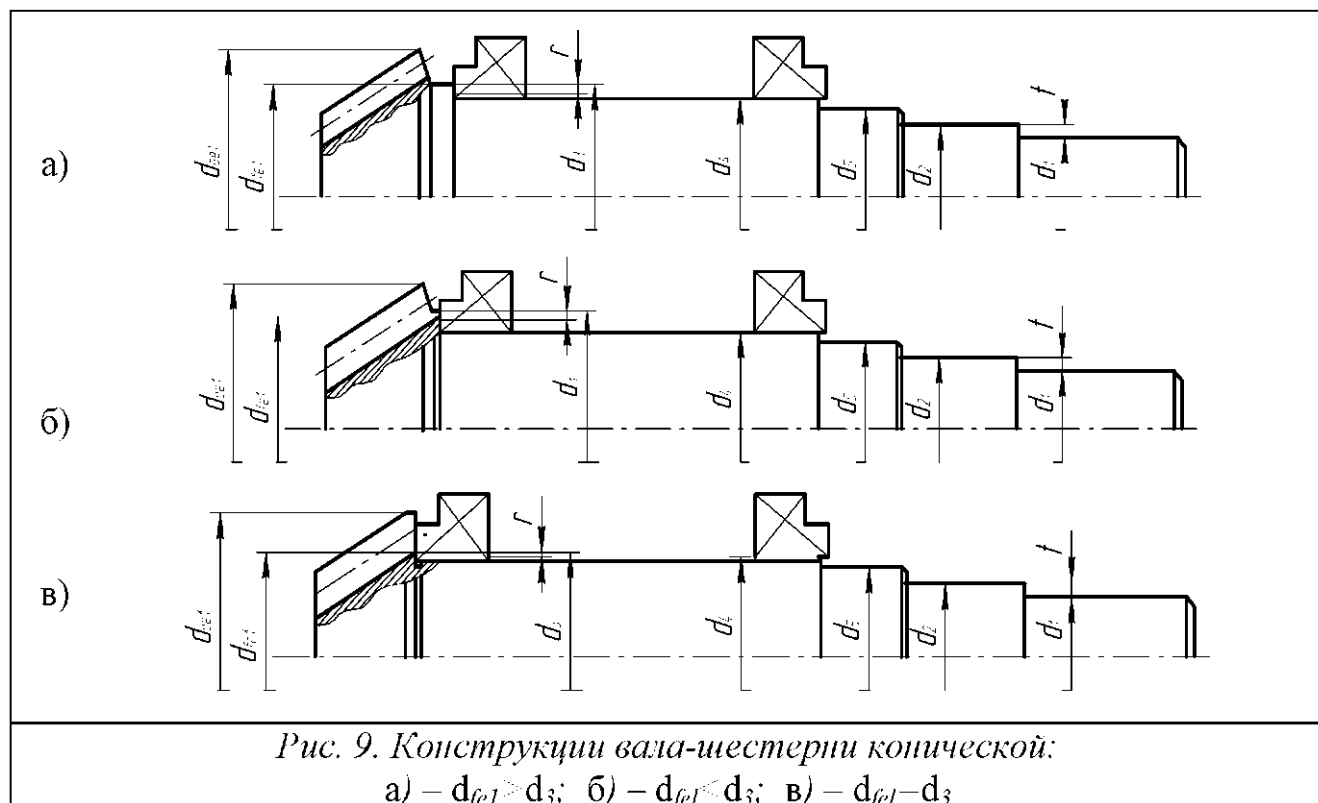
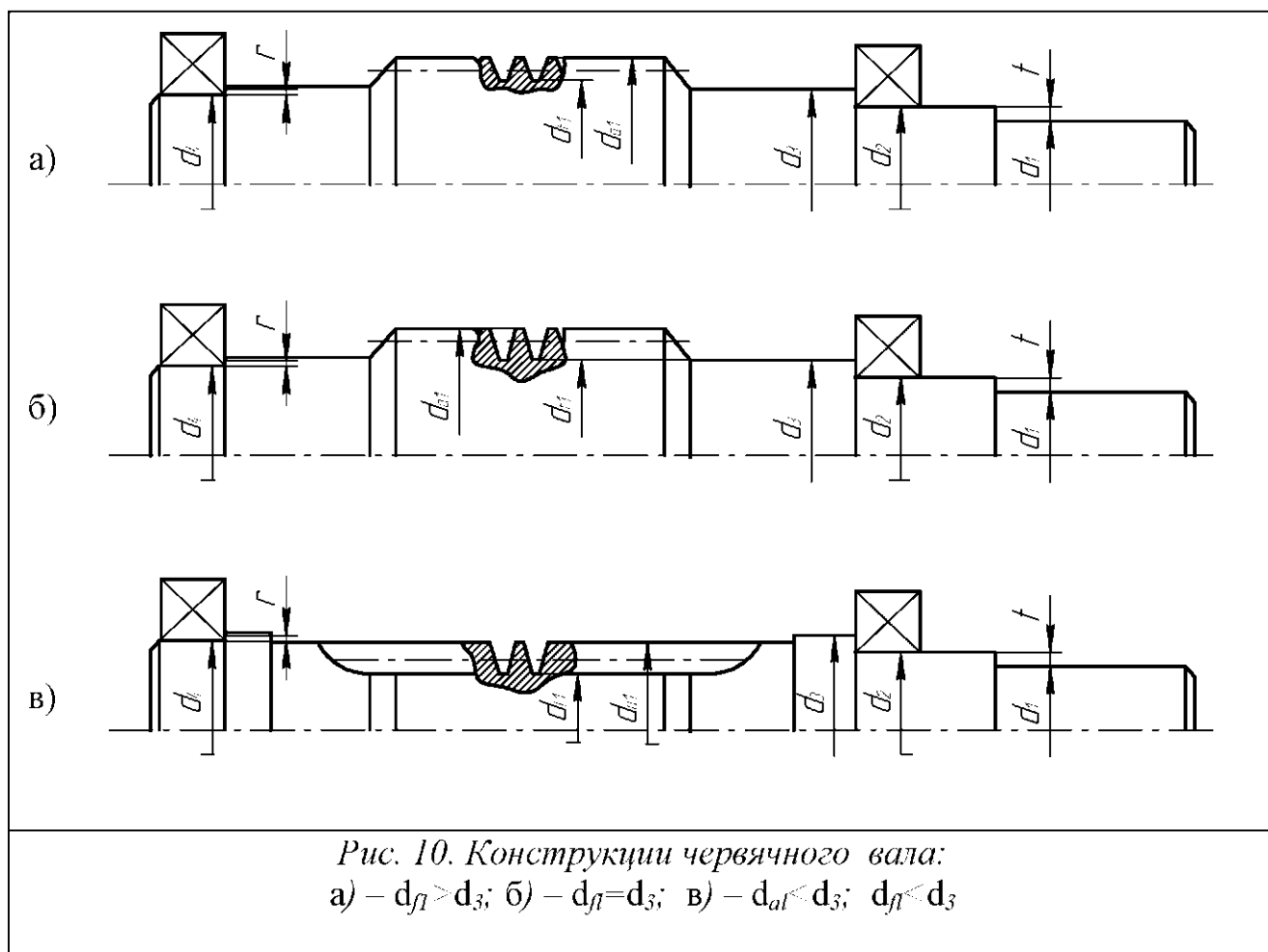


Рис. 9. Конструкции вала-шестерни конической:

а) $d_{fel} > d_3$; б) $d_{fel} < d_3$; в) $d_{fel} = d_3$



8. Предварительный выбор подшипников качения

Выбор наиболее рационального типа подшипника для данных условий работы редуктора весьма сложен и зависит от целого ряда факторов: передаваемой мощности редуктора, типа передачи, соотношения сил в зацеплении, частоты вращения внутреннего кольца подшипника, требуемого срока службы, приемлемой стоимости, схемы установки.

Предварительный выбор подшипников для каждого из валов редуктора проводится в следующем порядке:

1. В соответствии с табл. 4 определить тип, серию и схему установки подшипников.

2. Выбрать типоразмер подшипников по величине диаметра d внутреннего кольца, равного диаметру ступеней вала под подшипники.

3. Выписывать основные параметры подшипников: геометрические размеры – d , D , B (T , c); динамическую C_r и статическую C_{ro} грузоподъемность. Здесь D – диаметр наружного кольца подшипника; B – ширина подшипников; T и c – осевые размеры роликоподшипников.

Таблица 4

Предварительный выбор подшипников

Передача	Вал	Тип подшипника	Серия	Угол контакта	Схема установки
Цилиндрическая	Б	Радиальные шариковые однорядные при $a_w \geq 200$ мм	Средняя	—	1 (с одной фиксирующей опорой)
		При $Fa/Rr \leq 0,25$ – радиальные шариковые однорядные; При $Fa/Rr > 0,25$ – роликовые конические типа 7000	Средняя	$\alpha = 11 \dots 16^\circ$ для типа 7000	3 (враспор)
	Т		Легкая		
Коническая	Б	Роликовые конические типа 7000 или 27000, при $n_1 < 1500$ об/мин	Средняя	$\alpha = 11 \dots 16^\circ$ для типа 7000	4 (враспашку)
		Радиально-упорные шариковые типа 46000 при $n_1 \geq 1500$ об/мин.		$\alpha = 25 \dots 29^\circ$ для типа 27000	
	Т	Роликовые конические типа 7000	Легкая	$\alpha = 26^\circ$ для типа 46000	3 (враспор)
Червячная	Б	Радиально-упорные шариковые типа 46000; роликовые конические типа 27000; радиальные шариковые однорядные при $a_w > 160$ мм	Средняя	$\alpha = 11 \dots 16^\circ$ для типа 7000	2 (с одной фиксирующей опорой)
		Роликовые конические типа 7000 или радиально-упорные шариковые типа 36000 при $a_w \leq 160$ мм		$\alpha = 25 \dots 29^\circ$ для типа 27000	
	Т	Роликовые конические типа 7000	Легкая	$\alpha = 26^\circ$ для типа 46000	3 (враспор)

9. Расчетные схемы валов и осей. Критерии расчета

Для расчета вала на сложное сопротивление необходимо составить его расчетную схему: разместить точки, в которых расположены условные опоры, определить величину и направление действующих на вал сил, а также точки их приложения.

Ориентировочное расположение подшипников и колес устанавливается в результате предварительного проектирования валов и при компоновке схемы редуктора.

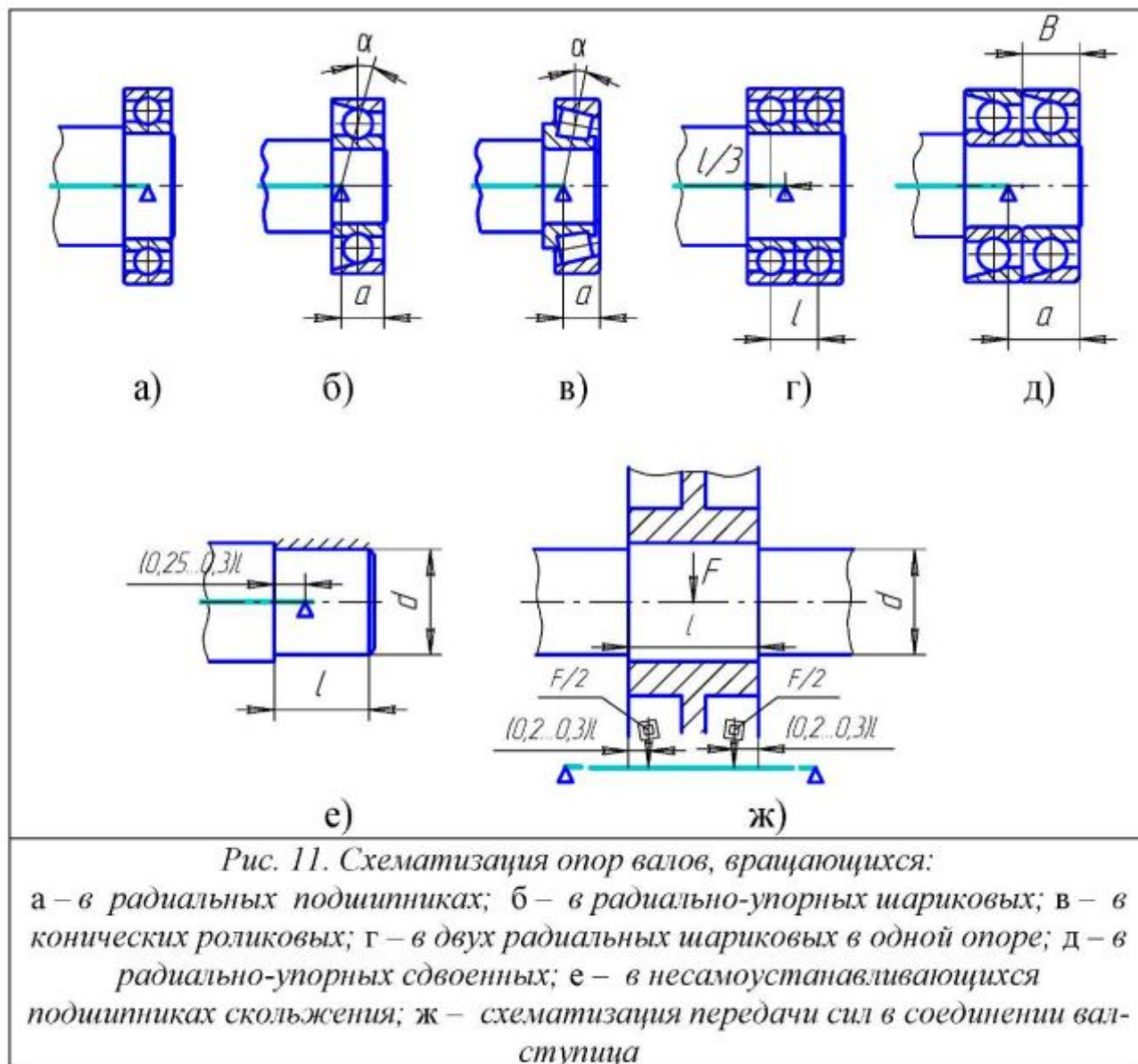
В большинстве случаев применяются двухопорные валы. Опору, воспринимающую радиальные и осевые нагрузки, считают шарнирно-неподвижной, опору, воспринимающую только радиальные нагрузки – шарнирно-подвижной.

Схематично шарнирно-неподвижную опору обозначают ,

а шарнирно-подвижную опору – .

Выбор расчетной точки подшипника зависит от его типа. В случае применения в опоре одного шарикового или роликового радиального подшипника расчетную точку опоры располагают посередине ширины подшипника (рис. 11, а).

При одинарном радиально-упорном подшипнике (рис. 11, б, в) радиальная реакция считается приложенной к валу в точке пересечения его геометрической оси и прямой, проведенной через центр шарика или середину ролика под углом $(90^\circ - \alpha)$ к оси подшипника, где α – угол контакта, указанный в каталогах подшипника (см табл. 4).



Расстояние a между точкой приложения реакции и широким торцом наружного кольца подшипника (рис. 11, б, в) приближенно может быть найдено по формулам:

- для шариковых

$$a = 0,5 [B + 0,5(d + D)\operatorname{tg} \alpha]; \quad (9.1)$$

- для конических роликовых

$$a = 0,5[T + (d + D)e/3], \quad (9.2)$$

где B – ширина подшипника; T – монтажная высота; d – диаметр отверстия внутреннего кольца; D – наружный диаметр; α – номинальный угол контакта; e – коэффициент осевого нагружения.

При установке радиально-упорных сдвоенных подшипников с углами контакта, направленными в одну сторону (схема Т- "тандем", рис. 11, д):

$$a = 7B/6 + 0,25(d + D)\operatorname{tg} \alpha \quad (9.3)$$

У валов, вращающихся в несамостоя устанавливающихся подшипниках скольжения (рис. 11, е), давление по длине подшипников вследствие деформации валов распределяется неравномерно. Условную шарнирную опору располагают на расстоянии $(0,25...0,3)l$ (но не более половины

диаметра d вала) от торца подшипника со стороны нагруженного пролета. Точный расчет таких валов выполняют с учетом совместной работы с подшипниками как балки на упругом основании.

Обычно при составлении расчетных схем принимают, что насаженные на вал детали передают сосредоточенные силы и моменты вала на середине своей ширины. Возможные уточнения обусловлены учетом закона распределения по длине контакта сил взаимодействия между ступицами и валами при их совместной работе. В этом случае силы на валы принимают сосредоточенными в сечениях на расстоянии $(0,2...0,3)l$ от торцов ступицы (рис. 11, ж): меньшие значения при жестких ступицах и посадках с натягом, большие – при податливых ступицах, переходных посадках и посадках с зазором.

После составления расчетной схемы вала строят эпюры изгибающих моментов в горизонтальной и вертикальной плоскостях и эпюры крутящих моментов и производят расчет на прочность в наиболее опасном сечении.

10. Построение эпюр и нахождение наиболее опасного сечения

Если передача нереверсивная и направление вращения не задано, расчет ведется только для заданного направления вращения. Если передача реверсивная или направление вращения не задано, расчет ведут по более тяжелому для работы валов и подшипников случаю нагружения.

Алгоритм определения реакций в опорах подшипника

1. Вычертить координатные оси для ориентации направлений векторов сил и эпюр моментов.

2. Вычертить расчетную схему вала в соответствии с выполненной схемой нагружения валов редуктора (см. рис. 13, а, б). Силы прикладывать в точке зацепления колес передачи согласно компоновке редуктора. Таким образом, мы получим вал, нагруженный в 2-х плоскостях: в горизонтальной и вертикальной.

3. Выписать исходные данные для расчетов:

а) **силовые факторы:** силы в зубчатых зацеплениях, силы в передачах гибкой связью, консольные силы. Значения сил взять из расчета передачи или рассчитать по формулам указанным в пункте 5.

б) **геометрические параметры:** расстояния между опорами, расстояние между точками приложения консольной силы и реакции смежной опоры подшипника – l_1, l_2, l_3 (рис. 13, б), диаметры делительной окружности шестерни (червяка) или колеса – d_1, d_2 .

4. Обозначить опоры подшипников заглавными буквами латинского алфавита и реакции опор подшипников R_X, R_Y соответственно в горизонтальной и вертикальной плоскостях, например, в опоре А возникает две реакции R_{AX}, R_{AY} (рис. 13, б).

5. Определить значения реакций в опорах предварительно выбранных подшипников вала в вертикальной и горизонтальной плоскостях, составив два уравнения равновесия плоской системы сил и выполнить проверку:

в горизонтальной плоскости:

$\sum M_{AY} = 0$ - сумма моментов вокруг опоры A , из данного уравнения определяем реакцию R_{BX} ;

$\sum M_{BY} = 0$ - сумма моментов вокруг опоры B , из данного уравнения определяем реакцию R_{AX} .

Проверка: $\sum F_X = 0$ - сумма проекций всех сил на ось OX .
в вертикальной плоскости:

$\sum M_{AX} = 0$ - сумма моментов вокруг опоры A , из данного уравнения определяем реакцию R_{BY} ;

$\sum M_{BX} = 0$ - сумма моментов вокруг опоры B , из данного уравнения определяем реакцию R_{AY} .

Проверка: $\sum F_Y = 0$ - сумма проекций всех сил на ось OY .

Примечание: 1. При составлении уравнений в вертикальной плоскости следует учесть, что осевая сила F_a в точке приложения заменяется

сосредоточенным моментом равным $M_C = \frac{F_a \cdot d}{2}$, где d – делительный диаметр шестерни (червяка) или колеса в мм. Направление момента определяется по вращению колеса от действия силы F_a вокруг точки ее приложения.

2. При составлении уравнений моментов за положительное принимают направление против часовой стрелки.

6. Определяем суммарные радиальные реакции опор подшипников вала, например, $R_A = \sqrt{R_{AX}^2 + R_{AY}^2}$, где R_{AX} и R_{AY} – соответственно реакции в опоре подшипника A в горизонтальной и вертикальной плоскостях.

Алгоритм построения эпюр изгибающих и крутящих моментов

1. Расчеты в вертикальной плоскости:

- а) Разделить расчетную балку слева направо на участки, каждый участок заканчивается перед силовым фактором.
- б) определить значения изгибающих моментов по участкам, составив уравнения изгибающих моментов в каждом расчетном сечении (см. пример);
- в) построить в масштабе эпюру изгибающих моментов M_x и указать максимальный момент.

2. Расчеты в горизонтальной плоскости проводится аналогично расчету в вертикальной плоскости (строим эпюру M_y).

3. Определить крутящий момент на валу и строим в масштабе его эпюру.

$M_K = M_Z = \frac{F_t \cdot d}{2}$, где F_t – окружная сила, кН; d – делительный диаметр шестерни (червяка) или колеса в мм.

Эпюру строим для входного и выходного валов между точками приложения консольной силы (от муфты или передачи с гибкой связью – ременной или цепной) и окружной силы на шестерне (червяке) или колесе,

для промежуточного вала между точками приложения окружных сил на шестерне (червяке) и колесе (рис. 13).

4. Определить суммарные изгибающие моменты в наиболее нагруженных сечениях вала:

$M_{\text{сум}} = \sqrt{M_X^2 + M_Y^2}$, где M_X и M_Y соответственно изгибающие моменты в горизонтальной и вертикальной плоскостях.

5. Наметить опасное сечение вала.

Опасное сечение вала определяется по максимальному значению $M_{\text{сум}}$, с учетом того, наиболее опасный участок тот где есть источник концентрации напряжений (шпоночные пазы, шлицы, посадка с натягом, ступенчатый переход галтелью и т.д.) при максимальном суммарном моменте.

Далее проверяют прочность вала в опасном сечении.

Пример построения эпюр изгибающих моментов

1. Вычерчиваем конструктивную (рис. 13, а) и расчетную схему вала (рис. 13, б), нагруженного усилиями и изгибающими моментами в вертикальной и горизонтальной плоскостях, а также крутящими моментами. При составлении расчетной схемы следует учесть, что коническое колесо и шестерня передают сосредоточенные силы и моменты на середине ширины обода. Все силы указываем в точке зацепления колес передачи согласно компоновке редуктора. Направления сил выбираем согласно указаниям пункта 5.

2. Определяем реакции в опорах подшипника.

Обозначим опоры подшипников заглавными буквами латинского алфавита, в опоре А возникает две реакции R_{AX}, R_{AY} и в опоре В возникает две реакции R_{BX}, R_{BY} . Направление реакций выбираем произвольно, но если при определении их численных значений они получаются со знаком «-», то выбранное направление реакции следует заменить на противоположное.

В вертикальной плоскости вал нагружен радиальным усилием в цилиндрическом зацеплении $Fr_{43}=2230\text{Н}$, радиальным усилием в коническом зацеплении $Fr_{12}=316\text{Н}$ и сосредоточенным моментом $M_c = F'a_{12} \cdot d_2 / 2 = 950\text{Н} \cdot 0,1\text{м} = 95\text{Нм}$, возникающим от осевого усилия $F'a_{12}=950\text{Н}$. Составляем два уравнения статики и определяем неизвестные реакции R_{AX} и R_{BY} . При составлении уравнений каждую силу умножаем на плечо, т.е. расстояние от силы до той точки вокруг которой определяем момент.

При составлении уравнений в вертикальной плоскости следует учесть, что осевая сила F_a в точке приложения заменяется сосредоточенным моментом равным $M_c = \frac{F_a \cdot d}{2}$, где d – делительный диаметр шестерни (червяка) или колеса в мм. Направление момента определяется по вращению колеса от действия силы F_a вокруг точки ее приложения.

При составлении уравнений моментов за положительное принимают направление против часовой стрелки. Т.е. если рассматриваемая сила вращает вал против часовой стрелки относительно опоры, вокруг которой

составляем уравнение статики, то значение момента от этой силы будет со знаком «+». И наоборот.

Сумма моментов вокруг опоры А: $\sum M_{Ax} = Fr_{43} \cdot l_1 - Fr_{12} \cdot (l_1 + l_2) - R_{By} \cdot (l_1 + l_2 + l_3) - Mc = 0$

Отсюда: $R_{By} = [Fr_{43} \cdot l_1 - Fr_{12} \cdot (l_1 + l_2) - Mc] / (l_1 + l_2 + l_3)$

$R_{By} = [2230 \cdot 0,068 - 316 \cdot (0,068 + 0,070) - 95] / (0,068 + 0,070 + 0,070) = 63 \text{ Н}$

Сумма моментов вокруг опоры В: $\sum M_{Bx} = Fr_{12} \cdot l_3 - Mc - Fr_{43} \cdot (l_2 + l_3) + R_{Ay} \cdot (l_1 + l_2 + l_3) = 0$

Отсюда: $R_{Ay} = [-Fr_{12} \cdot l_3 + Mc + Fr_{43} \cdot (l_2 + l_3)] / (l_1 + l_2 + l_3)$

$R_{Ay} = [-316 \cdot 0,070 + 95 + 2230 \cdot (0,070 + 0,070)] / (0,068 + 0,070 + 0,070) = 1851 \text{ Н}$

Проверка: $\sum F_y = -R_{Ay} + Fr_{43} - Fr_{12} - R_{By} = -1851 + 2230 - 316 - 63 = 0$ – расчет верен.

В горизонтальной плоскости вал нагружен окружным усилием в цилиндрическом зацеплении $Fl_{43} = 6120 \text{ Н}$, окружным усилием в коническом зацеплении $Fl_{12} = 2750 \text{ Н}$. Аналогично составляем два уравнения статики и определяем неизвестные реакции R_{Ax} и R_{Bx} .

Сумма моментов вокруг опоры А: $\sum M_{Ay} = Fl_{43} \cdot l_1 + Fl_{12} \cdot (l_1 + l_2) - R_{Bx} \cdot (l_1 + l_2 + l_3) = 0$

Отсюда: $R_{Bx} = [Fl_{43} \cdot l_1 + Fl_{12} \cdot (l_1 + l_2)] / (l_1 + l_2 + l_3)$

$R_{Bx} = [6120 \cdot 0,068 + 2750 \cdot (0,068 + 0,070)] / (0,068 + 0,070 + 0,070) = 3825 \text{ Н}$

Сумма моментов вокруг опоры В: $\sum M_{By} = -Fl_{12} \cdot l_3 - Fl_{43} \cdot (l_2 + l_3) + R_{Ax} \cdot (l_1 + l_2 + l_3) = 0$

Отсюда: $R_{Ax} = [-Fl_{12} \cdot l_3 - Fl_{43} \cdot (l_2 + l_3)] / (l_1 + l_2 + l_3)$

$R_{Ax} = [-2750 \cdot 0,070 - 6120 \cdot (0,070 + 0,070)] / (0,068 + 0,070 + 0,070) = 5045 \text{ Н}$

Проверка: $\sum F_x = R_{Ax} - Fl_{43} - Fl_{12} + R_{Bx} = 5045 - 6120 - 2750 + 3825 = 0$ – расчет верен.

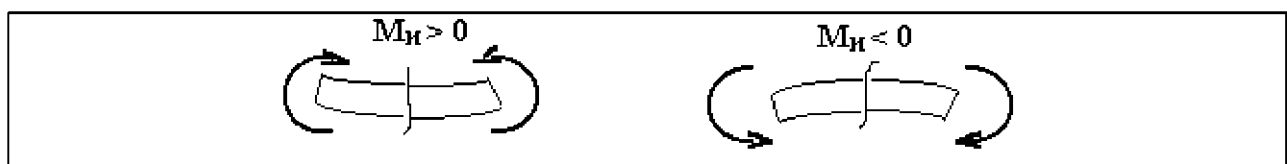
Значения реакций получены со знаком «+», значит их направление выбрано верно. Если значение реакции получится со знаком «-», значит необходимо изменить направление реакции на противоположное, а значение силы указать уже со знаком «+».

3. Строим эпюры изгибающих моментов в вертикальной и горизонтальной плоскостях

Эпюры изгибающих моментов строятся слева направо.

При этом значение момента рассчитывается отдельно для каждого характерного сечения вала в вертикальной плоскости и отдельно в горизонтальной.

При построении эпюр используют **правило знаков**: изгибающий момент считается положительным, если в рассматриваемом сечении балка изгибается выпуклостью вниз в вертикальной плоскости (или «на нас» - в горизонтальной плоскости), и отрицательным – в противоположном случае (рис. 12).



3.1. Расчеты в вертикальной плоскости

Разбиваем балку на участки слева направо, отсечение очередного участка происходит перед встречным силовым фактором.

Определяем изгибающий момент M_x в каждом характерном сечении:

$$M_{x1} = -R_{Ay} \cdot l_1 = -1851 \cdot 0,068 = -126 \text{ Нм}$$

$$M_{x2} = -R_{Ay} \cdot (l_1 + l_2) + F_{r43} \cdot l_2 = -1851 \cdot (0,068 + 0,07) + 2230 \cdot 0,070 = -99,4 \text{ Нм}$$

$$M_{x3} = M_{x2} + F_{a12} \cdot d_2 / 2 = -99,4 + 950 \cdot 0,1 = -4,4 \text{ Нм («Скачок» на величину } F_{a12} \cdot d_2 / 2)$$

$$\text{Проверка: } M_{x3} = R_{By} \cdot l_3 = -63 \cdot 0,07 = -4,4 \text{ Нм – верно.}$$

Эпюру строим на сжатых волокнах, для этого полученные значения с учетом знаков откладываем на эпюре в соответствующих сечениях (рис. 13, в). Положительные значения откладываем сверху, отрицательные снизу.

3.2. Расчеты в горизонтальной плоскости

Разбиваем балку на участки слева направо, отсечение очередного участка происходит перед встречным силовым фактором.

Определяем изгибающий момент M_y в каждом характерном сечении:

$$M_{y1} = R_{Ax} \cdot l_1 = 5045 \cdot 0,068 = 343 \text{ Нм}$$

$$M_{y2} = R_{Ax} \cdot (l_1 + l_2) - F_{t43} \cdot l_2 = 5045 \cdot (0,068 + 0,07) - 6120 \cdot 0,070 = 267,8 \text{ Нм}$$

$$\text{Проверка: } M_{y2} = R_{Bx} \cdot l_3 = 3825 \cdot 0,07 = 267,8 \text{ Нм – верно.}$$

Эпюру строим на сжатых волокнах, для этого полученные значения с учетом знаков откладываем на эпюре в соответствующих сечениях (рис. 13, г). Положительные значения откладываем «от нас», а отрицательные «к нам».

4. Построение эпюры крутящих моментов

Рассчитываем значение крутящего момента по формуле:

$$M_K = M_Z = \frac{F_{t12} \cdot d_2}{2} = \frac{2750 \cdot 0,2}{2} = 275 \text{ Нм}$$

Так как рассматриваемый вал промежуточный, то эпюру крутящих моментов строим между точками приложения окружных сил на шестерне и колесе (рис. 13).

Пример построения эпюр валов наиболее распространенных схем редукторов представлены на рис. 14-21.

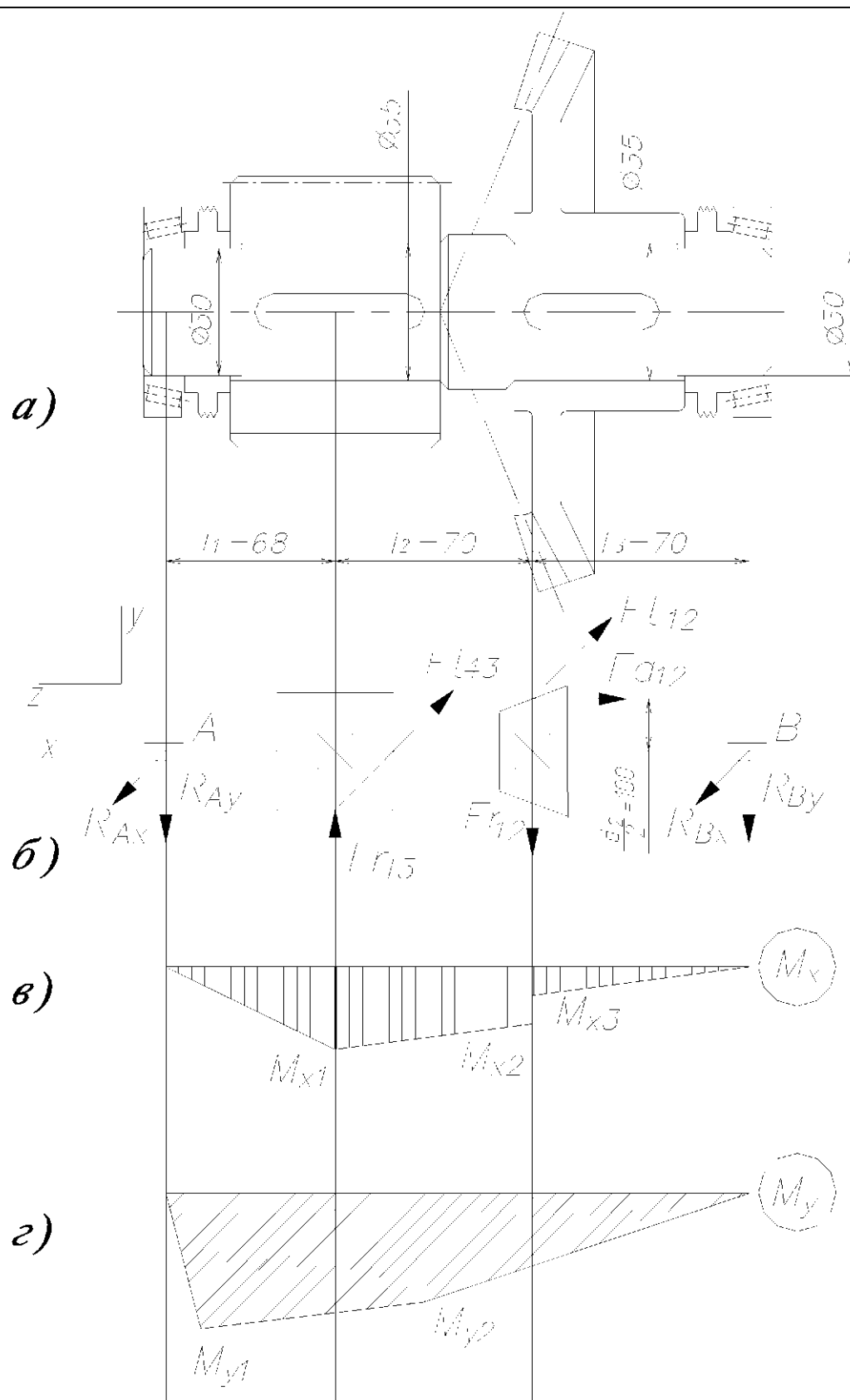
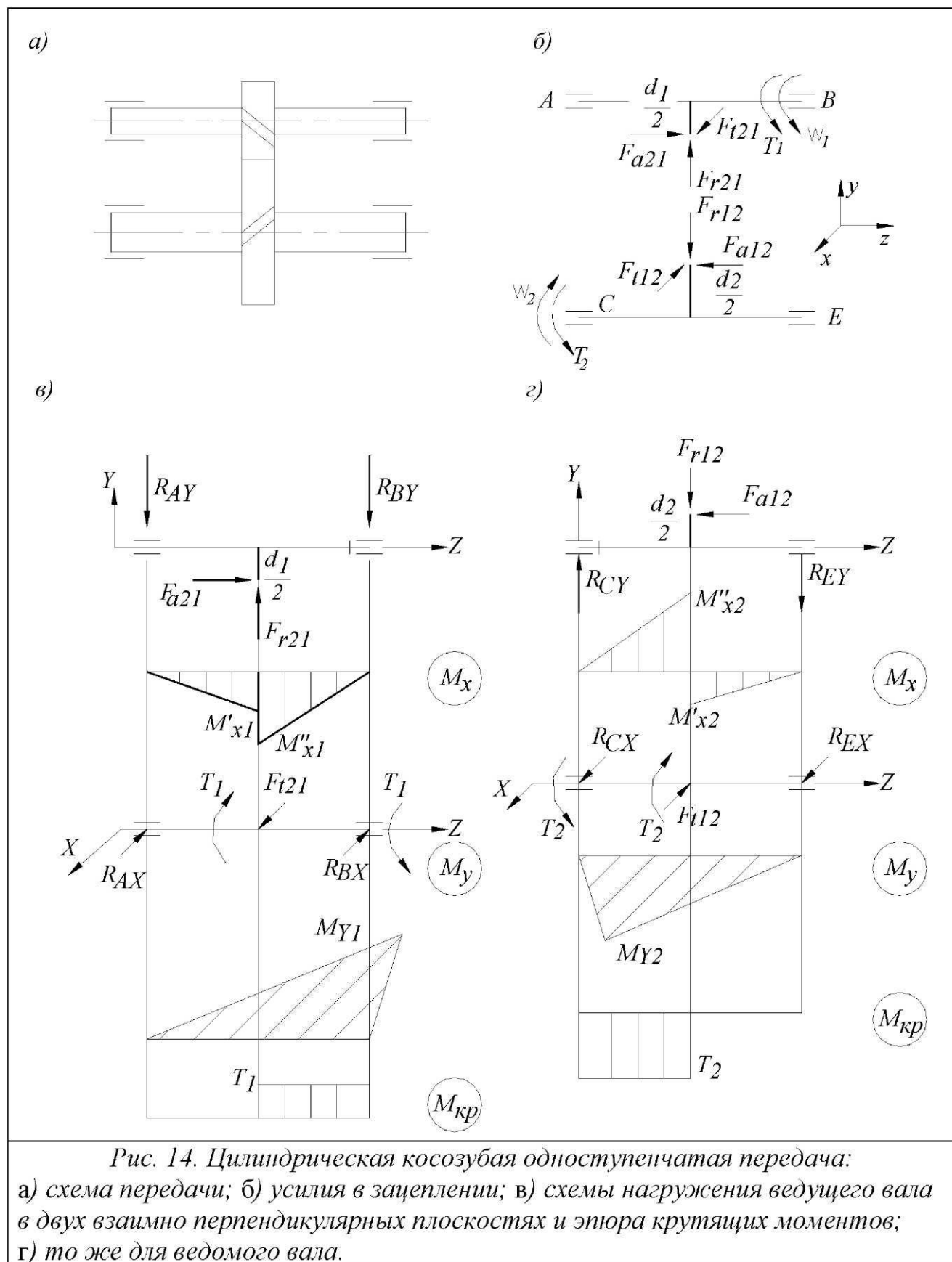
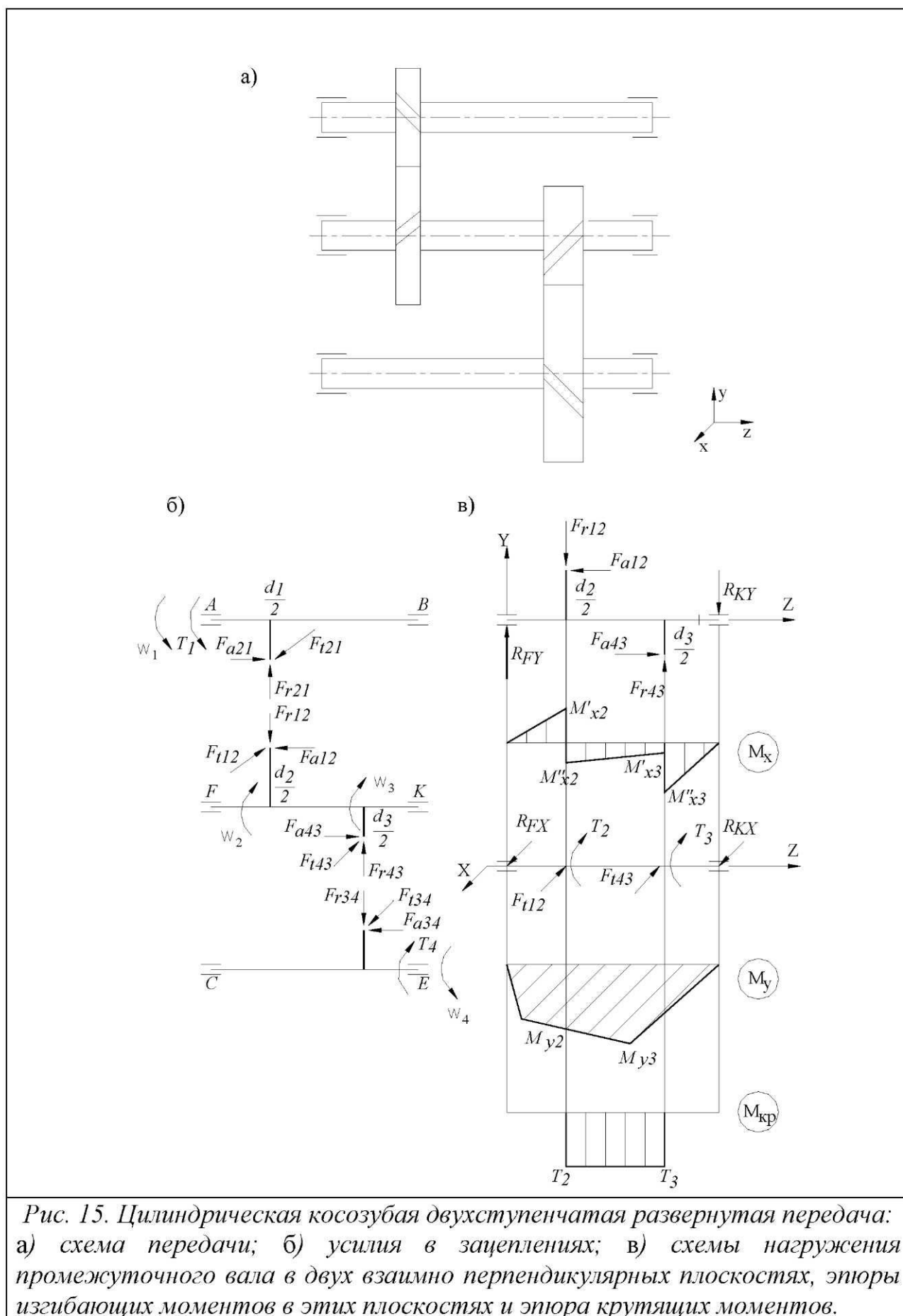


Рис. 13. Расчетная схема промежуточного вала коническо-цилиндрического редуктора





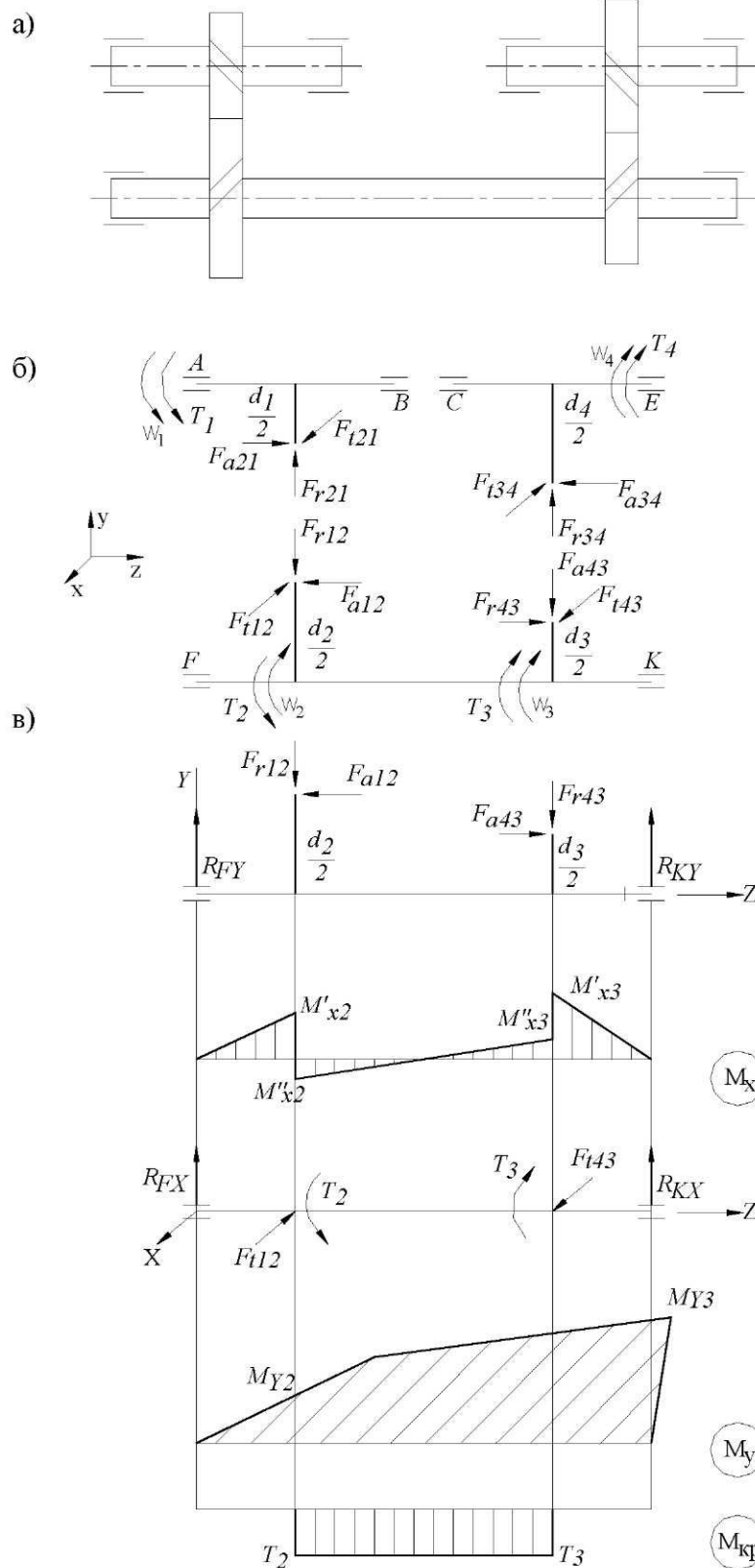


Рис. 16. Цилиндрическая косозубая двухступенчатая соосная передача:
а) схема передачи; б) усилия в зацеплениях; в) схемы нагружения промежуточного вала в двух взаимно перпендикулярных плоскостях, эпюры изгибающих моментов в этих плоскостях и эпюра крутящих моментов.

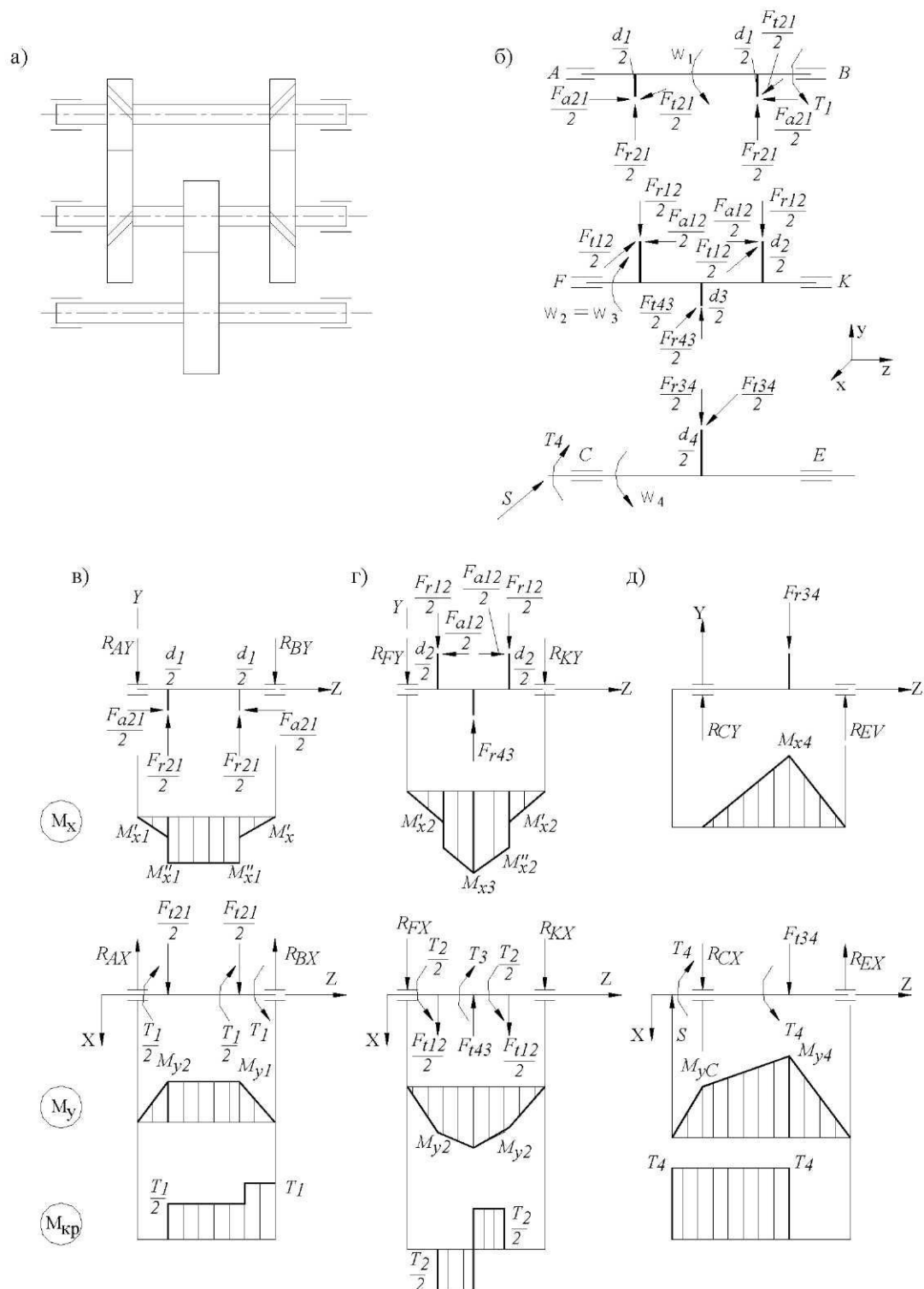


Рис. 17. Цилиндрическая передача с первой раздвоенной косозубой и второй прямозубой ступенями:

а) схема передачи; б) усилия в зацеплениях; в) схемы нагружения ведущего вала в двух взаимно перпендикулярных плоскостях, эпюры изгибающих моментов в этих плоскостях и эпюра крутящих моментов; г) то же, для промежуточного вала; д) то же, для ведомого вала.

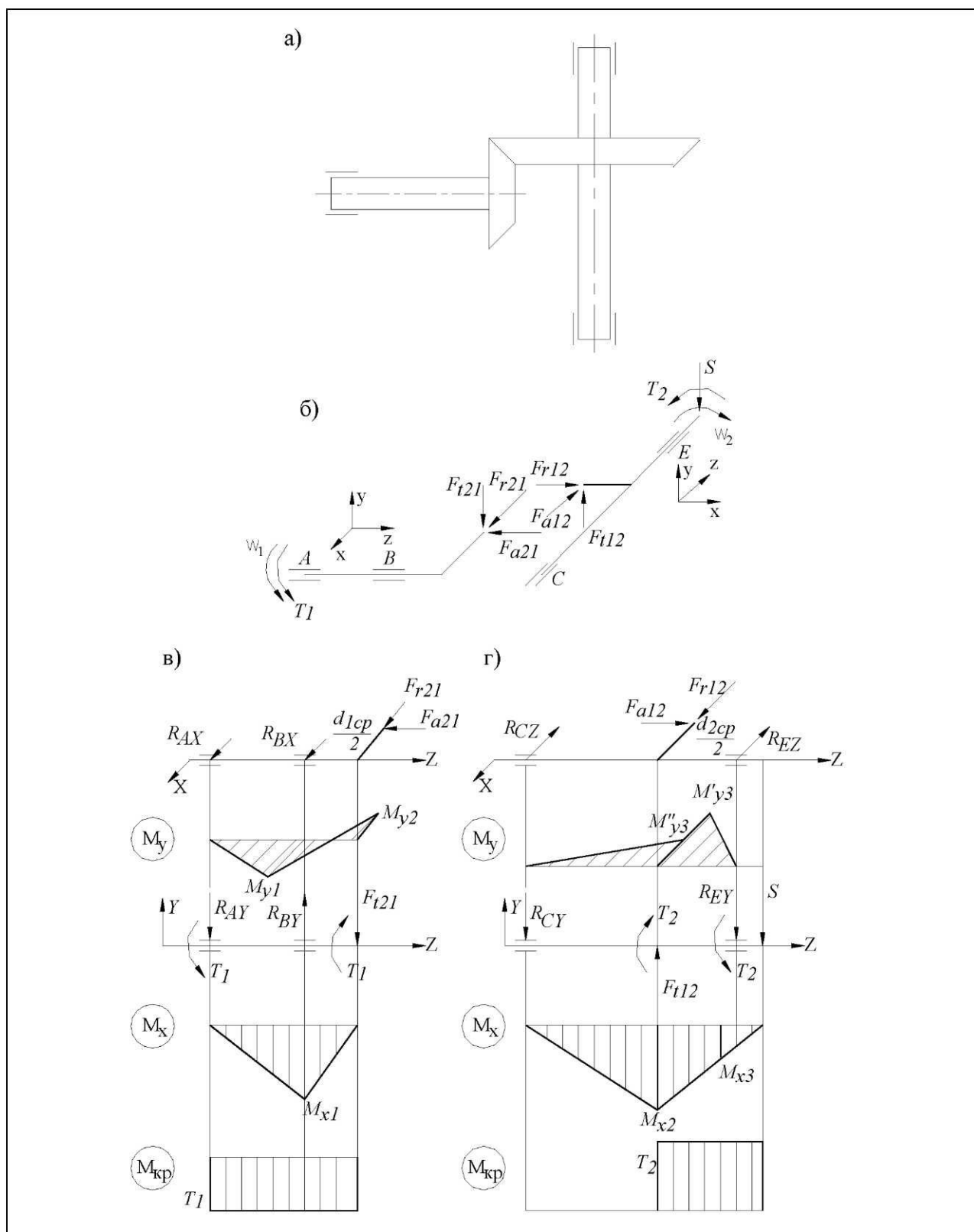


Рис. 18. Коническая прямозубая одноступенчатая передача:
 а) схема передачи; б) усилия в зацеплении; в) схема нагружения ведущего вала в двух взаимно перпендикулярных плоскостях, эпюры изгибающих моментов в этих плоскостях и эпюра крутящих моментов; г) то же, для ведомого вала.

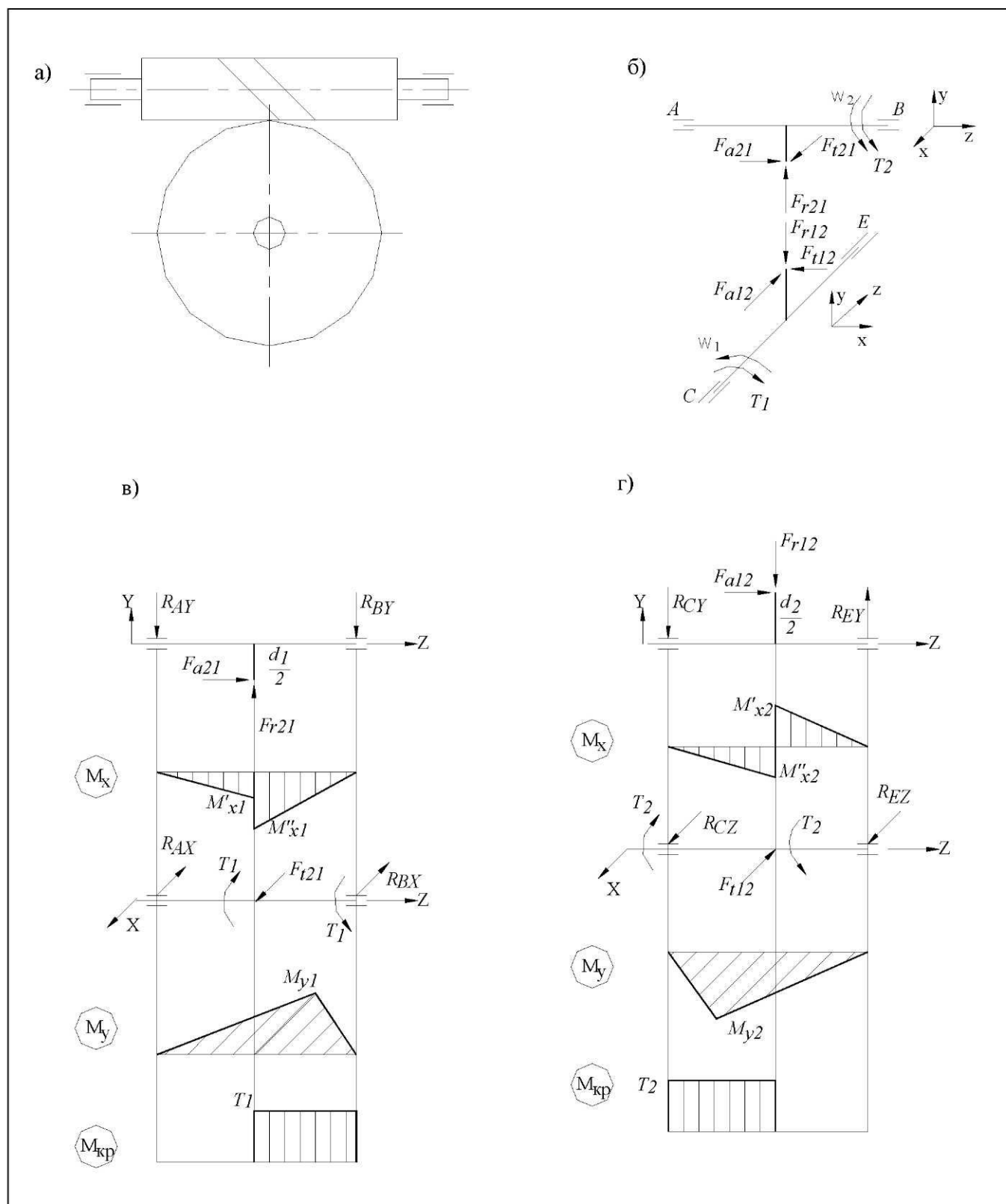


Рис. 19. Червячная передача.

а) схема передачи; б) усилия в зацеплениях; в) схемы нагружения ведущего вала (червяка) в двух взаимно перпендикулярных плоскостях, эпюры изгибающих моментов в этих плоскостях и эпюра крутящих моментов; г) то же, для ведомого вала.

11. Расчеты валов на прочность

11.1. Расчет на статическую прочность

Проверку статической прочности выполняют в целях предупреждения пластической деформации в период действия кратковременных перегрузок (например, при пуске, разгоне, реверсировании, торможении, срабатывании предохранительного устройства). Для этого в расчете учитывают коэффициент перегрузки $K_{пер}$.

Статическую прочность считают обеспеченной, если выполняется условие: $S_T \geq [S_T]$, где $[S_T] = 1,3...2$ - минимально допустимое значение общего коэффициента запаса по текучести.

Общий коэффициент запаса прочности по пределу текучести при совместном действии нормальных и касательных напряжений

$$S_T = S_{T\sigma} S_{T\tau} / \sqrt{S_{T\sigma}^2 + S_{T\tau}^2} \quad (11.1)$$

Частные коэффициенты запаса прочности по нормальным и касательным напряжениям (пределы текучести σ_T и τ_T , МПа материала см. табл. 1):

$$S_{T\sigma} = \sigma_T / \sigma; \quad S_{T\tau} = \tau_T / \tau \quad (11.2.)$$

В расчете определяют нормальные σ , и касательные τ - напряжения в рассматриваемом опасном сечении вала:

$$\sigma = 10^3 M_{max} / W_u + F_{max} / A; \quad \tau = 10^3 T_{max} / W_k; \quad (11.3)$$

где M_{max} - суммарный изгибающий момент, Нм; $M_{max} = K_{пер} \cdot M_{сум}$, где $M_{сум}$ - суммарный изгибающий момент, Нм;

T_{max} - крутящий момент, Нм; $T_{max} = K_{пер} \cdot M_K$, где M_K - крутящий момент, Нм;

F_{max} - максимальная осевая сила, Н; $F_{max} = K_{пер} \cdot F_a$, где F_a - осевая сила, Н;

W_u и W_k - моменты сопротивления сечения вала при расчете на изгиб и кручение, мм³;

A - площадь поперечного сечения, мм².

Геометрические характеристики поперечного сечения: моменты сопротивления при изгибе W_u и кручении W_k , площадь A вычисляют по нетто-сечению:

- для сплошного круглого сечения диаметром d :

$$W_u = \pi d^3 / 32;$$

$$W_k = \pi d^3 / 16;$$

$$(11.4)$$

$$A = \pi d^2 / 4;$$

- для полого круглого сечения (рис. 20, а) с центральным осевым отверстием диаметром d_0 :

$$W_u = \xi_w \pi d^3 / 32;$$

$$W_k = \xi_w \pi d^3 / 16;$$

$$A = \pi (d^2 - d_0^2) / 4;$$

$$(11.5)$$

где $\xi_w = 1 - (d_0/d)^4$ - коэффициент пересчета:

d_o/d	0,4	0,42	0,45	0,48	0,5	0,53	0,56	0,6	0,63	0,67	0,71
ξ_w	0,974	0,969	0,959	0,947	0,938	0,921	0,901	0,87	0,842	0,8	0,747

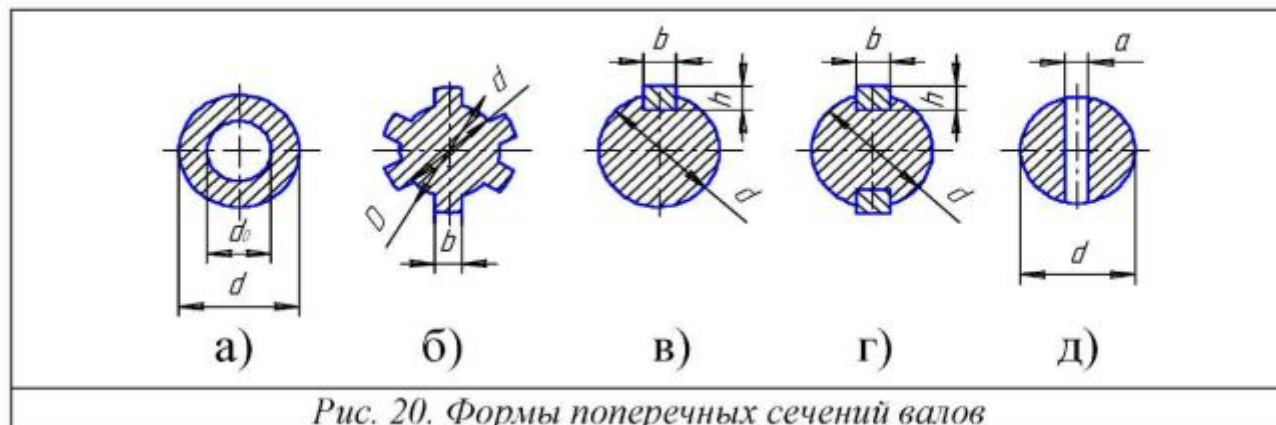


Рис. 20. Формы поперечных сечений валов

- для вала с прямобоочными илицами (рис. 20, б):

$$\begin{aligned} W_u &= [\pi D^4 - bz(D-d)(D+d)^2] / (32D); \\ W_k &= 2W_u; \\ A &= \pi d^2 / 4 + bz(D-d) / 2; \end{aligned} \quad (11.6)$$

- для вала с эвольвентными илицами и для вала-шестерни в сечении по зубьям формулы для вычисления геометрических характеристик поперечного сечения приведены в табл. 5;

- для вала с треугольными илицами:

$$\begin{aligned} W_u &= \pi D^3 [1 - 8(1-D/d)(1+0,5D/d)^2 / 9] / 32; \\ W_k &= 2W_u; \\ A &= \pi Dd / 4; \end{aligned} \quad (11.7)$$

- для вала с одним шпоночным пазом (рис. 20, в):

$$\begin{aligned} W_u &= \pi d^3 / 32 - bh(2d-h)^2 / (16d); \\ W_k &= \pi d^3 / 16 - bh(2d-h)^2 / (16d); \\ A &= \pi d^2 / 4 - bh / 2; \end{aligned} \quad (11.8)$$

- для вала с двумя шпоночными пазами (рис. 20, г):

$$\begin{aligned} W_u &= \pi d^3 / 32 - bh(2d-h)^2 / (8d); \\ W_k &= \pi d^3 / 16 - bh(2d-h)^2 / (8d); \\ A &= \pi d^2 / 4 - bh; \end{aligned} \quad (11.9)$$

- для вала с диаметром d с поперечным отверстием диаметром a (рис. 20, д):

$$\begin{aligned} W_u &= \pi d^3 (1 - 1,5a/d) / 32; \\ W_k &= \pi d^3 (1 - 0,9a/d) / 16; \\ A &= \pi d^2 / 4 - ad; \end{aligned} \quad (11.10)$$

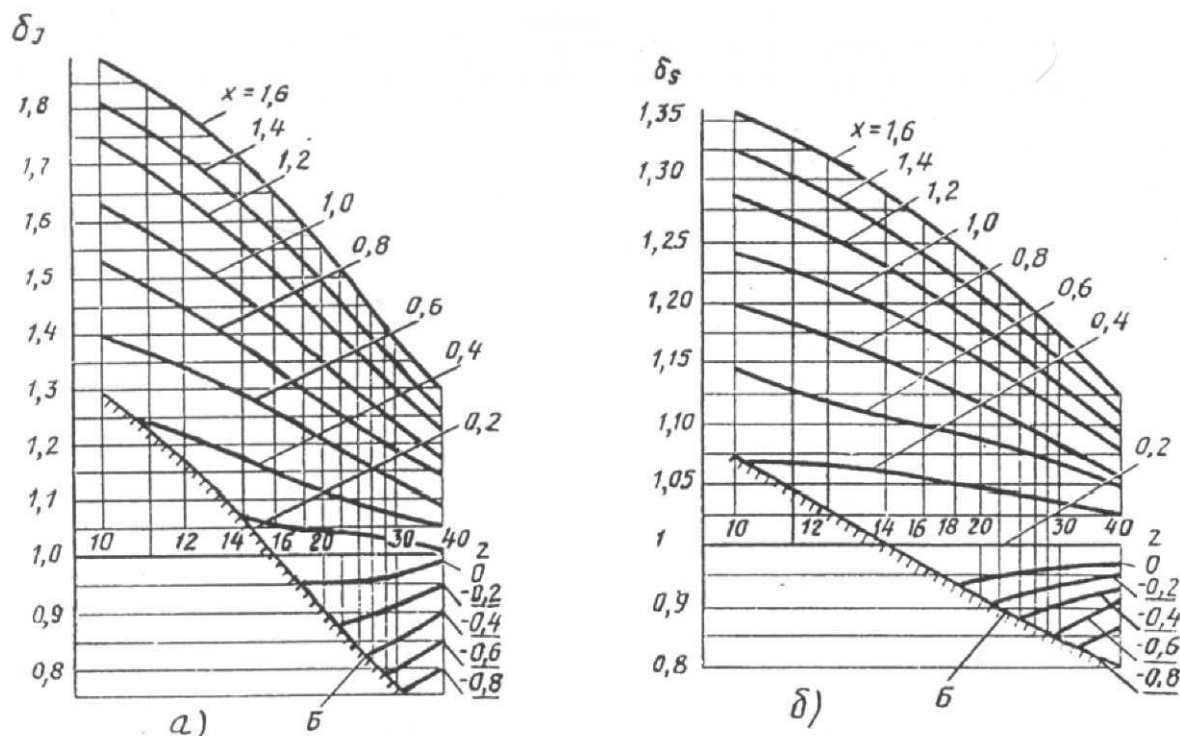
В приведенных выше формулах: d - диаметр вала или внутренний диаметр илицев, D - наружный диаметр илицев, b - ширина шпоночного паза или размер выступа илица, z - число илицев, h - высота шпонки.

Значения моментов сопротивления приведены: для сечений с эвольвентными илицами по ГОСТ 6033-80 - в табл. 6; с прямобоочными илицами по ГОСТ 1139-80 - в табл. 7; с пазом для призматической шпонки по ГОСТ 23360-78 - в табл. 8.

Таблица 5

**Геометрические характеристики поперечных сечений
для вала-шестерни и вала с эвольвентными шлицами**

Геометрические характеристики	Формулы
Момент инерции при расчетах на жесткость (осевой)	$J = \pi(\delta_j d^4 - d_0^4)/64,$ где δ_j принимают по рис. 21,а в зависимости от коэффициента x смещения и числа z зубьев; d - диаметр делительной окружности, d_0 - диаметр центрального отверстия.
Момент сопротивления при расчете: на изгиб	$W_u = 2J/d_a,$ где d_a - диаметр вершин зубьев;
на кручение	$W_k = 2W_u$
Площадь сечения при расчете на растяжение (сжатие)	$A = \pi(\delta_s d^2 - d_0^2)/4,$ где δ_s принимают по рис. 21,б в зависимости от коэффициента x смещения и числа z зубьев.
Примечания: 1. Для косозубых валов-шестерен расчет по приведенным формулам идет в запас прочности. 2. Б – блокирующая линия из условия отсутствия подрезания зубьев (рис. 21).	

Рис. 21. Графики для определения коэффициентов δ_j (а) и δ_s (б);

Б — блокирующая линия из условия отсутствия подрезания зубьев

Таблица 6

**Значения моментов сопротивления W_u для сечений
с эвольвентными шлицами**

D, мм	T = 1,25 мм		T = 2 мм		T = 3 мм		T = 5 мм	
	z	$W_u, \text{мм}^3$	z	$W_u, \text{мм}^3$	z	$W_u, \text{мм}^3$	z	$W_u, \text{мм}^3$
20	14	579						
22	16	848						
25	18	1201						
28	21	1864	12	1696				
30	22	2161	13	2138				
32	24	2782	14	2693				
35	26	3532	16	3292				
38	29	4814	18	4349				
40	30	5389	18	5042				
42	32	6594	20	5966				
45	34	7804	21	7633	13	6985		
50	38	10850	24	10315	15	9836		
55			26	13940	17	12570		
60			28	18300	18	16610		
65			32	23540	20	21550		
70			34	29720	22	27360		
75			36	36850	24	34100		
80			38	45000	25	41870	14	39715
85					27	50780	15	45260
90					28	60760	16	54570
95					30	72140	18	65290
100					32	84810	18	76880

Таблица 7

**Значения моментов сопротивления W_u для сечений
с прямоугольными шлицами**

d, мм	Серия											
	легкая				средняя				тяжелая			
	D, мм	b, мм	z	$W_u, \text{мм}^3$	D, мм	b, мм	z	$W_u, \text{мм}^3$	D, мм	b, мм	z	$W_u, \text{мм}^3$
18	-	-	-	-	22	4	6	741	23	2,5	10	790
21	-	-	-	-	25	5	6	1081	26	3	10	1131
23	26	6	6	1367	28	6	6	1502	29	4	10	1650
26	30	6	6	1966	32	6	6	2100	32	4	10	2190
28	32	7	6	2480	34	7	6	2660	35	4	10	2720
32	36	6	8	3630	38	6	8	3870	40	5	10	4190
36	40	7	8	5130	42	7	8	5660	45	5	10	5710
42	46	8	8	8000	48	8	8	8410	52	6	10	8220
46	50	9	8	10460	54	9	8	11500	56	7	10	11900
52	58	10	8	15540	60	10	8	16130	60	5	16	16120
56	62	10	8	18940	65	10	8	19900	65	5	16	19900
62	68	12	8	25800	72	12	8	27600	72	6	16	27600
72	78	12	10	40300	82	12	10	43000	82	7	16	42300
82	88	12	10	57800	92	12	10	60500	92	6	20	60560

Таблица 8

Значения моментов сопротивления W_u и W_k для сечений

с пазом для призматической шпонки

d, мм	bхh, мм	W _н , мм ³	W _к , мм ³	d, мм	bхh, мм	W _н , мм ³	W _к , мм ³
20		655	1440	45		7800	16740
21	6х6	770	1680	48	14х9	9620	20500
22		897	1940	50		10916	23695
24		1192	2599	53		12869	28036
25		1275	2810	55	16х10	14510	30800
26	8х7	1453	3180	56		15290	33265
28		1854	4090	60	18х11	18760	40000
30		2320	4970	63		21938	47411
32		2730	5940	67		26180	56820
34	10х8	3330	7190	70	20х12	30200	63800
36		4010	8590	71		31549	68012
38		4775	10366	75		37600	79000
				80	22х14	45110	97271

11.2. Расчет на сопротивление усталости

Расчет на сопротивление усталости. Ниже рассмотрен упрощенный расчет при регулярном нагружении (при постоянстве параметров цикла нагружений в течение всего времени эксплуатации).

Расчет на сопротивление усталости выполняют в форме проверки коэффициента S запаса прочности. Прочность считают обеспеченной, если $S \geq [S]$, где $[S]$ - минимально допустимое значение общего коэффициента запаса прочности. Значения $[S]$ принимают в диапазоне $[S] = 1,5 \dots 2,5$.

Для опасного сечения вычисляют **общий коэффициент S запаса прочности:**

$$S = S_{\sigma} S_{\tau} / \sqrt{S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2} \quad (11.11)$$

где S_{σ} и S_{τ} коэффициенты запаса по нормальным и касательным напряжениям;

$$S_{\sigma} = \sigma_{-1D} / (\sigma_a + \psi_{\sigma D} \cdot \sigma_m); \quad (11.12)$$

$$S_{\tau} = \tau_{-1D} / (\tau_a + \psi_{\tau D} \cdot \tau_m); \quad (11.13)$$

где σ_a и τ_a амплитуды напряжений цикла;

σ_m и τ_m – средние напряжения цикла;

$\psi_{\sigma D}$ и $\psi_{\tau D}$ коэффициенты чувствительности к асимметрии цикла напряжений для рассматриваемого сечения вала.

Напряжения в опасном сечении вычисляют по формулам:

$$\sigma_a = 10^3 M / W_w; \quad \sigma_m = Fa / A; \quad (11.14)$$

$$\tau_a = 10^3 T / (2W_k); \tau_m = \tau_a$$

(11.15)

где $M = \sqrt{M_x^2 + M_y^2}$ – результирующий изгибающий момент, Нм;

F_a – осевая сила, Н;

A – площадь поперечного сечения, мм²;

T – крутящий момент, Нм;

W_u и W_k – моменты сопротивления сечения вала при изгибе и кручении, мм³.

Коэффициенты чувствительности к асимметрии цикла напряжений для рассматриваемого сечения вала:

$$\psi_{\sigma D} = \psi_{\sigma} / K_{\sigma D}; \psi_{\tau D} = \psi_{\tau} / K_{\tau D}$$

(11.16)

где ψ_{σ} и ψ_{τ} – коэффициенты чувствительности материала к асимметрии цикла напряжений (см. табл. 1).

Пределы выносливости вала в рассматриваемом сечении

$$\sigma_{-1D} = \sigma_{-1} / K_{\sigma D}; \tau_{-1D} = \tau_{-1} / K_{\tau D};$$

(11.17)

где σ_{-1} и τ_{-1} – пределы выносливости гладких образцов при симметричном цикле изгиба и кручения (см. табл. 1);

$K_{\sigma D}$ и $K_{\tau D}$ – коэффициенты снижения предела выносливости:

$$K_{\sigma D} = (K_{\sigma} / K_{d\sigma} + 1 / K_{F\sigma} - 1) / K_v;$$

(11.18)

$$K_{\tau D} = (K_{\tau} / K_{d\tau} + 1 / K_{F\tau} - 1) / K_v;$$

(11.19)

где K_{σ} и K_{τ} – эффективные коэффициенты концентрации напряжений;

$K_{d\sigma}$ и $K_{d\tau}$ – коэффициенты влияния абсолютных размеров поперечного сечения (табл. 9);

K_v – коэффициент влияния поверхностного упрочнения (табл. 10);

$K_{F\sigma}$ и $K_{F\tau}$ – коэффициенты влияния шероховатости поверхности (табл. 11).

Таблица 9

Коэффициенты влияния абсолютных размеров поперечного сечения

Напряженное Состояние и материал	$K_{d\sigma}$ и $K_{d\tau}$ при диаметре вала d , мм						
	20	30	40	50	70	100	200
Изгиб для углеродистой стали	0,92	0,88	0,85	0,81	0,76	0,71	0,61
Изгиб для легированной стали	0,83	0,77	0,73	0,70	0,65	0,59	0,52

<i>Кручение для всех сталей</i>	0,83	0,77	0,73	0,70	0,65	0,59	0,52
---------------------------------	------	------	------	------	------	------	------

Таблица 10

Коэффициенты влияния поверхностного упрочнения

Вид упрочнения поверхности вала	Значения K_σ при K_τ		
	1,0	1,1 ... 1,5	$\geq 1,8$
Закалка ТВЧ	1,3 ... 1,6	1,6 ... 1,7	2,4 ... 2,8
Азотирование	1,15 ... 1,25	1,3 ... 1,9	2,0 ... 3,0
Накатка роликом	1,2 ... 1,4	1,5 ... 1,7	1,8 ... 2,2
Дробеструйный наклеп	1,1 ... 1,3	1,4 ... 1,5	1,6 ... 2,5

При действии в расчетном сечении нескольких источников концентрации напряжений учитывают наиболее опасный из них (с наибольшим значением $K_{\sigma D}$ или $K_{\tau D}$).

Значения коэффициентов K_σ и K_τ берут из таблиц: для ступенчатого перехода с галтелью (рис. 22, а-в) – табл. 13 для валов с поперечным отверстием – табл. 12; ее шпоночным пазом – табл. 14; для шлицевых и резьбовых участков валов – табл. 15.

Для оценки концентрации напряжений в места: установки на валу деталей с натягом используют отношения $K_\sigma / K_{d\sigma}$ или $K_\tau / K_{d\tau}$ (табл. 16).

Таблица 11

Коэффициенты влияния шероховатости поверхности

Вид механической обработки	Параметр шероховатости R_a , мкм	$K_{F\sigma}$ при σ_B , МПа		$K_{F\tau}$ при σ_B , МПа	
		≤ 700	> 700	≤ 700	> 700
Шлифование тонкое	До 0,2	1	1	1	1
Обтачивание тонкое	0,2 ... 0,8	0,99 ... 0,93	0,99 ... 0,91	0,99 ... 0,96	0,99 ... 0,95
Шлифование чистовое	0,8 ... 1,6	0,93 ... 0,89	0,91 ... 0,86	0,96 ... 0,94	0,95 ... 0,92
Обтачивание чистовое	1,6 ... 3,2	0,89 ... 0,86	0,86 ... 0,82	0,94 ... 0,92	0,92 ... 0,89

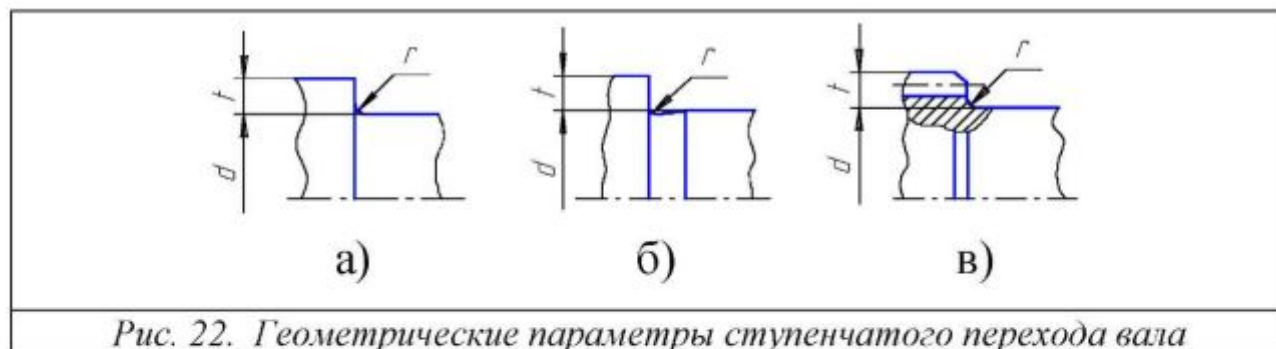


Таблица 12

Эффективные коэффициенты концентрации напряжений для валов с поперечным отверстием

σ_B , МПа	K_σ при изгибе и a/d		K_σ при растяжении-сжатии	K_τ
	0,05 ... 0,1	0,15 ... 0,25		
500	1,9	1,7	1,75	1,7
700	2,0	1,8	1,85	1,8
900	2,15	1,9	1,95	1,9
1200	2,3	2,0	2,1	2,0

Таблица 13

Эффективные коэффициенты концентрации напряжений K_σ и K_τ для ступенчатого перехода с галтелью

t/r	r/d	K_σ при σ_B , МПа				K_τ при σ_B , МПа			
		500	700	900	1200	500	700	900	1200
1	0,01	1,35	1,4	1,45	1,5	1,3	1,3	1,3	1,3
	0,02	1,45	1,5	1,55	1,6	1,35	1,35	1,4	1,4
	0,03	1,65	1,7	1,8	1,9	1,4	1,45	1,45	1,5
	0,05	1,60	1,7	1,8	1,95	1,45	1,45	1,5	1,55
	0,10	1,45	1,55	1,65	1,85	1,4	1,4	1,45	1,5
2	0,01	1,55	1,6	1,65	1,7	1,4	1,4	1,45	1,45
	0,02	1,8	1,9	2,0	2,15	1,55	1,6	1,65	1,7
	0,03	1,8	1,95	2,05	2,25	1,55	1,6	1,65	1,7
	0,05	1,75	1,9	2,0	2,2	1,6	1,6	1,65	1,75
3	0,01	1,9	2,0	2,1	2,2	1,55	1,6	1,65	1,75
	0,02	1,95	2,1	2,2	2,4	1,6	1,7	1,75	1,85
	0,03	1,95	2,1	2,25	2,45	1,65	1,75	1,75	1,9
5	0,01	2,1	2,25	2,35	2,5	2,2	2,3	2,4	2,6
	0,02	2,15	2,3	2,45	2,65	2,1	2,15	2,25	2,4

Таблица 14

Эффективные коэффициенты концентрации напряжений для валов со шпоночным пазом

σ_B , МПа	K_σ при выполнении паза фрезой		K_τ
	концевой	дисковой	
500	1,8	1,5	1,4
700	2,0	1,55	1,7
900	2,2	1,7	2,05
1200	2,65	1,9	2,4

Таблица 15

**Эффективные коэффициенты концентрации напряжений
для шлицевых и резьбовых участков валов**

σ_B , МПа	K_σ для		K_τ для шлицев		K_τ для резьбы
	шлицев	резьбы	прямобоочных	эвольвентных	
500	1,45	1,8	2,25	1,43	1,35
700	1,6	2,2	2,5	1,49	1,7
900	1,7	2,45	2,65	1,55	2,1
1200	1,75	2,9	2,8	1,6	2,35

Таблица 16

**Характеристики влияния концентрации напряжений и масштабного
фактора в местах установки на валу деталей с натягом**

Диаметр вала d, мм	$K_\sigma / K_{d\sigma}$ при σ_B , МПа				$K_\tau / K_{d\tau}$ при σ_B , МПа			
	500	700	900	1200	500	700	900	1200
30	2,6	3,3	4,0	5,1	1,5	2,0	2,4	3,05
40	2,75	3,5	4,3	5,4	1,65	2,1	2,6	3,25
50	2,9	3,7	4,5	5,7	1,75	2,2	2,7	3,4
60	3,0	3,85	4,7	5,95	1,8	2,3	2,8	3,55
70	3,1	4,0	4,85	6,15	1,85	2,4	2,9	3,7
80	3,2	4,1	4,95	6,3	1,9	2,45	3,0	3,8
90	3,3	4,2	5,1	6,45	1,95	2,5	3,05	3,9
100	3,35	4,3	5,2	6,6	2,0	2,55	3,1	3,95

Примечание. При установке с натягом колец подшипников табличное значение следует умножить на 0,9.