

Филиал федерального государственного бюджетного образовательного учреждения
высшего образования "Белгородский государственный технологический университет
им. В.Г. Шухова" в г. Новороссийске



УЧЕБНО-МЕТОДИЧЕСКОЕ ПОСОБИЕ
ВЫПОЛНЕНИЕ И ОФОРМЛЕНИЕ КУРСОВОЙ РАБОТЫ
ПО ДИСЦИПЛИНЕ
«ДЕТАЛИ МАШИН И ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ»

Разработано для студентов, проходящих обучение по направлению
подготовки «Наземные транспортно-технологические комплексы»,
профиль - подъемно-транспортные, строительные, дорожные машины
и оборудование, квалификация – бакалавр

Преподаватель-консультант: доктор технических наук, профессор
Ульянов Александр Геннадьевич

Новороссийск

2024 г.

Оглавление

Введение	4
1. Содержание курсовой работы и методические указания к ее выполнению и оформлению	5
1.1. Последовательность работы	5
1.2. Защита работы	6
2. Общие понятия и принципы конструирования	7
2.1. Разработка конструктивных форм машины и их размерного описания ..	8
2.2. Приводы машин	9
2.3. Подбор электродвигателя в приводе	10
3. Конструирование зубчатых передач и редукторов	14
3.1. Выбор материала и вида термообработки. Расчет допустимых напряжений	15
3.2. Конструирование цилиндрической передачи редуктора	18
3.2.1. Общие положения	18
3.2.2. Последовательность расчета закрытых цилиндрических передач ..	19
3.2.3. Конструкция цилиндрических зубчатых колес	24
3.3. Конструирование конической передачи редуктора	28
3.3.1. Последовательность расчета конической передачи редуктора	29
3.3.2. Конструкция конических зубчатых колес	32
4. Конструирование червячных редукторов	33
4.1. Конструирование червячных передач	33
4.1.1. Последовательность расчета червячной передачи редуктора	34
4.1.2. Конструкция червячных колес	44
4.1.3. Конструкция червяков червячных передач	45
4.1.4. Допуски формы и расположения поверхностей для деталей червячной передачи	46
4.2. Система смазки червячных редукторов	47
4.3. Система охлаждения червячных редукторов	49
5. Конструирование передач с гибкой связью	49
5.1. Конструирование ременных передач	49
5.1.1. Последовательность расчета ременных передач	50
5.1.2. Конструкция шкивов ременных передач	54
5.2. Конструирование цепных передач	56
5.2.1. Последовательность расчета цепной передачи	56
5.2.2. Конструирование звездочек цепных передач	59

6. Конструирование вспомогательных устройств привода	61
6.1. Ориентировочный расчёт валов	61
6.2. Эскизная компоновка редуктора	62
6.2.1. Двухступенчатый цилиндрический редуктор	63
6.2.2. Двухступенчатый цилиндрический соосный редуктор	65
6.2.3. Коническо-цилиндрический редуктор	66
6.2.4. Червячный редуктор	68
6.3. Расчет валов привода по эквивалентному моменту	70
6.3.1. Расчет валов коническо-цилиндрического редуктора	70
6.3.2. Расчет валов зубчато-червячного редуктора	77
6.4. Конструирование подшипниковых узлов	84
6.4.2. Выбор схемы установки подшипников	87
6.4.3. Конструирование стаканов	90
6.4.4. Смазка подшипниковых узлов	91
6.4.5. Конструирование крышек подшипниковых узлов редукторов	94
6.5. Выбор муфт	96
6.6. Конструирование шпоночных и шлицевых соединений	101
6.6.1. Шпоночные соединения	101
6.6.2. Шлицевые соединения	102
7. Корпусные детали	104
7.1. Общие рекомендации	104
7.2. Конструирование элементов корпуса редуктора	106
7.3. Система смазки редуктора	109
Вопросы для подготовки к защите работы	113
Список рекомендуемой литературы	116
Заключение	117
Список использованной литературы и источников	118
Приложение А. Основные размеры электродвигателей серии АИР исполнения IM 1081	120
Приложение Б. Подшипники шариковые радиальные однорядные	121
Приложение В. Примеры выполнения чертежей	122

Введение

Номер варианта для заочников – сумма последних двух цифр зачетной книжки.

В ряду средств, обеспечивающих технологические процессы, важнейшая роль принадлежит машинам. В связи с интенсивным качественным изменением существующих технологических процессов и созданием новых процессов конструкции машин непрерывно совершенствуются, создаются их новые разновидности.

Для максимально эффективного использования машинного парка в современном производстве инженер должен владеть основами общего машиноведения, должен представлять себе не только общие принципы устройства механизмов, но и принципы их проектирования.

Комплекс указанных вопросов в той степени, в которой они необходимы инженерам рассмотрен в курсе «Детали машин и основы конструирования».

Выполнением данной курсовой работы завершается общетехнический цикл подготовки.

Целями курсового проектирования является:

- систематизация, углубление и закрепление знаний, полученных при изучении теоретического курса;
- ознакомление с конструкциями типовых деталей и узлов;
- приобретение знания современных правил, норм и методов конструирования машин и механизмов;
- привитие навыков самостоятельного решения инженерно-технических задач при расчете и конструировании механизмов и деталей общего назначения на основе ранее полученных знаний по всем предшествующим общеобразовательным и общетехническим дисциплинам;
- привитие навыков защиты самостоятельно принятого технического решения.

В качестве объекта для курсовой работы выбран редуктор (цилиндрический, конический или червячный), так как в редукторе сочетаются основные детали, изучаемые в теоретическом курсе, а кинематические схемы и конструкции редукторов различной сложности представляют собой хороший материал для овладения элементарными приемами решения конструкторских задач.

Учебно-методическое пособие разработано для студентов, проходящих обучение по направлению подготовки «Наземные транспортно-технологические комплексы», профиль - подъемно-транспортные, строительные, дорожные машины и оборудование, квалификация – бакалавр и дополняет методическое обеспечение по разделу «Детали машин и основы конструирования» учебных дисциплин для облегчения ее освоения.

1. Содержание курсовой работы и методические указания к его выполнению и оформлению

Тематика работы составлена так, чтобы можно было освоить основы проектирования элементов машин: передач, соединений, муфт, подшипниковых узлов и т.д. В соответствии с этим в технических заданиях чаще всего назначается проектирование приводных устройств транспортных механизмов. В чертеже конструкции каждый элемент, размер и даже линия должны быть продуманы и обоснованы. Расчёты и чертежи изделия при конструировании выполняются параллельно.

Курсовой проект состоит из 3 листов чертежей формата А1 (см. приложение В), компоновочных схем и эскизных чертежей на миллиметровой бумаге, расчётно-пояснительной записки. Один лист отводят разработке сборочного чертежа редуктора, второй – общему виду привода и третий – рабочим чертежам деталей. К сборочному чертежу редуктора и общему виду привода составляется спецификация на листах формата А4.

Все чертежи курсовой работы выполняются в соответствии с общими правилами оформления чертежей, которые регламентированы требованиями ЕСКД. На машиностроительных чертежах особенно важны разрезы, поясняющие внутреннее устройство машины, её узлов и деталей.

Расчётно-пояснительная записка – документ, содержащий описание устройства изделия, обоснования принятых при разработке технических решений, энергетические и кинематические расчёты, расчёты деталей по критериям работоспособности, правила эксплуатации изделия и т.п.

Применительно к курсовой работе расчётно-пояснительная записка должна содержать:

- 1) титульный лист;
- 2) оглавление;
- 3) техническое задание по проекту;
- 4) энергетические и кинематические расчёты привода;
- 5) расчёты, относящиеся к определённым элементам приводного устройства;
- 6) обоснования решений, которые принимаются конструктивно;
- 7) спецификаций.

Пояснительную записку окончательно оформляют на основании черновой записки, которую составляют в процессе проектирования. Поэтому черновые записки рекомендуется вести аккуратно, подробно, сопровождая ссылками на литературу.

Расчётно-пояснительная записка должна быть написана чётким почерком или отпечатана на одной стороне листа формата А4 (297×210мм) через полтора интервала с соблюдением следующих размеров полей: левая – не менее 30 мм, правая – 10-15 мм, верхняя – не менее 15 мм, нижняя – не менее 20 мм.

1.1. Последовательность работы

Работу рекомендуется выполнять в следующем порядке.

1. Ознакомление с заданием. Подбор литературы, необходимой для проектирования. Изучение аналогичных конструкций по учебным пособиям, атласам, руководствам и т.п.

2. Определение действительного передаточного числа привода и проведение кинематического расчёта привода.

3. Расчет всех передач, входящих в кинематическую схему привода. Изменяя материал зубчатых или червячных колёс и технологию их изготовления, уточняя и изменяя значения расчётных коэффициентов и передаточных чисел соответствующих ступеней, путём повторных расчётов можно добиться лучшей конструкции рассчитываемых передач.

4. Определение усилий, действующих в передачах.

5. Ориентировочный расчёт валов с учётом только передаваемого крутящего момента, предварительный выбор подшипников, определение размеров элементов корпуса (толщины стенки и пр.)

6. Выполнение эскизной компоновки основных деталей редуктора на миллиметровой бумаге. При этом вычерчиваются в зацеплении все рассчитанные передачи, валы, подшипниковые узлы, размещенные в стенках корпуса, детали, необходимые для предотвращения или ограничения осевого перемещения зубчатых или червячных колес на валах. Эскизная компоновка позволяет определить ориентировочное расстояние между двумя подшипниками вала (между серединами подшипников) и тем самым подготовить расчетную схему вала.

7. Составление расчетных схем валов и определение суммарных реакций их опор, окончательный расчет и подбор подшипников валов и выполнение проверочного расчета валов на статическую прочность и выносливость по опасным сечениям. По окончательно принятым диаметрам валов расчет шпоночных и шлицевых соединений.

8. Выполнение чертежей общего вида привода, сборочного чертежа редуктора и рабочих чертежей деталей редуктора.

9. Подготовка расчетно-пояснительной записки проекта и спецификаций к чертежам.

10. После проверки руководителем работа допускается к защите при положительной рецензии. При отрицательной рецензии проект возвращается на исправление.

1.2. Защита курсовой работы

Обучающийся допускается к защите курсовой работы, если преподавателем подписаны все чертежи, расчетно-пояснительная записка и дано положительное заключение.

Защита работы является завершающим этапом проектирования и состоит из доклада и ответов на вопросы членов комиссии, принимающих работу. Доклад и ответы должны быть краткими и чёткими. За весь ограниченный промежуток времени (3-5 минут) обучающийся должен доложить содержание задания и его реализацию в своей работе.

Для успешной защиты курсовой работы обучающийся, должен хорошо разбираться в своей работе, т.е. уметь объяснить устройство разработанного изделия, обосновать принятые конструктивные и технические решения. Проектант должен чётко представлять назначение каждой линии и надписи на своём чертеже, каждой подробности конструкции и расчёта, уметь объяснить порядок разборки-сборки любого узла, регулировки подшипника и зацеплений, последовательность передачи нагрузки с одной детали на другую и т.п. Применительно к пояснительной записке необходимо дать обоснование принятым материалам и термообработке, назначенным степеням точности, составленным расчётным схемам, использованным методам расчёта, прокомментировать расчётные формулы и т.д.

При оценке курсовой работы учитываются следующие показатели:

1. Качество конструкции (простота конструкции, компактность, удобство сборки, регулировки и т.п.).
2. Полнота чертёжной проработки конструкции (достаточное количество проекций, разрезов, сечений, размеров и т.п.).
3. Оформление чертежей и расчетно-пояснительной записки (тщательность, аккуратность, чёткость выполнения, соблюдение требований ЕСКД и ЕСДП).
4. Сложность проекта и самостоятельность при проектировании (отсутствие прототипов подобных конструкций, многовариантность расчётов, наличие элементов исследования и т.д.).

2. Общие понятия и принципы конструирования

Разработка новых изделий осуществляется путем проектирования и конструирования. Проектирование и конструирование являются процессами взаимосвязанными, дополняющими друг друга.

Проектирование предшествует конструированию и представляет собой поиск научно обоснованных, технически осуществимых и экономически целесообразных инженерных решений.

Конструированием создается конкретная, однозначная конструкция изделий. В процессе конструирования создается изображение и виды изделия, рассчитывается комплекс размеров с допускаемыми отклонениями, выбирается соответствующий материал, устанавливаются требования к шероховатости поверхностей, технические требования к изделию и его частям, создается техническая документация. Конструирование опирается на результаты проектирования и уточняет все инженерные решения, принятые при проектировании. Создаваемая в процессе конструирования техническая документация должна обеспечить перенос всей конструкторской информации на изготавливаемое изделие.

Основные требования, предъявляемые к конструируемой машине: **работоспособность, надежность, технологичность, экономичность и эргономичность.**

Работоспособными называются детали, выходные параметры которых отвечают условиям, оговорённым при их конструировании.

Надежность – способность детали сохранять свои выходные параметры в установленных пределах в течение заданного промежутка времени.

Технологичными называются детали, затраты средств, времени и труда на изготовление которых минимальны.

Экономичность детали определяется затратами на её проектирование, изготовление и последующую эксплуатацию.

Эргономичность – свойство изделия иметь современную эстетичную форму и отделку, а также обеспечивать удобство в обращении при их эксплуатации и обслуживании.

Оптимальное удовлетворение совокупности описанных требований и определяет как квалификацию конструктора, так и уровень проектирования в целом.

Исходя из этого, в процессе конструирования изделия необходимо руководствоваться следующими принципами:

а) исходным документом является техническое задание, отступление от него недопустимо;

б) в конструкции все детали и сборочные единицы должны обладать одинаковой степенью соответствия требованиям надежности, точности, художественного конструирования;

в) конструируемое изделие должно иметь рациональную компоновку сборочных единиц, обеспечивающую малые габариты, удобство сборки, регулировки, замены деталей или сборочных единиц при ремонте;

г) при создании новых машин необходимо соблюдать конструктивную преемственность и модульный принцип;

д) конструируемая машина должна отвечать требованиям унификации и стандартизации.

2.1. Разработка конструктивных форм машины и их размерного описания

Процесс создания машины начинается с разработки технического задания на ее проектирование. В техническом задании формулируется служебное назначение машины и определяются основные и дополнительные показатели ее качества в виде списка требований, которым будущая машина должна удовлетворять.

Любая машина выполняет свое служебное назначение при помощи набора исполнительных поверхностей. При проектировании конструктор определяет состав и вид исполнительных поверхностей. Для того чтобы машина могла выполнять все поставленные задачи, между ее исполнительными поверхностями необходимо обеспечить ряд связей: кинематические, динамические, размерные и др. К числу связей относят и свойства материалов, из которых изготовлены детали машин. Некоторые связи действуют только в процессе работы машин (кинематические), другие же имеются и в недействующей машине (размерные). Но возможности реализации и тех, и других должны закладываться в машину уже в процессе ее проектирования. Поэтому важнейшим этапом работы конструктора

является выбор всех необходимых видов связей между исполнительными поверхностями. Так, например, для осуществления движения ленты в транспортирующей машине необходимо установить кинематическую связь между поверхностью приводного барабана и валом электродвигателя, а также определить размерные связи, обеспечивающие эту реализацию. Используя расчетные зависимости, конструктор разрабатывает форму деталей, осуществляющих каждую связь, и рассчитывает их основные размеры. Итак, вначале процесса проектирования конструктор имеет формулировку задачи, для решения которой создается машина, и набор показателей, которые в физических величинах описывают функцию машины, результат и условия ее работы. На выходе результат конструкторской работы подается в виде конструктивных форм и размеров деталей из различных материалов. Весь процесс проектирования можно представить себе как процесс последовательного преобразования исходной информации о машине, содержащейся в техническом задании, в размерную информацию о конструктивной форме деталей из разных материалов и об их взаимном расположении в машине.

2.2. Приводы машин

Выполнение курсовой работы по дисциплине «Детали машин и основы конструирования» призвано выработать умение использовать ранее полученные теоретические знания при решении инженерных задач и приобрести навыки конструкторской разработки.

Тематика курсовой работы имеет вид комплексной инженерной задачи, для решения которой необходимо выполнить кинематические, силовые и энергетические расчеты, произвести выбор материалов, вид термообработки и выполнить расчеты на прочность, жесткость, долговечность, тепловой режим, решить вопросы конструирования и оформления конструкторской документации в виде сборочных и рабочих чертежей, составить спецификации, назначить технические условия.

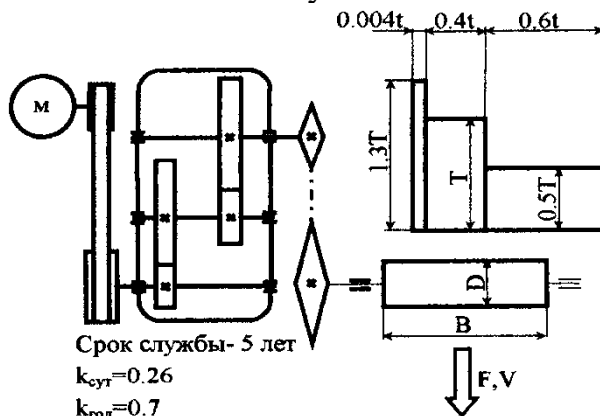


Рис. 1 Техническое задание на курсовую работу: кинематическая схема и график нагрузки

Этим требованиям отвечают такие объекты проектирования, как, например, приводы машин транспортирующего оборудования. В такие

приводы входят редукторы общего назначения, при конструировании которых возможно закрепление большинства тем курса «Детали машин и основы конструирования». Пример кинематической схемы технического задания дан на рис . 1.

2.3. Подбор электродвигателя в приводе

Основной задачей на этапе конструирования привода является минимизация его стоимости и габаритных размеров при обеспечении надежности и технологичности. Это достигается оптимальным соотношением параметров привода и электродвигателя по рекомендуемым значениям передаточных чисел всех его элементов, которые основаны на опыте инженерной практики.

Исходным документом при проектировании является техническое задание.

Отступление от него без согласования с преподавателем-консультантом недопустимо.

Методика подбора электродвигателя

Исходные данные:

F – тяговое усилие на исполнительном органе, кН;

V – линейная скорость исполнительного органа, м/с;

D – диаметр приводного органа.

1. Составить кинематическую схему привода согласно заданию (рис. 2).

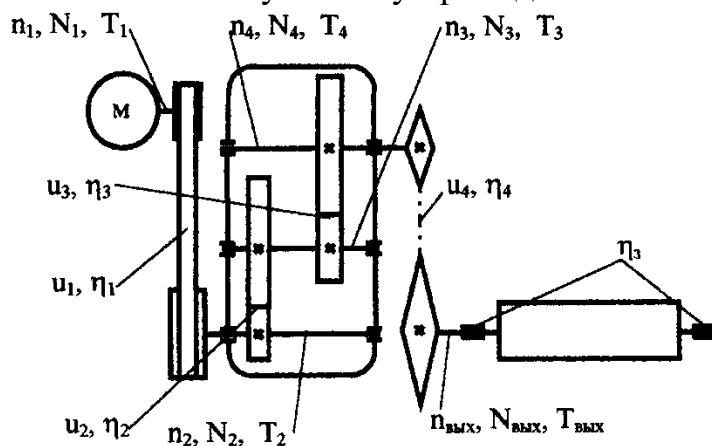


Рис. 2. Кинематическая схема привода

Ввести обозначения:

n_1, n_2, \dots, n_n – частоты вращения валов;

N_1, N_2, \dots, N_n – передаваемые мощности на соответствующих валах;

U_1, U_2, \dots, U_n – передаточные числа элементов привода;

$\eta_1, \eta_2, \dots, \eta_n$ – КПД элементов привода

2. Определить частоту вращения выходного вала привода $n_{\text{вых}} = \frac{60V}{\pi \cdot D}$,

об/мин.

3. Определить ориентировочное значение передаточного числа привода на основании рекомендаций, представленных в табл. : $U' = U_1 \cdot U_2, U_3, \dots, U_n$, где U_1 – передаточное число первой передачи привода; U_2, U_3 – передаточные числа второй и третьей ступеней привода.

Таблица 1

Рекомендуемые значения передаточных чисел
для различных понижающих передач

Вид передачи (редуктора)	Рекомендуемое передаточное число
Редуктор цилиндрический (конический) одноступенчатый	1-й ряд: 1,60; 2,00; 2,50; 3,15; 4,00; 5,00; 6,30. 2-й ряд: 1,80; 2,24; 2,80; 3,55; 4,50; 5,60.
Редуктор цилиндрический двухступенчатый	12,5 ... 31,5
Редуктор коническо-цилиндрический двухступенчатый ступенчатый	10 ... 30
Редуктор червячный одноступенчатый	1-й ряд : 8; 10; 12,5; 16; 20; 25; 31,5; 40; 50; 63. 2-й ряд : 9; 11,2; 14; 18; 22,4; 28; 35,5; 45; 56; 71.
Редуктор цилиндрическо-червячный	30 ... 200
Зубчатая цилиндрическая передача (открытая)	1 ... 3,15
Цепная	1,5 ... 4
Ременная	2 ... 4

Рекомендуемый порядок подбора двигателя:

– по табл. выбрать рекомендуемые значения передаточного числа редуктора и остальных передач привода, не входящих в редуктор;

– по табл. 2 провести разбивку передаточных чисел редуктора по ступеням.

Таблица 2

Рекомендуемые соотношения передаточных чисел по ступеням редукторов

Тип зубчатой передачи (редуктора)	Схема	Передаточные отношения (числа)	
		U_B	U_T
Двухступенчатый по развернутой схеме		$\frac{U_{ред}}{U_T}$	$0,88 \cdot \sqrt{U_{ред}}$
Двухступенчатый соосный		$\frac{U_{ред}}{U_T}$	$0,9 \cdot \sqrt[3]{U_{ред}}$

Тип зубчатой передачи (редуктора)	Схема	Передаточные отношения (числа)	
		U_B	U_T
Двухступенчатый соосный с внутренним зацеплением		$2 \cdot \sqrt[3]{U_{ред}}$	$\frac{U_{ред}}{U_B}$
Коническо-цилиндрический		$\frac{U_{ред}}{U_T}$	$0,63 \cdot \sqrt[3]{U_{ред}^2}$
Цилиндрическо-червячный		2-3	$\frac{U_{ред}}{U_B}$
Червячно-цилиндрический		$\frac{U_{ред}}{U_T}$	4-5

4. Определить ориентировочное значение частоты вращения вала двигателя

$$n'_{дв} = U' \cdot n_{вых}, \text{ об/мин.}$$

5. Определить коэффициент полезного действия (КПД) привода

$$\eta = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \dots \cdot \eta_n$$

Значения КПД отдельных элементов выбрать по табл. 3.

Таблица 3

Значения КПД механических передач

Тип передачи	Закрытая	Открытая
Зубчатая цилиндрическая	0,98	0,96
коническая	0,97	0,95
Червячная, при передаточном числе:		
свыше 30	0,8	0,7
свыше 14 до 30	0,85	0,75
свыше 8 до 14	0,9	0,8

Ременная (все типы)		0,95
Цепная		0,92
Муфта соединительная		0,98
Подшипники качения (одна пара)	0,99	
Подшипники скольжения (одна пара)	0,98	

6. Определить потребную мощность двигателя

$$N_{\text{э}} = \frac{F \cdot V}{\eta}, \text{ кВт.}$$

7. Выбрать асинхронный электродвигатель (табл. 4) мощностью $N_{\text{дв}} \geq N_{\text{э}}$ с частотой вращения вала, близкой к $n'_{\text{дв}}$. Выписать параметры двигателя $N_{\text{дв}}$ и $n_{\text{дв}}$ и его установочные и габаритные размеры (приложение А).

Таблица 4

Электродвигатели асинхронные закрытые обдуваемые (технические данные)

Тип электродвигателя	Мощность, кВт	Частота вращения, мин ⁻¹	$\frac{M_{\text{пуск}}}{M_{\text{ном}}}$	$\frac{M_{\text{max}}}{M_{\text{ном}}}$	Тип электродвигателя	Мощность, кВт	Частота вращения, мин ⁻¹	$\frac{M_{\text{пуск}}}{M_{\text{ном}}}$	$\frac{M_{\text{max}}}{M_{\text{ном}}}$
$n=3000 \text{ мин}^{-1}$					$n=1500 \text{ мин}^{-1}$				
4A71A2	0,75	2840	2,0	2,2	4A71A4	0,55	1390	2,0	2,2
4A71B2	1,1	2810	2,0	2,2	4A71B4	0,75	1390	2,0	2,2
4A80A2	1,5	2850	2,1	2,6	4A80A4	1,1	1420	2,0	2,2
4A80B2	2,2	2850	2,1	2,6	4A80B4	1,5	1415	2,0	2,2
4A90L2	3,0	2840	2,1	2,5	4A90L4	2,2	1425	2,1	2,4
4A100S2	4,0	2880	2,0	2,5	4A100S4	3,0	1435	2,0	2,4
4A100L2	5,5	2880	2,0	2,5	4A100L4	4,0	1430	2,0	2,4
4A112M2	7,5	2900	2,0	2,8	4A112M4	5,5	1445	2,0	2,2
4A132M2	11,0	2900	1,7	2,8	4A132S4	7,5	1455	2,2	3,0
4A160S2	15,0	2940	1,4	2,2	4A160S4	15,0	1465	1,4	2,3
4A160M2	18,5	2940	1,4	2,2	4A160M4	18,5	1465	1,4	2,3
4A180M2	30,0	2945	1,4	2,5	4A180S4	22,0	1470	1,4	2,3
$n=1000 \text{ мин}^{-1}$					$n=750 \text{ мин}^{-1}$				
4A71A6	0,37	910	2,0	2,2	4A71B3	0,25	680	1,6	1,7
4A71B5	0,55	900	2,0	2,2	4A80AA8	0,37	675	1,6	1,7
4A80A6	0,75	915	2,0	2,2	4A80B8	0,55	700	1,6	1,7
4A80B6	1,1	920	2,0	2,2	4A90LA8	0,75	700	1,6	1,9
4A90L6	1,5	935	2,0	2,2	4A90LB8	1,1	700	1,6	1,9
4A100L6	2,2	950	2,0	2,2	4A100L8	1,5	700	1,6	1,9
4A112MB6	3,0	955	2,0	2,5	4A112M	2,2	700	1,9	2,2
4A112MB6	4,0	950	2,0	2,5	4A112	3,0	700	1,9	2,2
4A132MMB6	5,5	965	2,0	2,5	4A132M8	4,0	720	1,9	2,6
4A132M6	7,5	970	2,0	2,5	4A132M8	5,5	720	1,9	2,6
4A160S6	11,0	975	1,2	2,0	4A160S6	7,5	730	1,4	2,2
4A160M6	15,0	975	1,2	2,0	4A160M8	11,0	730	1,4	2,2
4A180M5	18,5	975	1,2	2,0	4A180M8	15,0	730	1,2	2,0

8. Определить действительное передаточное число привода

$$U = \frac{n_{\text{дв}}}{n_{\text{вых}}}$$

9. Провести сравнение действительного передаточного числа привода и ранее принятого ориентировочного (см. п. 3): $U = U'$, если "нет", т.е. расхождение более 5%, то необходимо перейти к пункту № 3.

10. Провести корректировку передаточных чисел привода – в первую очередь за счет ременных, цепных и открытых зубчатых передач.

11. Определить частоту вращения всех валов привода:

$$n_1 = n_{\text{дв}}; \quad n_2 = \frac{n_1}{U_1}; \quad n_3 = \frac{n_2}{U_2}; \dots, n_n = \frac{n_{n-1}}{U_{n-1}},$$

где $n_{\text{дв}}$ – синхронная (теоретическая) частота вращения вала двигателя.

12. Определить передаваемые валами мощности $N_1 = N_3$; $N_2 = N_1 \cdot \eta_1 \cdot \eta_n$; $N_3 = N_2 \cdot \eta_2 \cdot \eta_n$ и т.д., η_n – КПД подшипников.

13. Определить крутящие моменты на каждом валу привода

$$T_1 = 9555 \cdot 10^3 \frac{N_1}{n_1}, \text{ Н}\cdot\text{мм}; \quad T_2 = 9555 \cdot 10^3 \frac{N_2}{n_2}, \text{ Н}\cdot\text{мм}, \text{ и т.д.}$$

3. Конструирование зубчатых передач и редукторов

Основной причиной выхода из строя зубчатых колес является повреждение зубчатых венцов в результате усталостного выкрашивания, износа и поломок зубьев.

Целью приводимых ниже расчетов является определение минимально возможных габаритов передач при обеспечении их нормального функционирования под заданной нагрузкой в течение срока службы.

Точный расчет напряжений и деформаций в точках зубчатого колеса связан со значительными математическими трудностями и может быть реализован методами теории упругости.

В связи с этим при проектировании выполняют следующие приближенные расчеты зубьев колес:

1) на контактную выносливость:

– проектный расчет, в процессе которого определение основных параметров

передачи производится по допускаемым контактным напряжениям; при этом задаются целым рядом табличных величин и коэффициентов, результаты некоторых расчетных величин округляют до целых или стандартных значений, в поиске оптимальных решений приходится неоднократно делать пересчеты;

– проверочный расчет, который должен подтвердить правильность выбора

табличных величин, коэффициентов и полученных результатов в проектном расчете, а также определить соотношения между расчетными и допускаемыми напряжениями изгибной и контактной выносливости, производят после окончательного определения параметров зацепления (при неудовлетворительных результатах проверочного расчета нужно изменить параметры передачи и повторить проверку);

2) на изгибную выносливость – для определения модуля передачи после установления основных параметров;

- 3) на статическую прочность – проверочный, применяют только при больших кратковременных перегрузках;
- 4) на износ – выполняют для открытых передач.

3.1. Выбор материала и вида термообработки. Расчет допускаемых напряжений

Зубчатые колёса в большинстве случаев изготавливают из сталей, подвергнутых либо нормализации или улучшению, либо объёмной закалке или химико-термическому упрочнению. Стальное литьё (стали 35Л, 45Л) применяют для колёс тихоходных открытых передач, шестерни в этом случае изготавливают из сталей обыкновенного качества (Ст5, Ст6).

Допускаемое напряжение из условий контактной прочности (которая обычно ограничивает несущую способность стальных зубчатых колес и червяков) пропорциональна твердости активных поверхностей зубьев. В термически же необработанном состоянии механические свойства всех сталей близки. Поэтому применение сталей без термообработки, обеспечивающей упрочнение зубчатых колес и червяков, недопустимо.

Рассмотрим основные способы упрочнения поверхности зубьев.

1. Нормализация. Позволяет получить лишь низкую нагрузочную способность, но при этом зубья колес хорошо и быстро прирабатываются, и сохраняют точность, полученную при механической обработке.

2. Улучшение, обеспечивает свойства, аналогичные полученным при нормализации, но нарезание зубьев труднее из-за большей их твердости.

3. Закалка токами высокой частоты (ТВЧ). Дает среднюю нагрузочную способность при достаточно простой технологии. Из-за повышенной твердости зубьев передачи плохо прирабатываются. Размеры зубчатых колес практически неограниченны. Необходимо учитывать, что при модулях, меньших 3...5 мм, зуб прокаливается насквозь.

Выбор марок сталей для шестерни и колеса зависит от желаемой стоимости зубчатой передачи и от предполагаемых габаритов редуктора. Выбор следует делать из трёх групп сталей:

I группа – стали, твёрдость обоих колёс $H \leq 350$ НВ; к ней относятся в основном качественные углеродистые стали, подвергнутые нормализации или улучшению. Для равномерного изнашивания зубьев и лучшей их прирабатываемости твердость шестерни H_1 назначается больше твердости колеса H_2 :

$$H_1 = H_2 + (20...50) \text{ НВ.}$$

II группа – стали, твёрдость обоих колёс $H \geq 40$ HRC, она может быть достигнута объёмной закалкой или химико-термической обработкой; таким материалам присуща хрупкость; их стоимость наиболее высока. Нарезание зубьев производится до окончательной термообработки. После термообработки – закалки, цементации, азотирования и др. – производят шлифовку. $1 \text{ HRC} \approx 10 \text{ НВ}$.

III группа – «высокий перепад твёрдостей», достигаемый шестерней из более твердой стали ($H_1 \geq 40 \text{ HRC}$) и колесом из «сырой» стали ($H_2 \leq 350$

НВ); такое сочетание рекомендуется для косозубых колёс. Приработка обеспечивается за счёт высокой пластичности материала колеса.

Материалы I и III групп прирабатываемые: колёса из материалов этих групп в начальный период работы зацепления прирабатываются друг к другу за счет местного износа одного колеса или обоих колёс, в результате снижается концентрация нагрузки на зубьях вблизи торцов. Кроме того, после начала усталостного выкрашивания края образовавшихся лунок будут обминаться и выкрашивание не будет распространяться на большую площадь.

Стали II группы не прирабатываются. Начавшееся усталостное выкрашивание быстро распространяется на значительную поверхность зуба вследствие хрупкого обламывания краев лунок, однако этот процесс начнется значительно позже, чем для колёс из «сырых» сталей. Для уменьшения концентрации нагрузки необходимо проектировать колеса небольшой ширины (с минимальным коэффициентом ширины венца ψ_{ba}).

Материалы для изготовления зубчатых колес подбирают по табл. 5.

Для повышения механических характеристик материал колес подвергают термической обработке.

Таблица 5

Механические характеристики сталей

Марка стали	D _{пред} , мм	S _{пред} , мм	Термо-обработка	Твердость заготовки		σ_B	σ_T	σ_{-1}
				поверхности	сердцевины			
35	любой	любая	Н	163...192 НВ		550	270	235
40	120	60	У	192...228 НВ		700	400	300
45	Любой	Любая	Н	179...207 НВ		600	320	260
45	125	80	У	235...262 НВ		780	540	335
45	80	50	У	269...302 НВ		890	650	380
40Х	200	125	У	235...262 НВ		790	640	375
40Х	125	80	У	269...302 НВ		900	750	410
40Х	125	80	У+ТВЧ	45...50HRC	269...302 НВ	900	750	410
40ХН	315	200	У	235...302 НВ		800	630	380
40ХН	200	125	У	269...302 НВ		920	750	420
40ХН	200	125	У+ТВЧ	48...53HRC	269...302 НВ	920	750	420
40ХМ	315	200	У	235...262 НВ		800	670	380
40ХМ	200	125	У	269...302 НВ		920	790	420
40ХМ	200	125	У+ТВЧ	48...53HRC	269...302 НВ	920	790	420
35Л	Любой	Любой	Н	163...207 НВ		550	270	235
40Л	Любой	Любой	Н	147 НВ		520	295	225
45Л	315	200	У	207...235 НВ		680	440	285
40ГЛ	315	200	У	235...262 НВ		850	600	365

Примечания: 1. В графе “Термообработка” приняты следующие обозначения: Н – нормализация; У – улучшение; ТВЧ – закалка токами высокой частоты.

Допускаемые контактные напряжения при расчетах на выносливость определяются отдельно для зубьев шестерни $[\sigma_{HP}]_1$, для колеса $[\sigma_{HP}]_2$ по выражению

$$[\sigma_{HP}] = \frac{\sigma_{H \lim}}{S_H} z_R z_V,$$

где $\sigma_{H \lim}$ – предел контактной выносливости, соответствующий эквивалентному числу перемен напряжений, МПа; S_H – коэффициент безопасности (табл.); z_R – коэффициент, учитывающий шероховатость рабочих поверхностей зубьев ($z_R=1$ при $R_a=1,25, \dots, 0,63$; $z_R=0,93$ при $R_a=2,5 \dots 1,25$; $z_R=0,9$ при $R_a=40, \dots, 10$ мкм); z_V – коэффициент, учитывающий влияние окружной скорости ($z_V=1$).

$$\sigma_{H \lim} = \sigma_{H \lim b} \cdot K_{HL},$$

где $\sigma_{H \lim b}$ – предел контактной выносливости, соответствующий базовому числу циклов перемен напряжений, МПа (см. табл.); K_{HL} – коэффициент долговечности.

$$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_{HO}}{N_{HE}}},$$

где $N_{HO} = 30 \cdot HB^{2,4}$ – базовое число циклов изменения напряжений; N_{HE} – эквивалентное число циклов изменений напряжений,

$$N_{HE} = 60 n_i t \sum_{i=1}^n \left(\frac{T_i}{T} \right)^3 \cdot \left(\frac{t_i}{t} \right),$$

где T_i – величина i -го момента гистограммы (рис. . 1); T – величина расчетного момента; n_i – частота вращения вала, по которому ведется расчет передачи, об/мин; t_i – продолжительность действия нагрузки T_i , ч.

Общее время работы привода рассчитывается следующим образом:

$$t = (\text{срок службы, лет}) \cdot k_{\text{сут}} \cdot k_{\text{год}} \cdot 365 \text{ дней} \cdot 24 \text{ час},$$

где $k_{\text{сут}}, k_{\text{год}}$ и срок службы (см рис. . 1). Для нормализованных и улучшенных колес $1 \leq K_{HL} \leq 2,6$; для колес закаленных $1 \leq K_{HL} \leq 1,8$. Если $N_{HE} > N_{HO}$, то принять $K_{HL} = 1$.

В качестве допускаемого контактного напряжения, учитывая большую разность средних твердостей активных поверхностей зубьев их колес, принимают **меньшее** из двух полученных по зависимостям:

для цилиндрических зубчатых колес

$$[\sigma_{HP}] = 0,45 \cdot ([\sigma_{HP}]_1 + [\sigma_{HP}]_2); \quad [\sigma_{HP}] = 1,23 \cdot [\sigma_{HP}]_2;$$

для конических колес

$$[\sigma_{HP}] = 0,45 \cdot ([\sigma_{HP}]_1 + [\sigma_{HP}]_2); \quad [\sigma_{HP}] = 1,15 \cdot [\sigma_{HP}]_2.$$

Проверочный расчет зубчатых передач на изгиб выполняется отдельно для зубьев шестерни и колеса по допускаемым напряжениям изгиба $[\sigma_{FP}]_1$ и $[\sigma_{FP}]_2$, которые определяются по выражению

$$[\sigma_{FP}] = \frac{\sigma_{F \lim}}{S_F} Y_S Y_R,$$

где $\sigma_{F\lim}$ – предел выносливости зубьев при изгибе, соответствующий эквивалентному числу циклов перемен напряжений, МПа; S_F – коэффициент безопасности (табл. 7); Y_S – коэффициент, учитывающий чувствительность материала к концентрации напряжений; Y_R – коэффициент, учитывающий шероховатость поверхностей.

Таблица 6

К оценке допускаемых контактных напряжений

Термическая обработка	Твердость поверхности	$\sigma_{H\lim b}$, МПа	Sn
Нормализация или улучшение	до 350 HB	2 HB + 70	1,1
Объемная закалка	40...50 HRC	17HRC + 100	1,1
Поверхностная закалка	40...60 HRC	17HRC + 200	1,2

Таблица 7

К оценке допускаемых изгибных напряжений

Термическая обработка	Твердость поверхности	$\sigma_{F\lim b}$, МПа	S_F при вероятности неразрушения 0,99	
			поковка	литье
Нормализация, улучшение	180-350 HB	1,8 HB	1,75	2,28
Объемная закалка	45-55 HRC	600	1,75	2,28
Поверхностная закалка	45-55 HRC	550	1,85	2,4

Для среднескоростных передач 6-8-й степени точности можно принять $Y_S=1, Y_R=1$.

$$\sigma_{F\lim} = \sigma_{F\lim b} \cdot K_{FL},$$

где $\sigma_{F\lim b}$ – предел выносливости зубьев при изгибе, соответствующий базовому числу циклов перемен напряжений, МПа (см. табл. 7); K_{FL} – коэффициент долговечности,

$$K_{FL} = m_F \sqrt{\frac{N_{FO}}{N_{FE}}},$$

где $N_{FO} = 4 \cdot 10^6$ – базовое число циклов перемен напряжений; N_{FE} – эквивалентное число циклов перемен напряжений; $m_F=6$ при $H \leq 350$; $m_F = 9$ при $H > 350$ – показатель кривой усталости.

$$N_{FE} = 60n_i t \sum_{i=1}^n \left(\frac{T_i}{T}\right)^{m_F} \cdot \left(\frac{t_i}{t}\right),$$

где T_i, T, n_i, t_i – см. § 2.3.

При твердости $H \leq 350$ HB $1 \leq K_{TE} \leq 2,08$; при твердости $H > 350$ HB $1 \leq K_{FL} \leq 1,63$. Если $N_{FL} > N_{FO}$, то принять $K_{FL}=1$.

3.2. Конструирование цилиндрической передачи редуктора

3.2.1. Общие положения

Основной причиной выхода из строя зубчатых колес (рис. 3) является повреждение зубчатых венцов. Целью проводимых расчетов является предотвращение выходов их из строя из-за поломок зубьев и выкрашивания их активных поверхностей в результате развития усталостных трещин.

При проектировочном *расчете закрытых передач основным является расчет на контактную выносливость* колеса как менее прочного, с *последующей проверкой напряжений изгиба* в зубьях.

3.2.2. Последовательность расчета закрытых цилиндрических передач

Исходные данные (получены из кинематического расчета привода):

n_1 – частота вращения шестерни, об/мин;

U – передаточное число;

T_1 – крутящий момент на шестерне, Н · мм;

T_2 – крутящий момент на колесе, Н · мм.

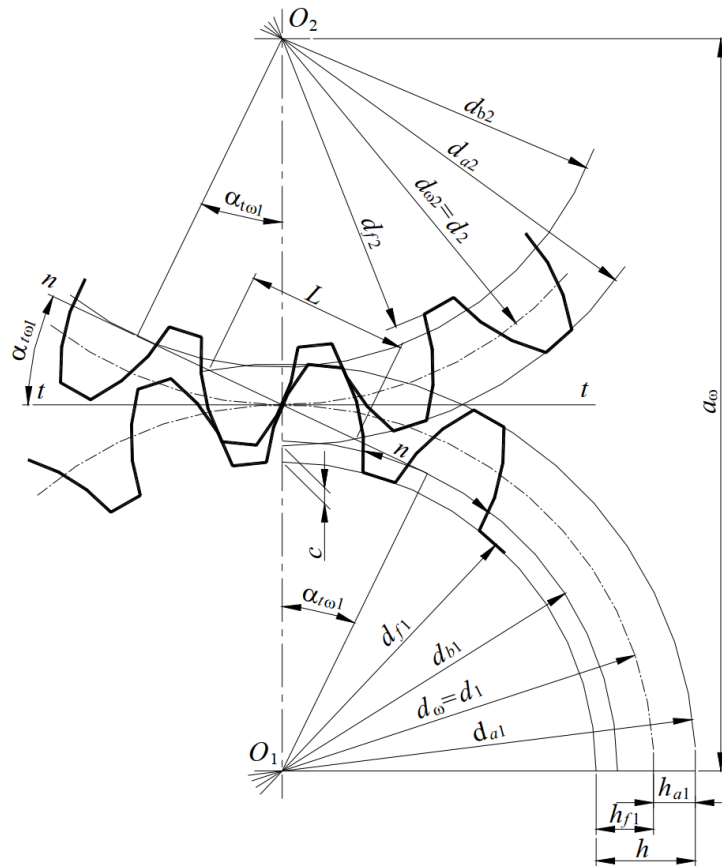


Рис. 3. Схема эвольвентного зацепления

1. Выбрать материал для изготовления зубчатых колес согласно §. 3.1.
2. Определить вспомогательный коэффициент ψ_{ba} по вспомогательному параметру ψ_{bd} , отражающему зависимость рабочей ширины зацепления относительно диаметра шестерни: $\psi_{bd} = \frac{b}{d_1}$, тогда

$$\psi_{ba} = \frac{b}{a} = \frac{2\psi_{bd}}{U+1}.$$

Вспомогательный параметр ψ_{bd} определяется по табл. 8.

3. Определить вспомогательный коэффициент k_a в зависимости от вида передачи: прямозубая $k_a = 49$; косозубая $k_a = 43$.

4. Определить коэффициент распределения нагрузки между зубьями k_α :

для прямозубых передач $k_\alpha = 1$;
 для косозубых передач $k_\alpha = 1,1$.

Таблица 8

Определение параметра ψ_{bd}

Расположение шестерни относительно опор	Твердость рабочих поверхностей	
	H_1 и $H_2 \leq 350$ НВ	H_1 и $H_2 > 350$ НВ
Симметричное	0,9...1,4	0,4...0,9
Несимметричное	0,6...1,2	0,3...0,6
Консольное	0,4...0,6	0,2...0,3

5. Определить коэффициент неравномерности нагрузки по ширине венца k_β по табл. 9.

Таблица 9

К определению коэффициента k_β

ψ_{ba}	Расположение шестерни относительно опор					
	Симметричное		Несимметричное		Консольное	
	$H < 350$ НВ	$H > 350$ НВ	$H < 350$ НВ	$H > 350$ НВ	$H < 350$ НВ	$H > 350$ НВ
0,2	1,0	1,0	1,0	1,06	1,08	1,16
0,4	1,0	1,03	1,0	1,14	1,17	1,36
0,6	1,0	1,05	1,12	1,22	1,27	1,58
0,8	1,06	1,08	1,17			
1,0	1,08	1,15	1,24			
1,2	1,10		1,30			
1,4	1,13					

6. Определить коэффициент динамической нагрузки k_v . Для передач 6-8-й степени точности рекомендуется принимать:

для прямозубых передач $k_v = 1,1$ при $n_1 < 2000$ об/мин;

$$k_v = 1,15 \text{ при } n_1 > 2000 \text{ об/мин};$$

для косозубых передач $k_v = 1,08$.

7. Определить допускаемое контактное напряжение согласно §. 3.1.

8. Определить межосевое расстояние по выражению

$$a = k_a (U + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2 k_\alpha k_\beta k_v}{U^2 \psi_{ba} [\sigma_{HP}]^2}}, \text{ мм.}$$

9. С этого блока проводится проверочный расчет на контактную прочность при действии максимальной (пусковой) нагрузки для предотвращения остаточной деформации или хрупкого разрушения поверхностного слоя зубчатых колес.

Контактное напряжение при действии максимальной нагрузки определить из выражения $\sigma_{H \max} = [\sigma_{HP}] \cdot \sqrt{\frac{T_{\max}}{T}}$, МПа, где $[\sigma_{HP}]$ см. – п 3.1; T_{\max} – максимальный (пусковой) момент (см. график нагрузки, рис. . 1).

10. Определить допускаемое контактное напряжение при действии максимальной нагрузки $[\sigma_{HP\max}] = 2,8\sigma_T$, где σ_T – предел текучести материала, МПа (см. табл. 5).

11. Произвести сравнение $\sigma_{H\max} \leq [\sigma_{HP\max}]$,

– если "нет", то выбрать материал с повышенными механическими характеристиками и весь расчет повторить сначала;

– если "да", то перейти к следующему блоку.

12. Выбрать угол наклона зубьев:

для прямозубых $\beta = 0$;

для косозубых $\beta = 7 \dots 20^\circ$.

13. Выбрать число зубьев шестерни:

для скоростных передач $z_1 = 20 \dots 30$;

для тихоходных передач $z_1 = 17 \dots 24$;

14. Рассчитать число зубьев колеса $z_2 = z_1 \cdot U$.

15. Определить модуль передачи $m_n = \frac{2a \cos \beta}{z_1 + z_2}$.

Полученный модуль округлить до ближайшего *стандартного* значения по ГОСТ 9563-60 (табл. 10).

Таблица 10

Наиболее употребительные модули зубчатых передач ГОСТ 9563-60, мм

1 ряд (предпочтительный)	1,25	1,5	2	3	4	5	6	8
2 ряд	1,375	1,75	2,25	3,5	4,5	5,5	7	9

16. Выполнить корректировку передачи в связи с выбором стандартного модуля: для прямозубой передачи корректируется межосевое расстояние $a = \frac{m}{2}(z_1 + z_2)$; для косозубой передачи корректируется угол

наклона зубьев $\beta_a = \arccos \frac{m(z_1 + z_2)}{2a}$.

Правильность расчёта a_w можно проверить по номограмме (рис.).

17. Определить рабочую ширину зацепления $b = \psi_{ba} \cdot a$, где ψ_{ba} – см. п. 2; a – см. п. 8.

18. Далее осуществить проверку зубьев для предотвращения усталостного излома. Определить по табл. 11 коэффициент формы зуба Y_{F1} , Y_{F2} в зависимости от z_1 и z_2 . Для косозубой передачи Y_F находится по эквивалентному числу зубьев

$$z_v = \frac{z}{\cos^3 \beta}.$$

19. Допускаемое напряжение изгиба определить по § 3.1.

20. Определить коэффициент, учитывающий наклон зубьев:

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

где β – угол наклона зуба, град. (см.п. 12).

21. Определить наиболее слабый элемент передачи (колесо или шестерня) по минимальному соотношению

$$\frac{[\sigma_{FP}]}{Y_F} = \min,$$

где $[\sigma_{FP}]$ – см. § 3.1; Y_f – см. п.18.

Таблица 11

Коэффициент формы зуба

z или z_v	17	18	19	20	21	22	24	28	30
Y_F	4,20	4,20	4,10	4,08	4,01	4,0	3,92	3,82	3,80
z или z_v	32	37	40	45	50	60	80	100	свыше 100
Y_F	3,70	3,71	3,7	3,68	3,62	3,61	3,61	3,61	3,60

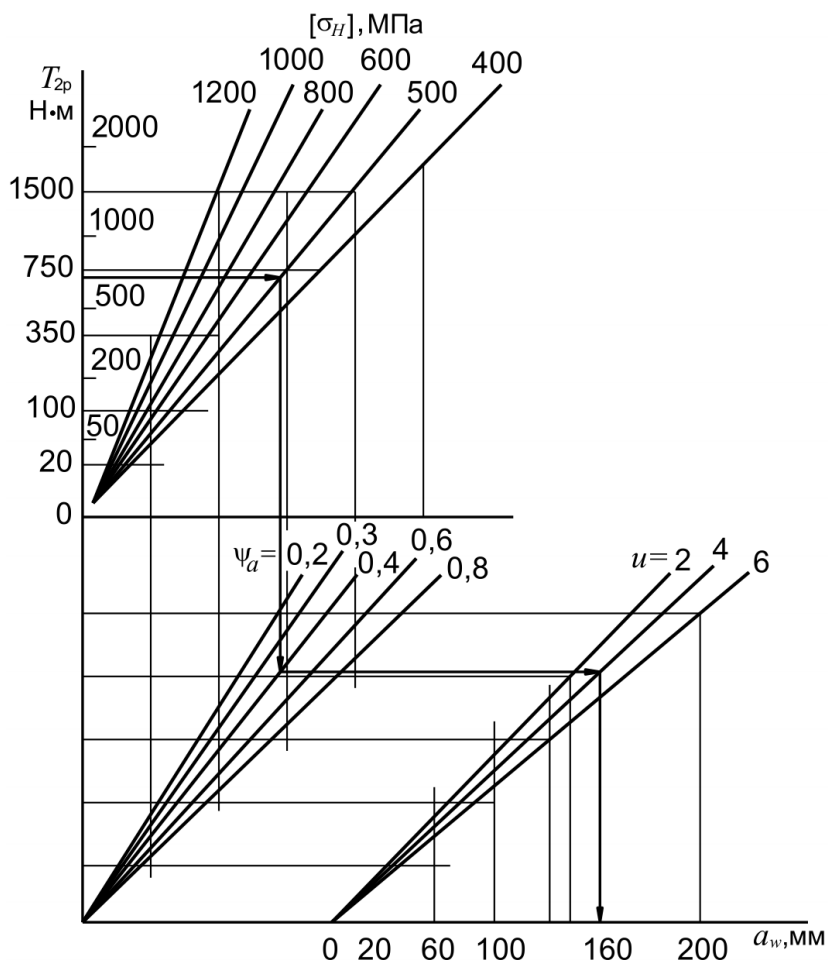


Рис. 4. Номограмма для расчёта цилиндрической передачи

22. Для наиболее слабого звена (колеса или шестерни) определить напряжения изгиба, действующего в ножке зуба:

$$\sigma_F = \frac{2TY_F k_\alpha k_\beta k_v Y_\beta}{bm_n^2 z}, \text{ МПа.}$$

23. Провести сравнение $\sigma_F \leq [\sigma_{FP}]$:

– если нет, то выбрать материал с повышенными механическими характеристиками;

– если "да", то перейти к следующему блоку.

24. В блоках 17-20 осуществить последний проверочный расчет для предотвращения остаточной деформации или хрупкого излома зубьев при действии максимальной нагрузкой. Определить максимальное допускаемое напряжение изгибу

$$[\sigma_{FP\max}] = \frac{\sigma_{FP\lim\max}}{S_F},$$

где $\sigma_{FP\lim\max}$ – предельное напряжение, не вызывающее остаточных деформаций и хрупкого излома, МПа; $\sigma_{FP\lim\max} = 4,8 \cdot HB$ – при нормализации и улучшении; $\sigma_{FP\lim\max} = 6 \cdot HB$ при закалке; S_F – см. табл. 7.

25. Определить слабый элемент передачи (шестерня или колесо), по которому осуществляется проверка максимальной нагрузкой.

$$\frac{[\sigma_{FP\max}]}{Y_F} = \min.$$

26. Определить максимальное напряжение изгибу при действии максимальной нагрузкой T_{\max} :

$$\sigma_{F\max} = \sigma_F \frac{T_{\max}}{T},$$

где σ_F – см. п.21; T_{\max} – максимальный(пусковой) момент; T – расчетный момент (см. график нагрузки, рис. 1).

27. Провести сравнение $\sigma_{F\max} \leq [\sigma_{FP\max}]$:

– если «нет», то выбрать материал с повышенными механическими характеристиками;

– если «да», перейти к следующему блоку.

28. Определить основные размеры зубчатой пары:

– ширину колеса $b_2 = b$ (см. п. 17);

– ширину шестерни $b_1 = b_2 + 5 \dots 10$ мм;

– высоту ножки зуба $h_a = m$ (см. п. 15);

– диаметры делительных окружностей:

$$d_1 = \frac{m_n \cdot z_1}{\cos \beta}; \quad d_2 = \frac{m_n \cdot z_2}{\cos \beta};$$

– диаметры вершин зубьев:

$$d_{a_1} = d_1 + 2h_a; \quad d_{a_2} = d_2 + 2h_a;$$

– диаметры окружностей впадин:

$$d_{f_1} = d_1 - 2h_f; \quad d_{f_2} = d_2 - 2h_f.$$

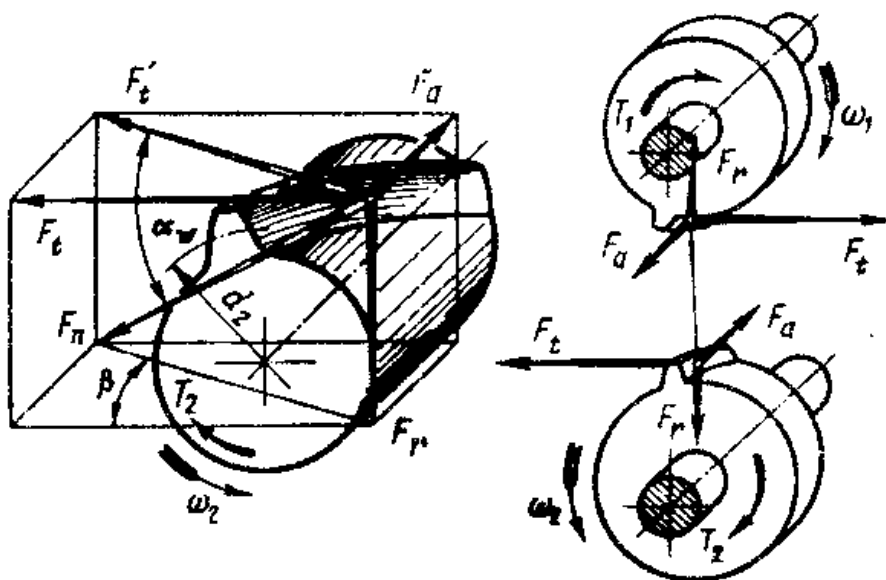


Рис. 5. Схема сил в косозубой передаче

29. Определить силы, действующие в зацеплении (рис. 5):

– окружную силу $F_t = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2T_2}{d_2}$, Н;

– радиальную силу $F_r = \frac{F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta}$, Н,

где $\alpha = 20^\circ$ – угол зацепления, β – см. п. 12;

– осевую силу $F_x = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta$, Н.

3.2.3. Конструкция цилиндрических зубчатых колес

Большее зубчатое колесо передачи называют колесом. Оно, как правило, выполняется отдельно от вала и устанавливается на нем с большим или меньшим натягом. Наиболее рациональным способом соединения колеса с валом – использование посадки с гарантированным натягом, обеспечивающим передачу требуемых моментов и сил.

Форма зубчатого колеса зависит от количества изделий, изготавливаемых по разрабатываемым чертежам. В случае единичного и мелкосерийного производства она может быть плоской (рис. 6, а, б) или с выступающей ступицей (рис. 6, в). Иногда (в одноступенчатых зубчатых передачах) колеса делают с симметричной ступицей, выступающей в обе стороны. При небольших диаметрах заготовки колес получают из прутка, а при больших – свободной ковкой. Для уменьшения времени точной обработки резанием (стоимости изготовления) на дисках колеса выполняют выточки (см. рис. 6, б, в). При диаметрах $d_a < 80$ мм эти выточки не делают (см. рис. 6, а).

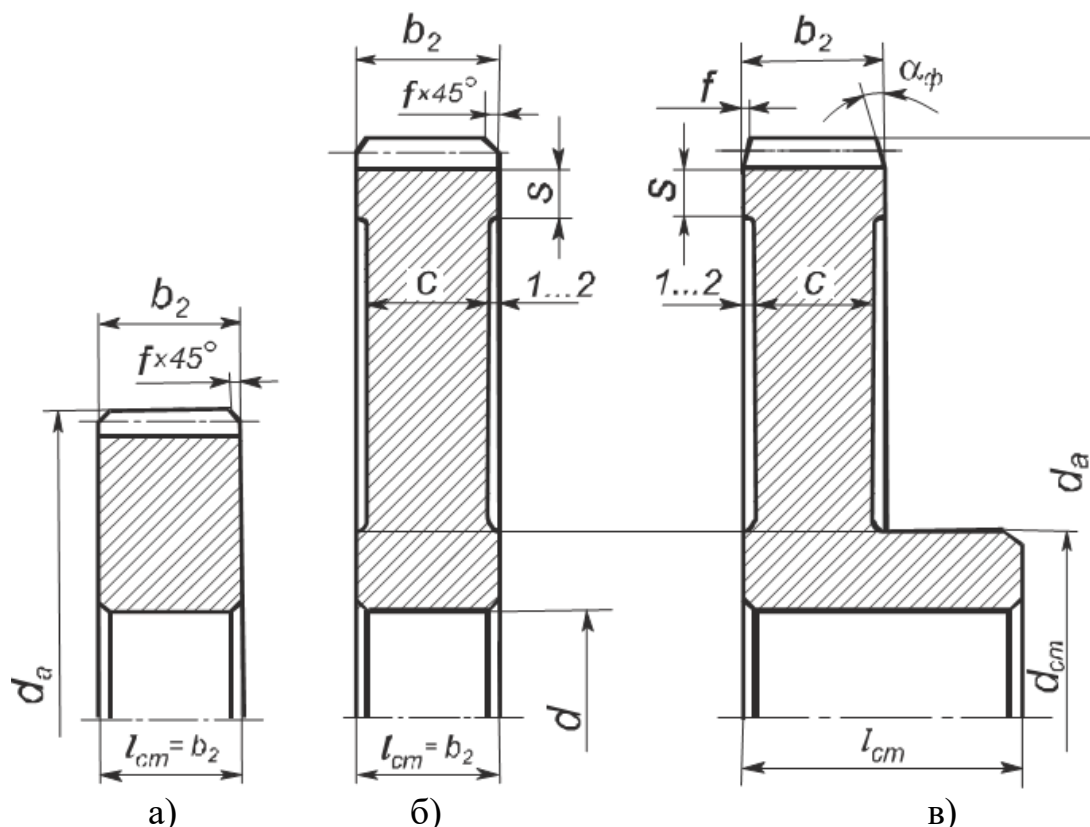


Рис. 6. Размеры кованных или штампованных цилиндрических зубчатых колес

Длину $l_{ст}$ посадочного цилиндра колеса желательно принимать равной ширине b_2 зубчатого венца, если $b_2 \geq 0,8d$, т.е. выполнять $l_{ст} \geq 0,8d$. Здесь d – диаметр посадочного места вала. Обычно $l_{ст} = (1-1,6) d$. Принятую длину ступицы следует согласовать с необходимой длиной ступицы, полученного при расчете шпоночного, шлицевого или соединения с гарантированным натягом. Диаметр ступицы зубчатого колеса $d_{ст}$ назначают в зависимости от материала ступицы (материал центра, ступицы и зубчатого венца могут быть разными): для стали $d_{ст} \approx 1,5d$; для чугуна $d_{ст} \approx 1,6 d$; для легких сплавов $d_{ст} \approx 1,7$.

Ширину торцов зубчатого венца S принимают

$$S = 2,5 \cdot m + 0,05 \cdot b_2,$$

где m – модуль зацепления, мм.

На торцах зубчатого венца (зубьях и кромках обода) выполняют фаски: $f = (0,5 - 0,6) \cdot m$, которые округляют до стандартного значения (Таблица 12).

На прямозубых колесах фаска $\alpha_\phi = 45^\circ$; на косозубых и шевронных колесах при твердости рабочих поверхностей зубьев менее 350 НВ – под углом $\alpha_\phi = 45^\circ$ (рис. , а, б), а при более высоких твердостях $\alpha_\phi = 15-20^\circ$ (рис. , в).

Острые кромки на торцах ступицы также притупляют фасками f , которые принимают по табл. 12.

Таблица 12

Определение размеров фасок

d, мм	20-30	30-40	40-50	50-80	80-120	120-150	150-250	250-500
f, мм	1	1,2	1,6	2	2,5	3	4	5

При серийном производстве заготовки колес получают также как при единичном, а также ковкой в штампах. При годовом объеме выпуска колес в количестве более 50 шт. экономически целесообразна ковка в простейших односторонних подкладных штампах. Форма заготовок зубчатых колес полученным таким способом может быть представлена с помощью рис. , б, в, если оставив без изменения левые торцевые поверхности, толщину диска уменьшить примерно до $b_2/3$ и определять по зависимости

$$c \approx 0,5 \cdot (S + S_{\text{ст}}) \geq 0,25 \cdot b_2, \text{ где } S_{\text{ст}} = 0,5 \cdot (d_{\text{ст}} - d).$$

Для свободного извлечения заготовки из штампа значения штамповочных уклонов принимают $\gamma \geq 7^\circ$ и радиусов закруглений (у заготовки) $R \geq 6 \text{ мм}$.

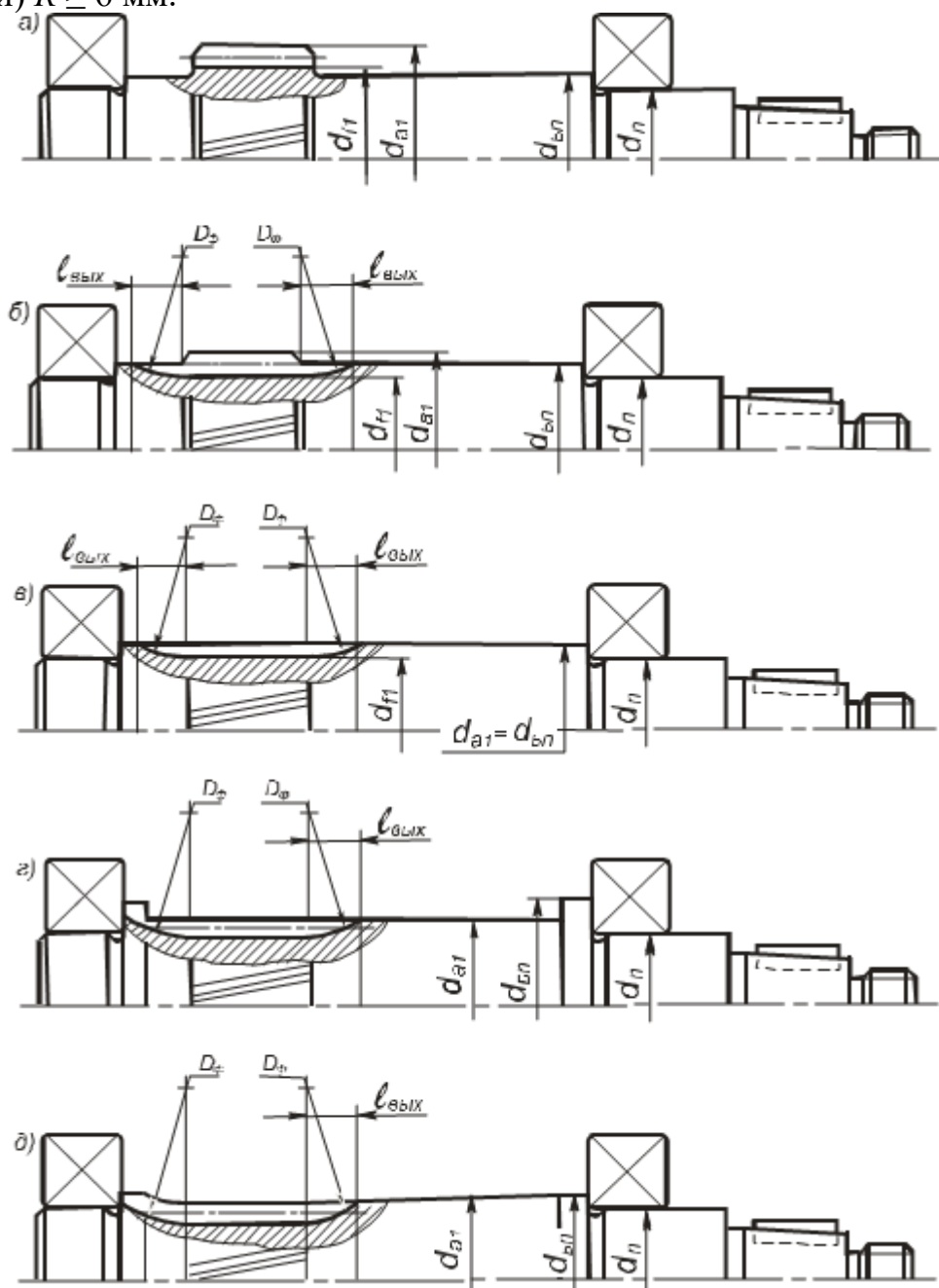


Рис. 7. Исполнение зубьев на валу-шестерне

При годовом объеме производства более 100 шт. применяют двухсторонние штампы. В этом случае диск колеса располагается по середине зубчатого венца. Для уменьшения влияния термической обработки

на форму и размеры зубчатые колеса делают массивными, принимая:

$$c = (0,35 - 0,4)b_2.$$

Условия пластичного деформирования металла при штамповке могут быть улучшены, если выемки между зубчатым венцом и ступицей колеса сделать скругленными с $R \geq 20$ мм, а штамповочные уклоны $\gamma \geq 12^\circ$.

В зависимости от соотношения размеров колес выемки в дисках оформляют одной дугой радиуса R или двумя дугами и прямой. Толщина диска в этом случае $c=0,5 \cdot b_2$.

В авиастроении и автомобилестроении колеса делают с более тонким диском ($c=0,25 \cdot b_2$); диски выполняют с 4-6 отверстиями большого диаметра, радиусы закруглений назначают минимальными.

Зубчатые колеса с частотой вращения $n \geq 1000$ мин⁻¹ обрабатывают (резанием) по всей наружной поверхности и балансируют (путем сверления отверстий на торцах зубчатого венца). Базовыми поверхностями при нарезании зубьев колес являются поверхность посадочного отверстия (для установки на вал) и торцы зубчатого венца.

Производительность нарезания зубьев возрастает, если их нарезают в пакете из двух и более колес. С этой целью (для соприкосновения заготовки по торцам зубчатых венцов) следует выполнять длину ступицы $l_{ст}$ на доли миллиметра меньшими b_2 или оговаривать в технических требованиях, что торец ступицы не должен выступать за торец зубчатого венца.

Входные (быстроходные) валы имеют концевые участки, участки для установки подшипников и участки, на которых нарезают зубья шестерен цилиндрических или конических зубчатых передач.

На входном валу цилиндрической передачи зубья шестерен нарезают на среднем участке. Диаметр его определен чаще всего размером $d_{БП}$, значение которого находят из условия надежного контакта торцов заплечика и внутреннего кольца подшипника (рис. 7). Конструкция вала на среднем участке зависит от передаточного числа и значения межосевого расстояния передачи. При небольших передаточных числах и относительно большом межосевом расстоянии диаметр $d_{п}$ окружности впадин шестерни больше диаметра $d_{БП}$ вала (рис. 7, а). При больших передаточных числах и малом межосевом расстоянии $d_{п} < d_{БП}$, тогда конструкцию вала выполняют по одному из вариантов (рис. 7, б–д), предусматривая участки для выхода фрезы, нарезающей зубья.

Если наружный диаметр d_{a1} шестерни оказывается меньше диаметра $d_{БП}$, то обтачивают или весь вал в средней части по наружному диаметру шестерни (рис. 7, г), или между нарезанной частью и торцом вала выполняют конически переходные участки (рис. 7, д). Последний вариант несколько сложнее в изготовлении, но жесткость вала получается выше в сравнении с вариантом по рис. 6, г.

Участок выхода фрезы можно распространять на торец вала, по которому базируют подшипник качения (рис. 7 г, д).

При проектировании зубчатых колес следует предусматривать как основные конструкторские базы, так и технологические базы, используемые при обработке зубьев на станке.

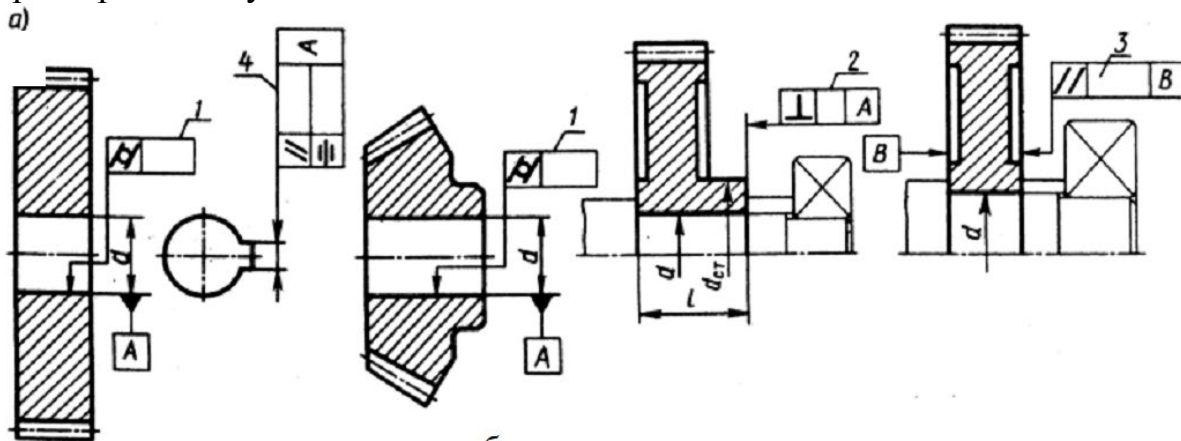


Рис. 8. Параметры формы и расположения поверхностей зубчатых колес, указываемые на чертежах

Назначение каждого из допусков (рис. 8):

- допуск цилиндричности посадочной поверхности (поз. 1) назначают, чтобы ограничить концентрацию контактных давлений;
- допуск перпендикулярности торца ступицы (поз. 2) задают, чтобы создать точную базу для подшипника качения, уменьшить перекосящие кольца и искажение геометрической формы дорожки качения внутреннего кольца;
- допуск параллельности торцов ступицы узких колец (поз. 3) задают по тем же соображениям, что и допуск перпендикулярности торца ступицы (поз. 2).

Если у колес нет выточки и, следовательно, нет размера $d_{ст}$, допуск параллельности относят к условному диаметру $d_1 = (1,5-2) d$. На рис. 7 показаны несколько зубчатых колес и условные обозначения баз и допусков формы и расположения поверхностей.

Кроме того на чертеже зубчатого цилиндрического колеса в правой верхней части располагается таблица параметров, которая выполняется согласно ГОСТ 2.403-75.

В таблице должны быть указаны: нормальный модуль m_n ; число зубьев z ; угол наклона зубьев β ; направление линии наклона зуба; нормальный исходный контур со ссылкой на ГОСТ 13755-81; коэффициент смещения исходного контура x ; степень точности по ГОСТ 1643-81; делительный диаметр d ; обозначение чертежа сопряженного зубчатого колеса.

3.3. Конструирование конической передачи редуктора

Коническое зацепление осуществляется аналогично цилиндрическому, только вместо цилиндров перекачиваются друг по другу начальные конусы. В курсовом проекте рассчитываются конические передачи прямозубые и с круговым зубом, без смещения, с межосевым углом $\Sigma = 90^\circ$. В этом случае делительные и начальные конусы совпадают. Геометрические параметры конического зацепления приведены на рис. 9.

Основным расчётным параметром является внешний делительный

диаметр колеса принимаемый стандартным аналогично межосевому расстоянию цилиндрической зубчатой передачи. Проектировочный расчет закрытых конических передач проводится по условию контактной выносливости активных поверхностей зубьев для предотвращения их усталостного выкрашивания.

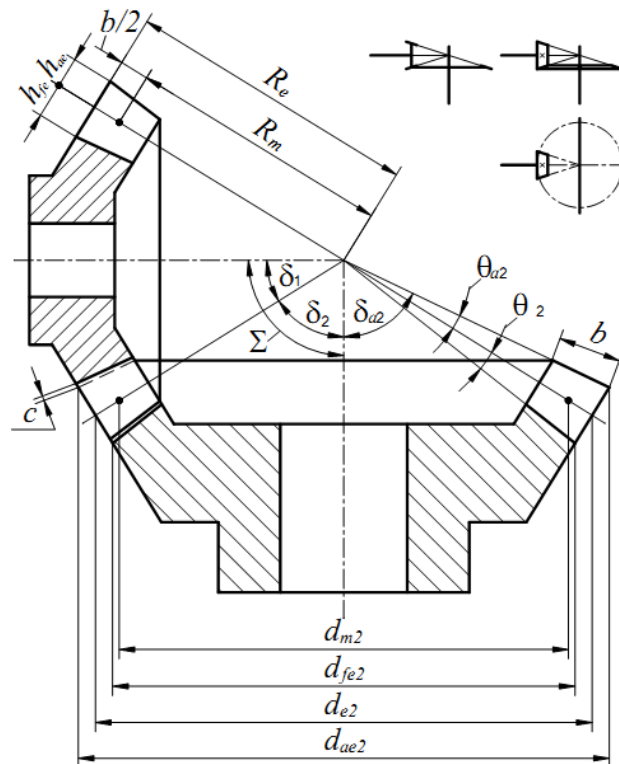


Рис. 9. Геометрические параметры конической зубчатой передачи

3.3.1. Последовательность расчета конической передачи редуктора

Исходные данные:

n_1 – частота вращения шестерни, об/мин;

U – передаточное число конической передачи;

T_2 – крутящий момент на колесе конической передачи, Н·мм.

1. Выбрать материал зубчатой передачи и определить допускаемое контактное напряжение и допускаемые напряжения изгиба (см. § 3.1).

2. Определить внешнее конусное расстояние конической передачи

$$R_e = k_R \sqrt{U^2 + 1} \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot k_\alpha k_\beta k_v}{U^2 \cdot [\sigma_{HP}]^2}}, \text{ мм},$$

где k_R – вспомогательный коэффициент. При $k_{be} = \frac{b}{R_e} = 0,3$ $k_R = 86$;

k_α – коэффициент распределения нагрузки между зубьями. Для прямозубых передач $k_\alpha = 1$;

k_β – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по ширине венца. Для прирабатывающихся колес (материалы 1-й группы) с прямыми зубьями $k_\beta = 1$. Для колеса с $H_V > 350$ (материалы 2-й группы)

$k_\beta = 1,12, \dots, 1,42$ при изменении передаточного числа $U = 2,5, \dots, 6,3$;

k_v – коэффициент динамической нагрузки. Для 6-8-й степени точности рекомендуется принимать для прямозубых передач:

$k_v = 1,1$ при $n_1 < 2000$ об/мин;

$k_v = 1,15$ при $n_1 > 2000$ об/мин.

Проверка правильности расчёта R_e может быть выполнена по номограмме (рис. 10).

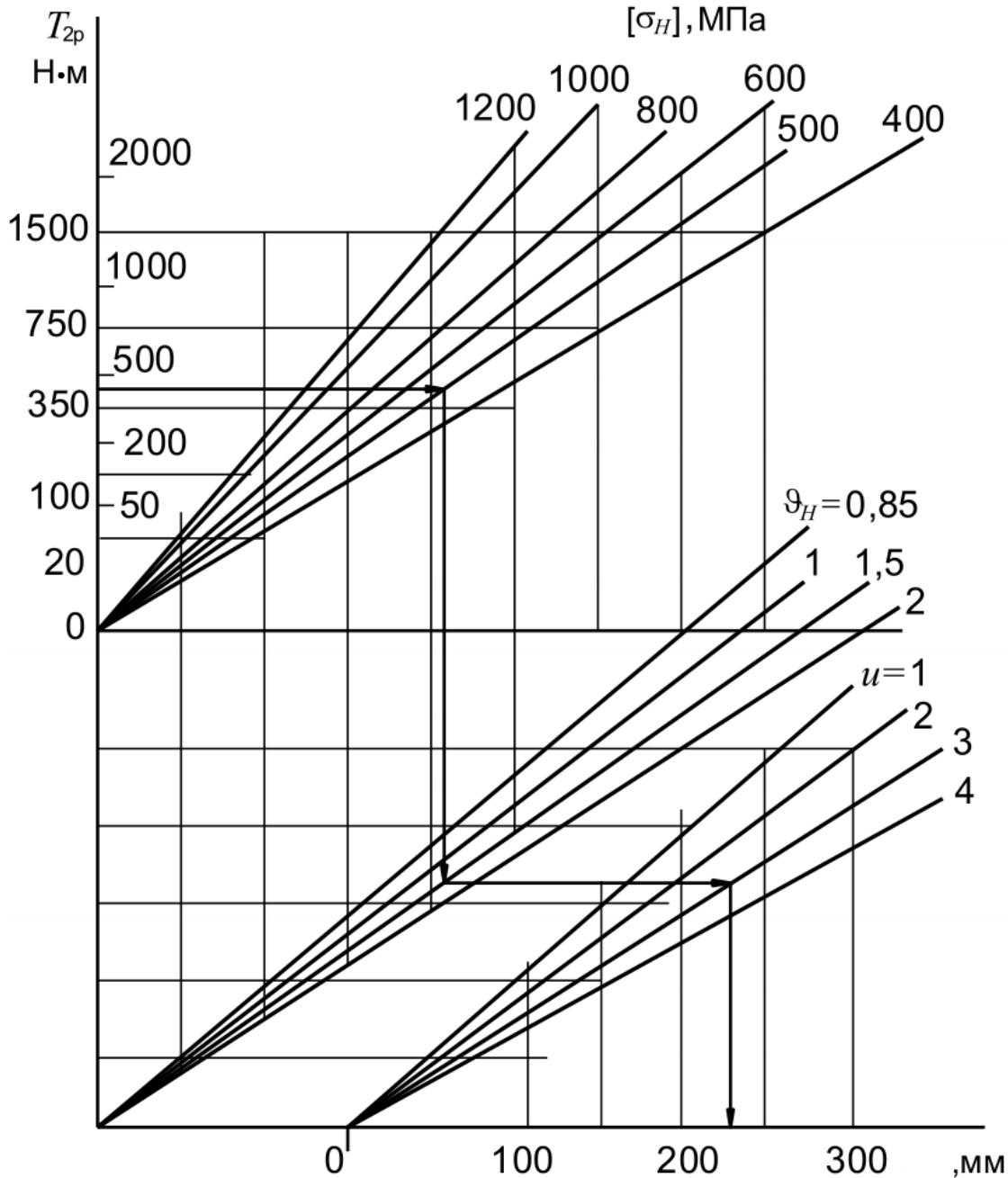


Рис. 10. Номограмма расчёта R_e конической передачи

3. Провести проверку передачи на контактную прочность при действии максимальной нагрузки (см. § 3.2.2, п. 9-11).

4. Определить геометрические размеры колес:

а) определить число зубьев колеса $z_2 = z_1 \cdot U$, где z_1 – число зубьев шестерни. Для скоростных передач $z_1 = 20 \dots 30$, для тихоходных $z_1 = 17 \dots 24$;

б) определить ориентировочное значение внешнего окружного модуля

$$m'_{te} = \frac{2R_e}{z_1 \sqrt{U^2 + 1}}, \text{ мм.}$$

Полученное значение модуля округлить до ближайшего большего значения m_{te} по ГОСТ 9563-60 (см. табл. 10);

в) по выбранному m_{te} провести уточнение внешнего конусного расстояния

$$R_e = 0,5 \cdot m_{te} \cdot z_1 \sqrt{U^2 + 1}, \text{ мм;}$$

г) определить модуль на середине ширины зуба

$$m_{nm} = m_{te} (1 - 0,5 \cdot k_{be}), \text{ мм;}$$

д) определить рабочую ширину зацепления и углы при вершинах конусов

$$b = R_e \cdot k_{be}; \quad \delta_1 = \arctg \frac{1}{U}; \quad \delta_2 = \arctg U; \text{ мм.}$$

5. Определить коэффициенты формы зуба Y_{F1} и Y_{F2} по эквивалентному колесу (см. табл. 11):

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1}; \quad z_{v2} = \frac{z_2}{\cos \delta_2}.$$

6. Для наиболее слабого звена определить напряжения изгиба в ножке зуба. Слабое звено определяется минимумом соотношения:

$$\frac{[\sigma_{FP}]}{Y_F} = \min; \quad \sigma_F = \frac{2,35 \cdot T \cdot Y_F \cdot k_\alpha k_\beta k_\nu}{b \cdot m_{nm}^2 \cdot z},$$

где $k_\alpha = 1$; $k_\beta = 1$ – для материалов 1-й группы; $k_\nu = 1,23, \dots, 1,65$ при передаточном числе $U = 2,5 \dots 6,3$;

– для материалов 2-й группы; k_ν – см. § 3.2.2, п.6.

7. Провести сравнение $\sigma_F < [\sigma_{FP}]$:

– если "нет", то выбрать материал с повышенными механическими характеристиками;

– если "да", то перейти к следующему блоку.

8. Провести проверку передачи на изгибную прочность при действии максимальной нагрузкой (см. § 3.2.2, п. 23-25).

9. Определить основные размеры зубчатой пары:

а) внешние делительные диаметры: $d_{e1} = m_{te} \cdot z_1$, мм; $d_{e2} = m_{te} \cdot z_2$, мм.

б) угол головки зуба $\theta_a = \arctg \left(\frac{m_{te}}{R_e} \right)$;

в) угол ножки зуба $\theta_f = \arctg \left(\frac{1,2 \cdot m_{te}}{R_e} \right)$;

г) угол конуса вершин и впадин

$$\delta_{a1} = \delta_1 + \theta_a; \quad \delta_{a2} = \delta_2 + \theta_a; \quad \delta_{f1} = \delta_1 - \theta_f; \quad \delta_{f2} = \delta_2 - \theta_f;$$

д) внешние диаметры вершин и впадин:

$$d_{ae1} = d_{e1} + 2m_{te} \cos \delta_1; \quad d_{ae2} = d_{e2} + 2m_{te} \cos \delta_2;$$

$$d_{fe1} = d_{e1} - 2,4m_{te} \cos \delta_1; \quad d_{fe2} = d_{e2} - 2,4m_{te} \cos \delta_2;$$

е) диаметры в среднем сечении зуба: $d_{nm1} = m_{nm} \cdot z_1$, ММ; $d_{nm2} = m_{nm} \cdot z_2$, ММ.

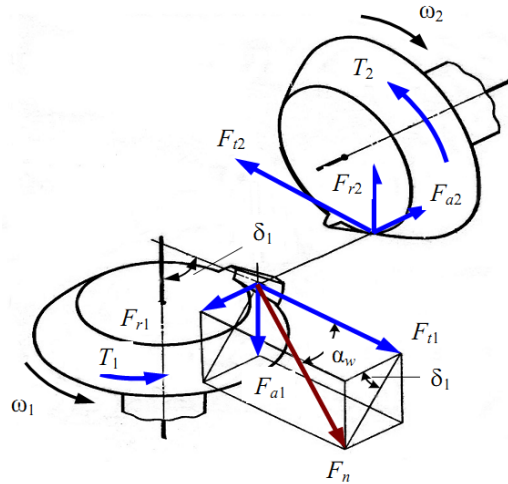


Рис. 11. Схема сил в конической прямозубой передаче

10. Определить силы в зацеплении (Рис. 11):

а) окружная сила $|-F_{t1}| = F_{t2} = \frac{2T_1}{d_{nm1}}$, Н.

б) осевая сила для шестерни (радиальная сила для колеса), где $\alpha = 20^\circ$ – угол зацепления, $F_{x1} = |-F_{r2}| = F_{t1} \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \delta_1$, Н;

в) радиальная сила для шестерни (осевая сила для колеса)

$$F_{r1} = |-F_{x2}| = F_{t1} \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \delta_1, \text{ Н.}$$

3.3.2. Конструкция конических зубчатых колес

Конические колеса изготавливают из круглого проката ($d_{ae} \leq 120$ мм) ковкой и штамповкой ($d_{ae} \leq 500, \dots, 700$ мм) (рис. 12).

Ориентировочные соотношения основных размеров конических колес приведены ниже:

обод: толщина $S = 2,5 \cdot m_{te}$; $S_0 \geq 1,2 \cdot m_{te}$;

ширина $b_0 = S$;

ступица: диаметр наружный $d_{cm} = 1,55d$, где d – диаметр вала: толщина $\delta_{cm} \approx 0,3d$; – длина $l_{cm} = (1,2, \dots, 1,5) \cdot d$.

диск: толщина $C = 0,5 \cdot (S + \delta_{cm}) \geq 0,25 \cdot b$;

– радиусы закругления: $R \geq 1$; $R_1 \geq 6$;

– штамповочный уклон $\gamma \geq 7^\circ$.

На торцах зубьев снимают фаски параллельно оси отверстия колеса $f = 0,5 \cdot m_{te}$ с округлением до стандартного значения.

Для повышения точности изготовления так же, как и в цилиндрических зубчатых передачах, в конических передачах нормируют погрешности размеров, формы и расположения базовых поверхностей заготовок.

В таблице параметров (ГОСТ 2.403-75) на изображении конического зубчатого колеса должны быть указаны: средний нормальный модуль m_n ; число зубьев z ; тип зуба; осевая форма зуба по ГОСТ 19325-73; средний угол наклона зуба β ; направление линии наклона зуба; исходный контур со ссылкой на ГОСТ 16202-81; коэффициент смещения; угол делительного конуса δ , степень точности по ГОСТ 1758-81; межосевой угол передачи Σ ; внешний окружной модуль m_e ; внешнее конусное расстояние R_e ; средний делительный диаметр d ; обозначение чертежа сопряженного зубчатого колеса.

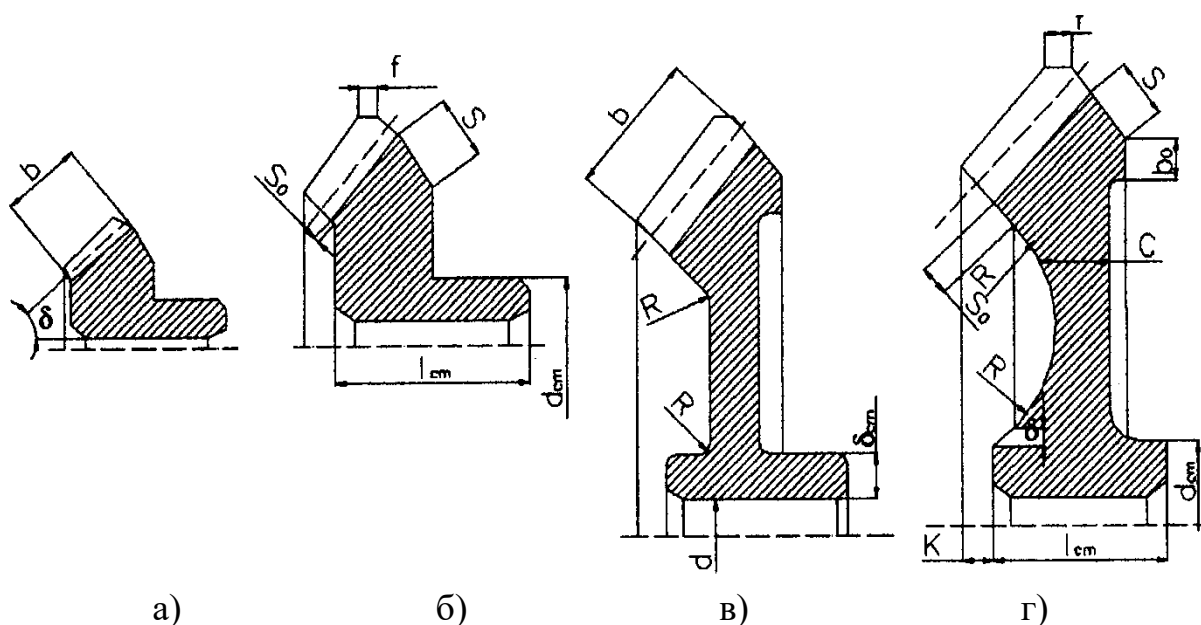


Рис. 12. Конструкции конических зубчатых колес: а) круглый прокат ($d_{ae} < 120 \text{ мм}$); б) ковка ($d_{ae} \leq 120 \text{ мм}$); в) ковка ($d_{ae} > 120 \text{ мм}$); г) штамповка ($d_{ae} > 120 \text{ мм}$).

Погрешности изготовления деталей по осевым линейным размерам и погрешности сборки приводят к неточному осевому положению в зубчатых конических передачах. Точность зацепления конических пар в проектируемых приводах достигают регулированием посредством осевого перемещения вала с закрепленной на нем шестерней.

4. Конструирование червячных редукторов

4.1. Конструирование червячных передач

Червячная передача предназначена для передачи вращения между скрещивающимися валами с большой степенью редуцирования. Передача состоит из стального червяка и бронзового червячного колеса (рис. 13). Так

как червяки изготавливают из более прочного материала, чем венцы червячных колес, то **расчет на прочность производят только для зубьев колеса**. Зуб колеса подвержен всем видам повреждений, встречающихся в зубчатых передачах, т. е. усталостному изнашиванию, абразивному изнашиванию, изнашиванию при заедании и поломке зубьев. Исходя из этого, **основным расчетом червячных передач, как и для закрытых зубчатых передач, является расчет на контактную выносливость, а проверочным – на изгибную прочность и нагрев**, так как в червячной передаче происходит большое выделение тепла вследствие скольжения.

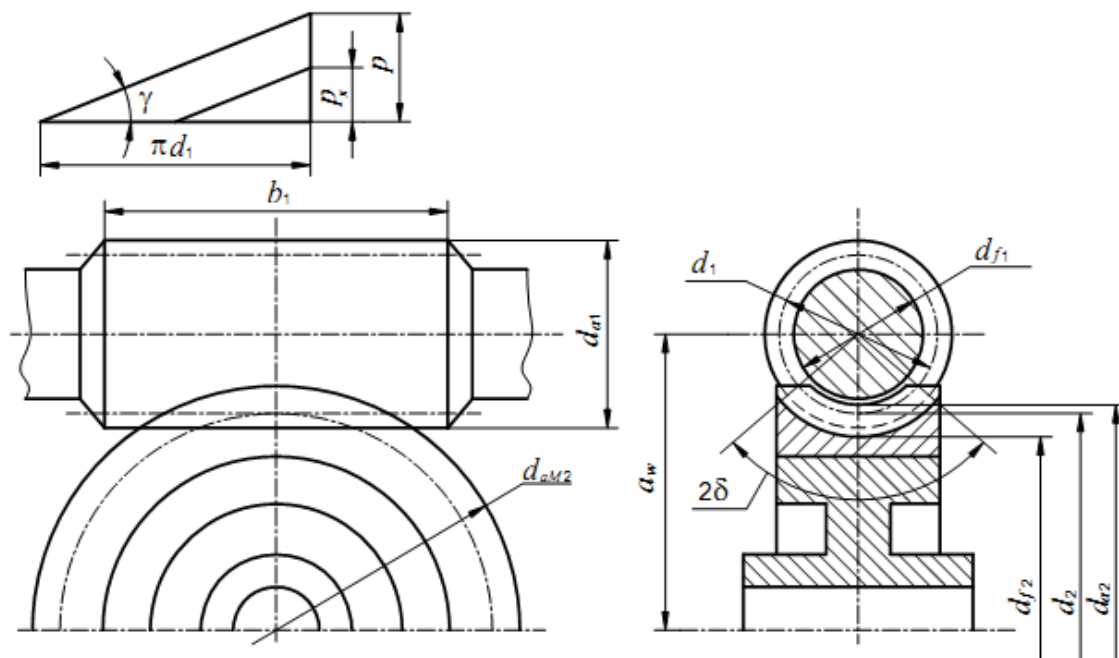


Рис. 13. Червячная передача с цилиндрическим архимедовым червяком

4.1.1. Последовательность расчета червячной передачи редуктора

Исходные данные (получены из кинематического расчета привода):

N_1 – мощность на червяке, кВт;

T_1, T_2 – крутящие моменты на червяке и червячном колесе, Н·мм;

U – передаточное число червячной передачи;

n_1 – частота вращения червяка, об/мин.

Расчет червячной передачи редуктора производить в следующем порядке:

1. В зависимости от передаточного числа определить число заходов червяка z_1 , число зубьев колеса z_2 и коэффициент диаметра червяка q (табл. **Ошибка! Неверная ссылка закладки.**). Согласно ГОСТ 2144-93, число заходов червяка и коэффициент диаметра червяка стандартизированы.

Определить ориентировочное значение скорости скольжения

$$V'_s = (1,8, \dots, 6,6) \cdot 10^{-4} \cdot n_2 \sqrt[3]{T_2 \cdot z_2}, \text{ м/с,}$$

где коэффициент 1,8 берется при $z_1 = 4$, а 6,6 – при $z_1 = 1$;

$$n_2 = \frac{n_1}{U} \text{ – частота вращения колеса.}$$

Таблица 13

Параметры предпочтительных передач

u	8	10	12,5	16	20	25	31,5	40	50	63
z_1	4			2			1			
z_2	32	40	50	32	40	50	32	40	50	63
q	8	10	12,5	8	10	12,5	8	10	12,5	16

2. Выбрать материал червяка и червячного колеса. У червячных передач рабочая поверхность витка червяка скользит по зубьям колес, поэтому червячная передача имеет повышенную склонность к *заеданию*, которая зависит от целого ряда причин: сочетания материалов пары червяк - колесо, чистоты и твердости рабочих поверхностей витка червяка и зуба колеса. В связи с этим при выборе материалов требуется руководствоваться рекомендациями, приведенными в табл. 14.

Таблица 14

Материалы, применяемые для червячных передач

Скорость скольжения V_s , м/с	Червячное колесо			Червяк	
	Материал	σ_B , МПа	σ_T , МПа	Марка стали	Твердость
1	2	3	4	5	6
< 4	БрАЖ 9-4 БрАЖ 10-4-4 БрАМц 10-2	450 600 500	200 200 -	40ХН, 30ХГН, 20ХГР, 20ХНЗА, 38ХГН, 30ХГС	HRC 45...50
4 - 10	БрОЦС 6-6-3 БрОЦС 5-5-3	160 160	90 90	45, 40ХН, 20Х, 20ХНЗА	HRC 45...50
> 10	БрОФ 10-1 БрОНФ	240 290	160 170	40ХН, 20Х, 30ХГС, 20ХНЗА	HRC 50..60

3. Определить допустимое контактное напряжение $[\sigma_{HP}] = \sigma_{H \lim b} \cdot k_{HL}$, где $\sigma_{H \lim b}$ – предел контактной выносливости для бронз типа БрОЦС и БрОФ определяется по табл. 15, а для безоловянистых бронз типа БрАЖ – по рис. 14; $k_{HL} = \sqrt[8]{\frac{10^7}{N_{HE}}}$ – коэффициент долговечности.

Таблица 15

Предел контактной выносливости $\sigma_{H \lim b}$

Червяк	Червячное колесо	
	Оловянистые бронзы БрОФ-10-1; БрОНФ	Малооловянистые бронзы БрОЦС-6-6-3; БрОЦС 5-5-5
Стальной с твердостью витков $HRC < 45$ и шероховатостью рабочей поверхности $R_a = 1,25$	$\sigma_{H \lim b} = 0,64\sigma_b$	$\sigma_{H \lim b} = 0,48\sigma_b$
Стальной с твердостью витков $HRC > 45$ и шлифованной поверхностью	$\sigma_{H \lim b} = 0,8\sigma_b$	$\sigma_{H \lim b} = 0,6\sigma_b$

Полученное значение k_{HL} принимается в качестве расчетного, если оно лежит в пределах $0,64 \leq k_{HL} \leq 1,15$. В том случае, когда $K_H < 0,64$ либо $k_{HL} > 1,15$, в качестве расчетного принимается соответственно $k_{HL} = 0,64$ или $k_{HL} = 1,15$.

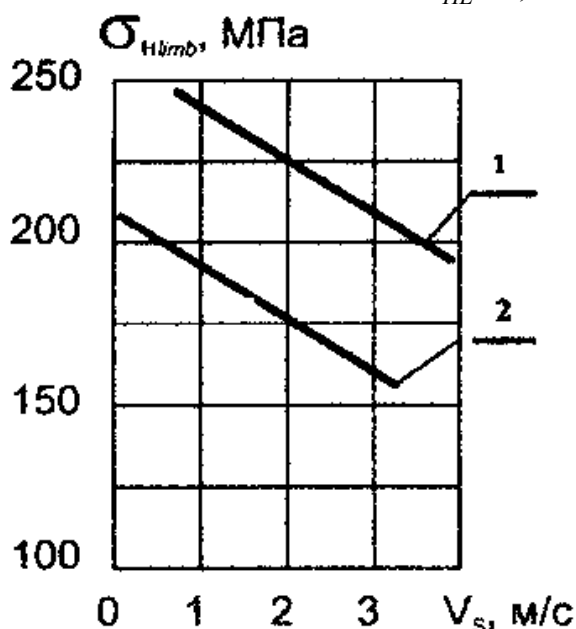


Рис. 14. Предел контактной выносливости σ_{Hlimb} для безоловянистых бронз типа БрАЖ: 1 – для шлифовального червяка при $HRC \geq 45$; 2 – для червяка с параметром шероховатости $R_a = 1,25$ при $HRC < 45$

Для безоловянистых бронз типа БрАЖ $k_{HL} = 1$;

N_{HE} – эквивалентное число циклов – определяется по формуле:

$$N_{HE} = 60n_i t \cdot \sum_{i=1}^n \left(\frac{T_i}{T} \right)^4 \cdot \left(\frac{t_i}{t} \right),$$

где T_i , T , n_i , t , t_i (см. п 2.2).

4. Вспомогательный параметр, учитывающий вид передач $k_{ac} = 31$. Ввиду прирабатываемости зубьев червячного колеса коэффициент нагрузки ориентировочно можно принять $k'_\beta = 1$.

Коэффициент динамичности k_v зависит от точности изготовления передачи и скорости скольжения витков червяка. Для проекторочного расчета коэффициент динамичности принимают:

при $V'_s \leq 3$ м/с $k'_v = 1$;

при $V'_s > 3$ м/с $k'_v = 1,1 \dots 1,3$.

5. Определить ориентировочное значение межосевого расстояния

$$a' = k_{ac} \left(1 + \frac{z_2}{q} \right) \sqrt[3]{ \frac{T_2 k'_\beta k'_v}{ \left(\frac{z_2}{q} \right)^2 [\sigma_{HP}]^2 } }, \text{ мм.}$$

6. Определить осевой модуль зацепления

$$m_x = \frac{2a'}{q + z_2}, \text{ мм.}$$

По ГОСТ 2144-76 выбрать ближайший больший модуль при согласовании его с коэффициентом диаметра червяка q (табл. 16).

Округление модуля влечет за собой изменение межосевого расстояния и может оказаться, что предварительно принятое значение q не соответствует найденному модулю. После выбора стандартных значений m и q необходимо вычислить фактическое значение межосевого расстояния, соответствующее принятым параметрам:

$$a_w = \frac{q + z_2}{2} \cdot m_x.$$

Правильность расчёта межосевого расстояния можно проверить по номограмме (рис. 15).

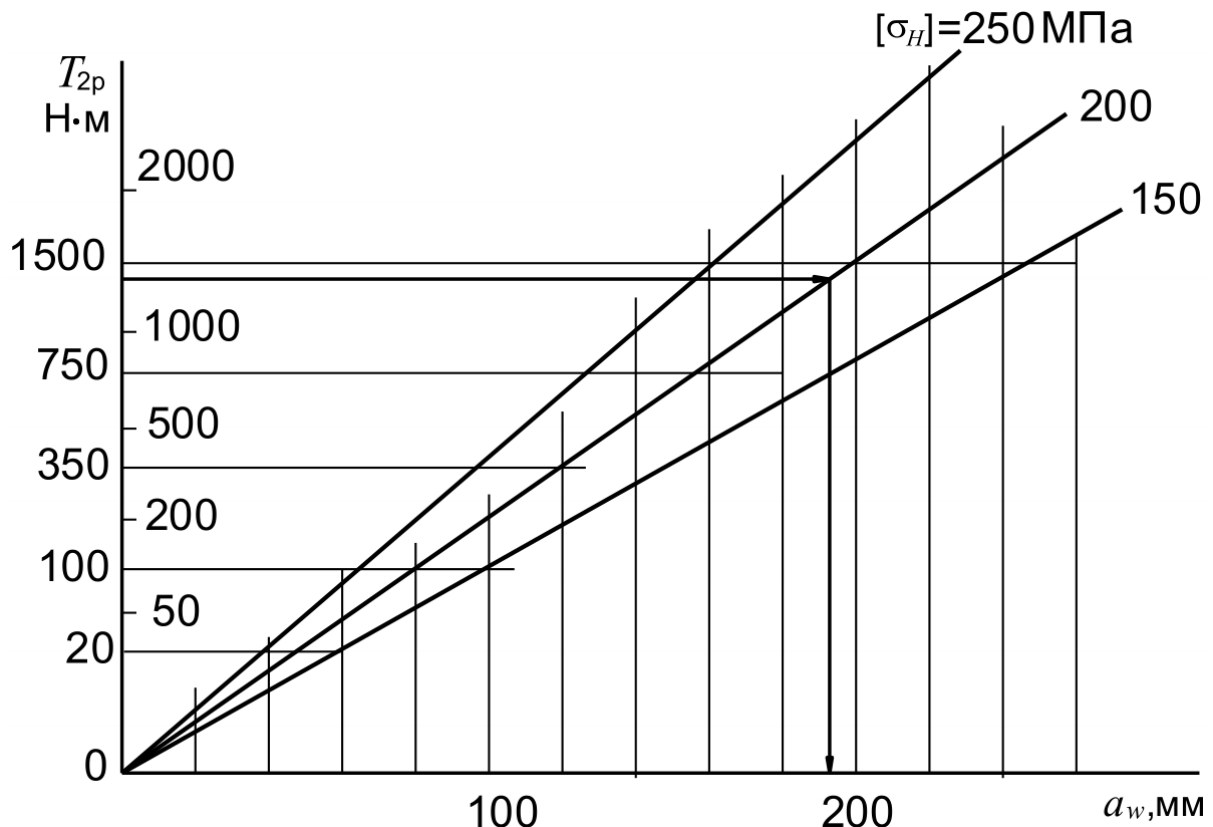


Рис. 15. Номограмма для расчёта червячной передачи

Желательно, а для серийного производства (более 100 экз.) редукторов — обязательно, чтобы окончательно принятое значение межосевого расстояния выражалось целым числом миллиметров и соответствовало стандартному ряду межосевых расстояний: 40, 50, 63, 80, 100, 125, (140), 160, 200, 250, (280), 400, 500.

7. Провести проверку по контактным напряжениям при действии максимальной нагрузки:

$$\sigma_{H \max_2} \leq [\sigma_{HP \max}]_2,$$

расчет ведется по колесу, как наиболее слабому:

а) определить допускаемое контактное напряжение при действии максимальной нагрузки

$$[\sigma_{HP\max}]_2 = 4\sigma_{T2},$$

где σ_{T2} – предел текучести материала колеса (см. табл. 14).

Таблица 16

Сочетание модулей m_x и коэффициентов диаметров q при $z_1=1;2;3$ (ГОСТ 2144-76)

m_x , ММ	q	m_x , ММ	q
2,00	8,0; (12,5); 15,5; 16,0; 20,0;	6,30	8,0; 10,0; 12,5; 14,0; 16,0; 20,0
2,50	8,0; 10,0; (12,5); 15,5; 16,0; 20,0	(7,00)	(12,0)
(3,00)	(10,0); (12,0)	8,00	8,0; 10,0; 12,5; 16,0; 20,0
3,15	8,0; 10,0; 12,5; 16,0; 20,0	10,00	8,0; 10,0; 12,5; 16,0; 20,0
(3,50)	(10,0); 12,0*; 14,0* (14,0)	(12,00)	10,0** (10,0)
4,00	8,0; (9,0); 10,0; 12,0* (12,0); 12,5; 16,0; 20,0	(12,50)	8,0; 10,0; 12,5; 16,0; 20,0
5,00	8,0; 10,0; 12,5; 16,0; 20,0	16,00	8,0; 10,0; 12,5; 16,0;
(6,00)	(9,0); 10,0	20,00	8,0; 10,0

Примечание: Значения, не заключенные в скобки, являются предпочтительными; * – только при $z_1 = 1$; ** – только при $z_1 = 1; z_2 = 2$.

б) определить коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей

$$z_H = \sqrt{\frac{2 \cos \gamma}{\sin 2\alpha_t}},$$

где $\gamma = \arctg \frac{z_1}{q}$ – делительный угол подъема; $\alpha_t = \arctg \left(\frac{\operatorname{tg} \alpha_n}{\cos \gamma} \right)$ – угол профиля в

торцевом сечении; $\alpha_n = 20^\circ$ – угол профиля в нормальном сечении по ГОСТ 19036-73;

в) определить коэффициент, учитывающий механические свойства материалов:

$$z_M = \sqrt{\frac{2E_1 \cdot E_2}{\pi [E_2(1 - \mu_1^2) + E_1(1 - \mu_2^2)]}},$$

где E_1 и E_2 – модуль упругости материала червяка и колеса соответственно; μ_1 и μ_2 – коэффициенты Пуассона.

Если материал червяка – сталь, а венец колеса – бронза, то с точностью, достаточной для инженерных расчетов, $z_M = 210$;

г) уточнить коэффициент концентрации

$$k_\beta = 0,5(k_\beta^0 + 1),$$

где k_β^0 – начальный коэффициент концентрации (рис. 16);

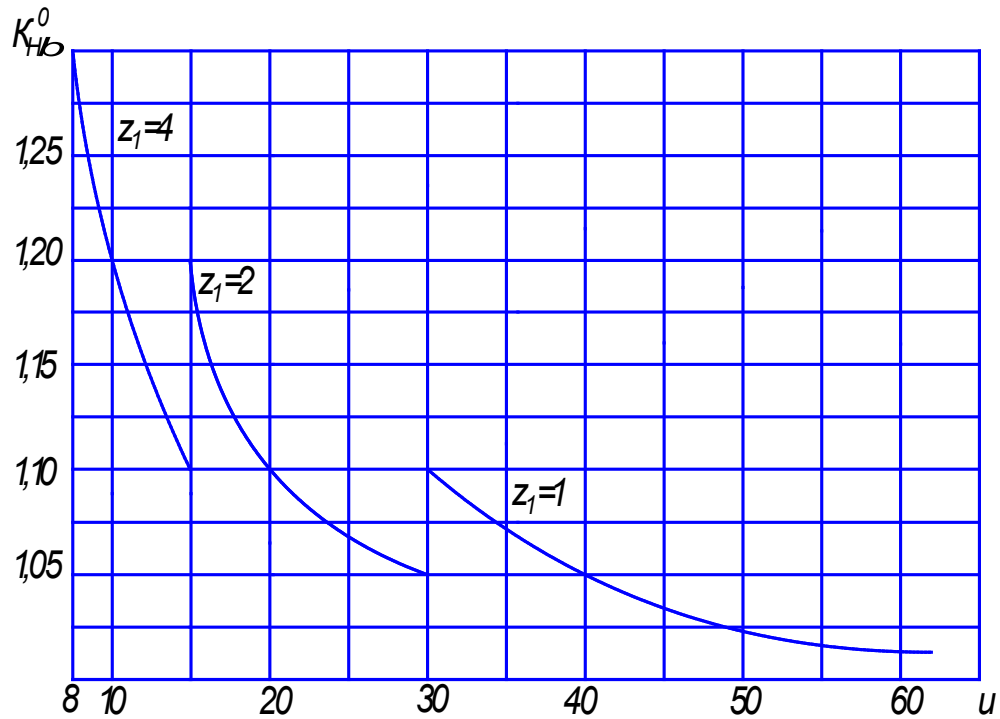


Рис.16. График для определения k_{β}^0

д) уточнить коэффициент динамичности нагрузки k_{ν} , для чего необходимо:

– уточнить скорость скольжения витков червяка по зубьям колеса

$$V_s = \frac{\pi d_1 n_1}{6 \cdot 10^4 \cos \gamma}, \text{ м/с,}$$

где d_1 – диаметр делительной окружности червяка $d_1 = m \cdot q$; γ (см.п.7);

– определить окружную скорость червяка

$$V_1 = \frac{\pi d_1 n_1}{6 \cdot 10^4}, \text{ м/с;}$$

– в зависимости от V_1 выбрать степень точности передачи (табл. 17);

– определить k_{ν} в зависимости от степени точности и скорости скольжения V_s (табл. 18).

Таблица 17

Рекомендованная степень точности червячных передач

Скорость V_1 , м/с	$\leq 1,5$	≤ 3	$\leq 7,5$	Свыше 7,5
Степень точности	9	8	7	6

Таблица 18

Коэффициент динамичности нагрузки k_{ν}

Степень точности	Скорость скольжения V_s , м/с					
	до 1,5	1,5 ... 3	3 ... 7,5	7,5...12	12 ... 16	16 ... 25
6	-	-	1	1,1	1,3	1,5
7	1	1	1,1	1,2	-	-
8	1,15	1,25	1,4	-	-	-
9	1,25	-	-	-	-	-

е) определить контактное напряжение в зубе колеса при действии максимальной нагрузки:

$$\sigma_{H \max 2} = \frac{0,46 z_H z_M q}{z_2} \sqrt{\left(\frac{1 + \frac{z_2}{a}}{a} \right)^3} \cdot T' k_\beta k_v, \text{ МПа,}$$

где $a = 0,5 m_\chi (q + z_2)$ – уточненное межосевое расстояние; $T' = T_2 \frac{T_{\max}}{T}$ –

максимальный крутящий момент на колесе; $\frac{T_{\max}}{T}$ – график нагрузки (см. рис. .

1).

8. Провести сравнение $\sigma_{H \max 2} \leq [\sigma_{HP \max}]_2$:

– если "нет", то перейти к блоку 3 и выбрать другой материал с повышенными прочностными характеристиками;

– если "да", то перейти к следующему блоку.

9. По эквивалентному числу зубьев определить коэффициент формы зуба Y_F (табл. 19), $z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3 \gamma}$.

Таблица 19

Коэффициент формы зуба Y_F

z_{v2}	24	26	28	30	32	35	37	40
Y_F	1,88	1,85	1,80	1,76	1,71	1,64	1,61	1,55
z_{v2}	45	50	60	80	100	150	300	
Y_F	1,48	1,45	1,40	1,34	1,30	1,27	1,24	

10. Определить напряжения изгиба в колесе:

$$\sigma_{F2} = \frac{T_2 Y_F k_\beta k_v Y_\gamma}{0,6 m_\chi^3 q z_2 \cos \gamma},$$

где $Y_\gamma = 1 - \frac{\gamma}{140}$ коэффициент упрочнения зуба; k_β, k_v – коэффициенты (см. п.7, г, д).

11. Определить допускаемое напряжение изгиба в колесе:

$$[\sigma_{FP}]_2 = [\sigma_F]_2 \cdot k_{FL},$$

где $[\sigma_{FP}]_2$ – допускаемое базовое напряжение;

$[\sigma_F]_2 = (0,25 \sigma_T + 0,08 \sigma_A) k_\sigma$ – для неререверсивных передач;

$[\sigma_F]_2 = 0,16 \sigma_b k_\sigma$ – для реверсивных передач;

$k_\sigma = 1,1 - 1,2$ – эффективный коэффициент концентрации;

$k_{FL} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{N_{FE}}}$ – коэффициент долговечности;

$N_{FE} = 60 \sum_{i=1}^n \left(\frac{T_i}{T} \right)^9 n_i t_i$ – эквивалентное число циклов перемен напряжений;

T_i, T, n_i, t_i – см. п. 3.

Значение k_{FL} принимается в качестве расчетного, если оно лежит в пределах $0,55 \leq k_{FL} \leq 1,5$. В том случае, когда значение либо $k_{FL} < 0,55$, либо $k_{FL} > 1,5$ в качестве расчетного соответственно принимаются $k_{FL} = 0,55$ или $k_{FL} = 1,5$.

12. Проверить передачу на изгибную выносливость по зубу колеса из условия $\sigma_{F_2} \leq [\sigma_{FP}]_2$:

– если "нет", то перейти к п. 3 и выбрать материал с повышенными механическими характеристиками;

– если "да", то перейти к следующему блоку.

13. Осуществить проверку передачи на изгиб при действии максимальной нагрузки:

а) определить напряжение изгиба в колесе при действии максимальной нагрузки

$$\sigma_{F \max 2} = \sigma_{F2} \frac{T_{\max}}{T},$$

где σ_{F2} – см. п. 10, $\frac{T_{\max}}{T}$ – график нагрузки (см. Рис. 1);

б) определить допускаемое напряжение изгиба в колесе при действии максимальной нагрузки $[\sigma_{FP \max}]_2 = 0,8\sigma_T$, где σ_T см. табл. 14;

в) провести проверку передачи на изгибную прочность при действии максимальной нагрузки $\sigma_{F \max 2} < [\sigma_{FP \max}]_2$:

– если условие не выполнено, то вернуться к п.3 и выбрать материал с лучшими механическими свойствами;

– если условие выполняется, то перейти к последующему блоку;

14. Определить геометрические параметры червячной передачи (рис. 17):

a – см, п. 7;

$d_1 = m_\chi q$ – диаметр делительной окружности червяка;

$d_2 = m_\chi z_2$ – диаметр делительной окружности колеса;

диаметры окружностей вершин:

червяка $d_{a1} = d_1 + 2m_\chi$;

колеса $d_{a2} = d_2 + 2m_\chi$;

диаметры окружностей впадин:

червяка $d_{f1} = d_1 - 2,4m_\chi$;

колеса $d_{f2} = d_2 - 2,4m_\chi$;

ширину червячного колеса:

при $z_1 = 1 - 2$; $b_2 = 0,75d_{a1}$;

при $z_1 = 4$; $b_2 = 0,67d_{a1}$

длину нарезанной части червяка (ГОСТ 19650-74):

при $z_1 = 1 - 2$; $b_1 \geq (11 + 0,06z_2)m_\chi$;

при $z_1 = 4$; $b_1 \geq (12,5 + 0,09z_2)m_\chi$;

максимальный диаметр червячного колеса $d_{am2} = d_{a2} + \frac{6m_{\chi}}{z_1 + 2}$.

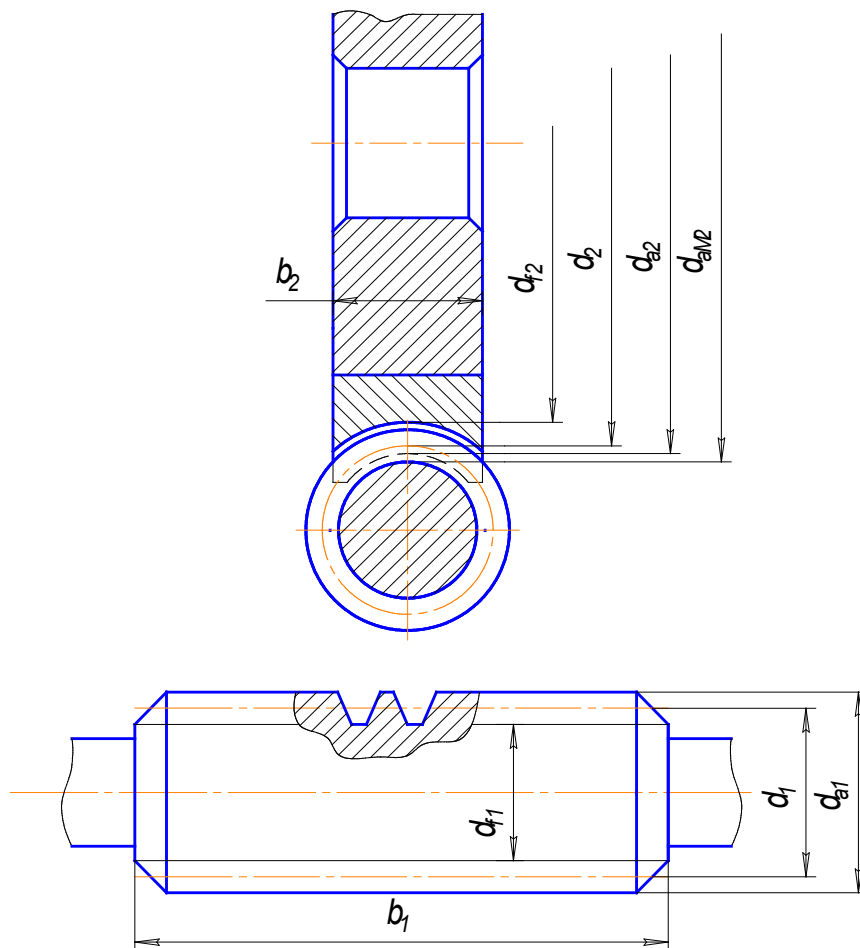


Рис. 17. Эскизы червячного колеса и червяка

15. Определить усилия, действующие в зацеплении:
окружная сила червяка F_{t1} (осевая сила колеса F_{a2}), (рис. 18),

$$F_{t1} = -F_{a2} = \frac{2T_1}{d_1}, \text{ Н};$$

окружная сила колеса F_{t2} (осевая сила червяка F_{a1}),

$$F_{t2} = -F_{a1} = \frac{2T_2}{d_2}, \text{ Н};$$

радиальная сила в зацеплении

$$F_{r1} = -F_{r2} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \alpha, \text{ Н},$$

где $\alpha = 20^\circ$.

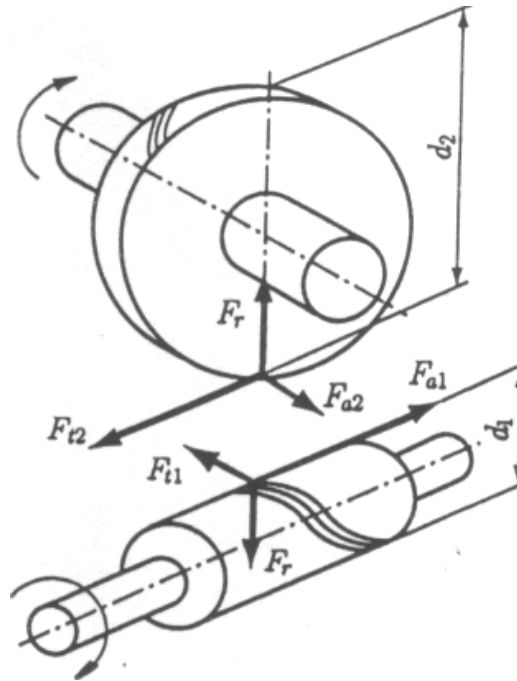


Рис. 18. Схема сил, действующих в червячном зацеплении

16. Определить данные для проверки червяка на жесткость:

суммарная поперечная нагрузка на червяка $R = \sqrt{F_{t1}^2 + F_{r1}^2}$;

расстояние между опорами червяка $l = d_{a2} + 20$ мм;

минимальный момент инерции в сечении $I = \frac{\pi d^4 f_1}{64}$, мм²;

прогиб вала $f = \frac{Rl^3}{48EI}$, мм, где $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа.

17. Проверить вал червяка на жесткость по условию $f \leq 0,05m_\chi$:

– если "нет", то перейти к п.18),

– если "да", то перейти к п.19).

18. По ГОСТ 2144-93 (см. табл. 16) выбрать увеличенный q и расчет повторить с п. 6.

19. Провести расчет червячного редуктора на нагрев масла:

а) уточнить к.п.д. передачи по формуле

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \rho')}$$

где γ – см. п.7; ρ' – приведенный угол трения, определяемый экспериментально (табл. 20);

б) определить температуру нагрева масла в червячном редукторе:

$$t_{\text{раб}} = \frac{(1 - \eta)N_1 \cdot 10^3}{k_T A} + 20^\circ\text{C} \text{ – без искусственного охлаждения;}$$

$$t_{\text{раб}} = \frac{(1 - \eta)N_1 \cdot 10^3}{A(0,7k_T + 0,3k_{\text{ТВ}})} + 20^\circ\text{C} \text{ – охлаждение вентилятором,}$$

где N_1 – мощность на червяке; A – поверхность охлаждения корпуса (табл. 21); $k_T = 9 - 17$ Вт/м²°С – коэффициент теплоотдачи (большее значение

– при хороших условиях охлаждения); $k_{ТВ}$ – коэффициент теплоотдачи при обдуве вентилятором, насаженным на вал червяка (табл. 22);

в) максимально допустимую температуру нагрева масла принять $[t]_{раб} = 85^\circ \text{C}$;

Таблица 20

Экспериментальные значения приведенного угла трения

Скорость скольжения V_s , м/с		0,5	1,0	1,5	2,0	2,5	3	4	7	10	15
ρ'	БрОЦС, БрОФ (БрОНФ)	3°10	2°30	2°20	2°00	1°40	1°30	1°20	1°00	0°55	0°50
	БрАЖ(Н), БрОМЦ	3°40	3°10	2°50	2°30	5°20	2°00	1°40	1°30	1°20	1°10

Таблица 21

Площадь A поверхности охлаждения червячного редуктора в зависимости от межосевого расстояния a

a , мм	80	100	125	140	160	180	200	225	250	280
A , м ²	0,19	0,24	0,36	0,43	0,54	0,67	0,8	1	1,2	1,4

Таблица 22

Коэффициент $k_{ТВ}$ при обдуве вентилятором

Частота вращения вала n_1 , об/мин	750	1000	1500	3000
Коэффициент теплоотдачи $k_{ТВ}$	17	21	29	40

г) проверить редуктор на нагрев по условию $t_{раб} < [t]_{раб}$:

– если условие не выполняется, то перейти к п. 18. Рассмотреть возможные конструктивные доработки червячного редуктора с целью увеличения поверхности охлаждения или интенсивности охлаждения масла. Повторить тепловой расчет;

– если условие соблюдается, то расчет червячной передачи закончен.

4.1.2. Конструкция червячных колес

С целью экономии дорогостоящих материалов червячные колеса изготавливают составными: центр – из чугуна или стали, зубчатый венец – из бронзы или латуни.

Конструкция червячного колеса и способ соединения венца с центром зависят от объема выпуска. При единичном и мелкосерийном производстве и небольших размерах колес ($d_a < 300$ мм) зубчатые венцы соединяют с центром посадкой с натягом по посадке: Н7/р6; Н7/р6; Н7/с6.

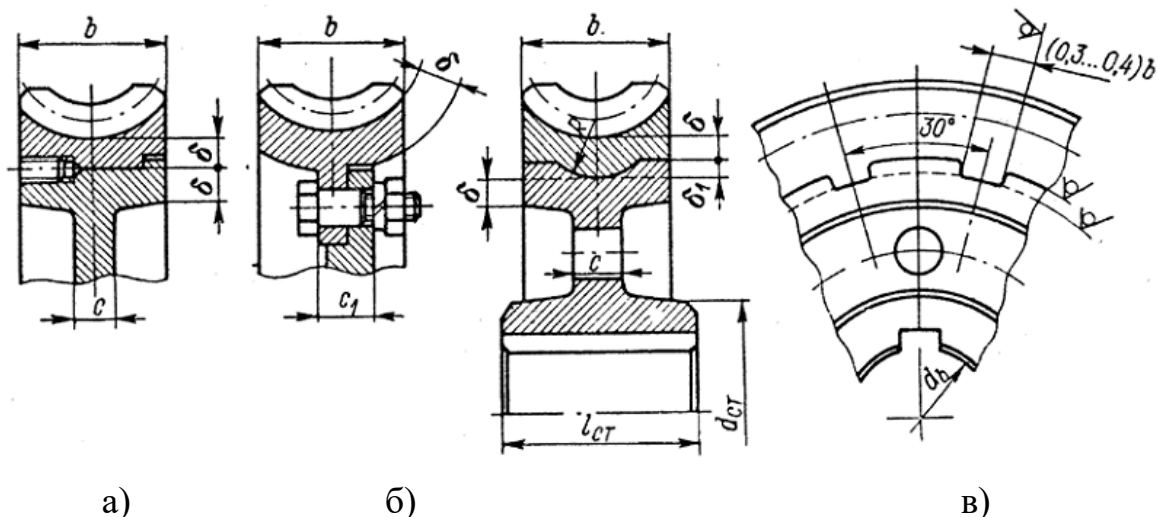


Рис. 19. Конструкции и ориентировочные размеры червячных колес со штампованной или кованой ступицей: а – бронзовый венец закреплен винтами; б – венец закреплен болтами; в – залит на ступицу, на ободке которой есть углубления.

Эту конструкцию рекомендуется применять для передач с относительно невысоким тепловыделением, так как при значительной разнице в коэффициенте линейного расширения у бронзы и стали или чугуна при высокой температуре натяг уменьшается и надежность соединения снижается. В соединениях с небольшим натягом в стык зубчатого венца и центра устанавливают винты (рис. 19, а).

При больших размерах колес ($d_a \geq 400$ мм) крепление венца к центру выполняют болтами, поставленными без зазора (рис. 19, б).

Основные конструктивные размеры принимаются:

$$\delta = 2,5m + 2 \text{ мм};$$

$$\delta_1 = 1,25m;$$

$$c = (0,2 \dots 0,3)b, \text{ но не менее } 10 \text{ мм};$$

$$d_{cm} = (1,6, \dots, 1,7)d;$$

$$l_{cm} = (0,8, \dots, 1,0)d;$$

$$\gamma \approx 8^\circ \text{ – штамп. уклон}$$

Остальные конструктивные элементы червячных колес следует принимать такими же, как для цилиндрических зубчатых колес.

При серийном производстве (годовой объем выпуска – более 100 шт.) экономически выгоднее применять наплавленный венец. Конструктивное исполнение наплавленных венцов показаны на рис. 19, в.

4.1.3. Конструкция червяков червячных передач

Червяк в большинстве случаев делают за одно целое с валом. Витки червяка могут быть нарезаны на токарном станке, если $d_0 \leq d_{f1}$ (рис. 20, а, б) или получены фрезерованием, если $d_0 > d_{f1}$ (рис. 20, в).

Одним из основных требований является конструктивное обеспечение высокой жесткости червяка. С этой целью расстояние между опорами стараются сделать как можно меньшими. Диаметр вала червяка в ненарезанной части назначают таким, чтобы обеспечить, по возможности, свободный выход инструмента при обработке витков и необходимую величину упорного заплечика для подшипника.

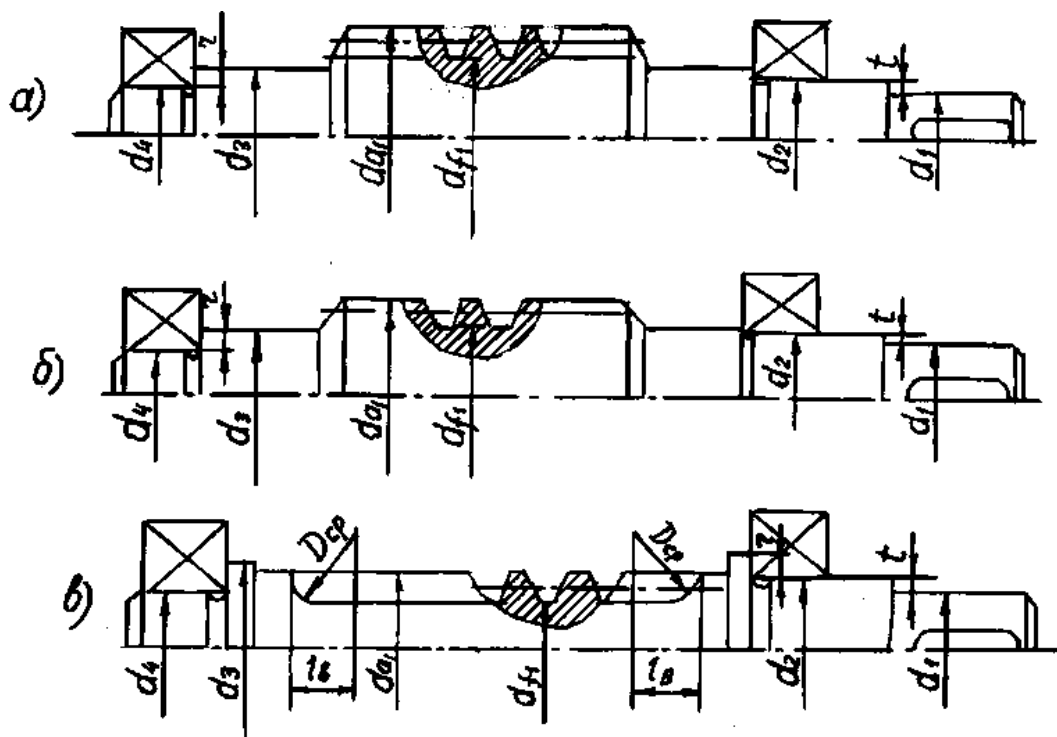


Рис. 20. Конструирование червячного вала: а) $d_{f1} > d_3$; б) $d_{f1} = d_3$; в) $d_{a1} < d_3$;
 $d_{f1} < d_3$

При относительно малом диаметре червяк приходится выполнять по рис. 20, в. В этом случае высоту упорного заплечника в местах установки подшипников согласуют с наружным диаметром червяка.

4.1.4. Допуски формы и расположения поверхностей для деталей червячной передачи

Правила выполнения чертежей цилиндрических червяков и червячных колес устанавливаются ГОСТ 2403-75. Этот стандарт определяет правила указания на чертежах параметров зубчатых венцов. Другие данные, необходимые для изготовления этих деталей, приводятся на чертеже в соответствии с требованиями ЕСКД.

На изображении цилиндрического червяка (рис. 20) указывают: диаметр вершин витка d_{a1} , длину нарезной части червяка по вершинам b_1 , размеры фасок C на концах витка, шероховатость боковых поверхностей витков.

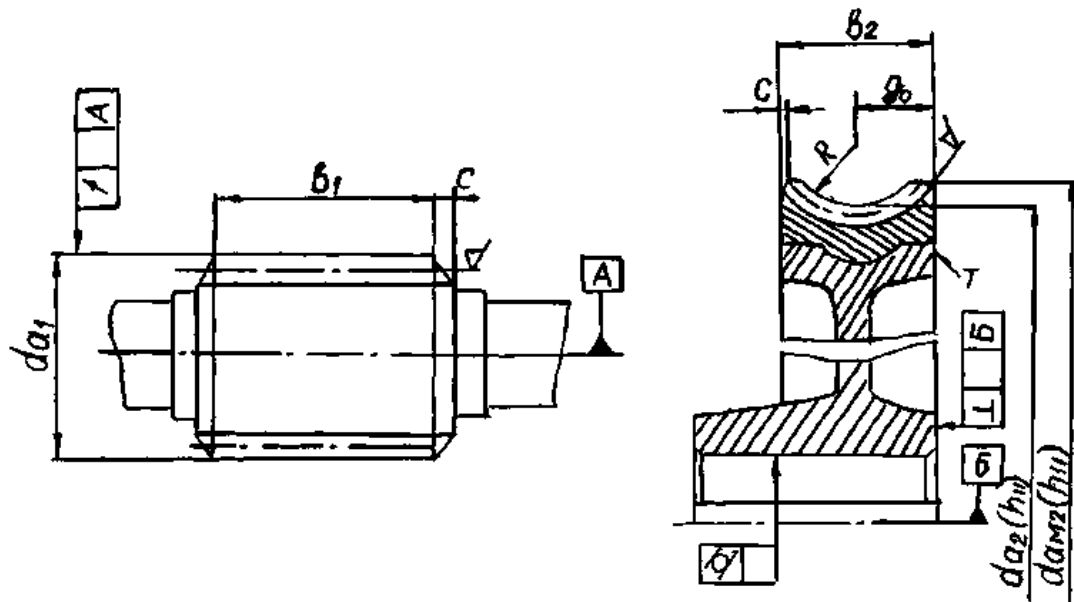


Рис. 21. Параметры зубчатых венцов червячной передачи, указываемые на чертежах

На изображении червячного колеса (рис. 21) указывают: диаметр вершин зубьев d_{a2} , ширину зубчатого венца b_2 , расстояние от базового торца Т до средней торцевой плоскости колеса g_0 , наибольший диаметр d_{am2} , радиус поверхности вершин зубьев R , размеры фасок C или радиусы притупления торцовых кромок зубьев, шероховатость боковых поверхностей зубьев.

4.2. Система смазки червячных редукторов

Выбор сорта масла для червячных передач основывается на скорости скольжения в паре и ее нагруженности (табл. 23).

Основной принцип подбора вязкости масла такой же, как и для зубчатых цилиндрических редукторов; с увеличением скорости скольжения вязкость масла уменьшается, а с увеличением нагруженности вязкость увеличивается.

Таблица 23

Рекомендуемые сорта смазочных масел для червячных передач (ГОСТ 17479-87)

Контактные напряжения σ_H , МПа	Скорость скольжения V_s , м/с		
	до 2	2...5	более 5
до 200	ИТД-220	ИТД-100	ИТД-80
200 ... 250	ИТД-460	ИТД-220	ИТД-100
более 250	ИТД-680	ИТД-460	ИТД-220

Для червячных редукторов применяют следующие способы подвода и нанесения смазочного материала: циркуляционное, погружением, масляным туманом.

Циркуляционный способ смазки применяется при верхнем расположении червяка и в том случае, когда необходимо обеспечить охлаждение редуктора за счет смазочного материала, охлаждаемого в специальных радиаторах. В этом случае при помощи специального заборника (рис. 22) масло нагнетается в систему и затем подается к поверхностям трения.

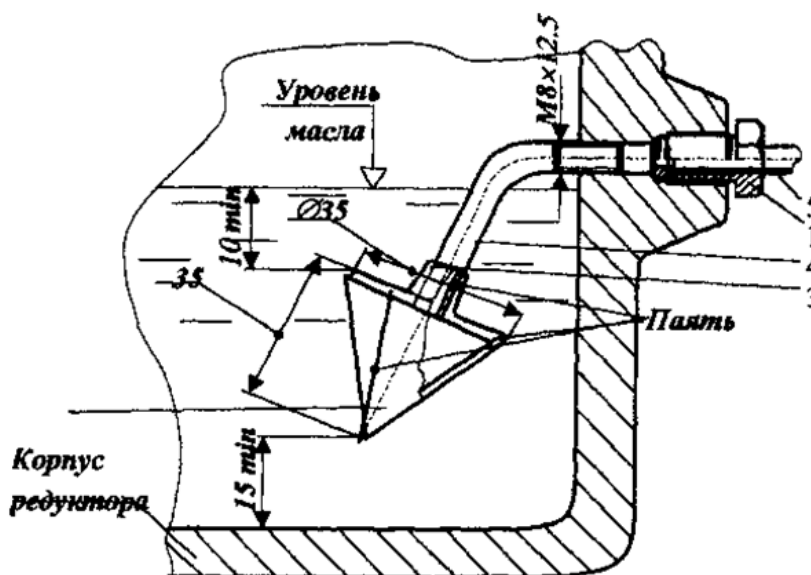


Рис. 22. Конструкция заборного устройства для циркуляционной системы смазки: 1 – штуцер концевой; 2 – корпус заборника, сетка ; 3 – диск; 4 – труба; 5 – труба 8x10.

При картерном способе смазки для нижнего расположения червяка выбирают такой уровень масла, чтобы его витки были погружены в масло на глубину $2m_x$. При этом допустимо, чтобы нижние шарики или ролики подшипников вала были погружены до середины. Иногда невозможно поднять уровень масла настолько, чтобы витки червяка в него погрузились. В этих случаях применяют разбрызгивающие кольца (рис. 23), в которых смазка сбрасывается центробежной силой на зубья червячного колеса.

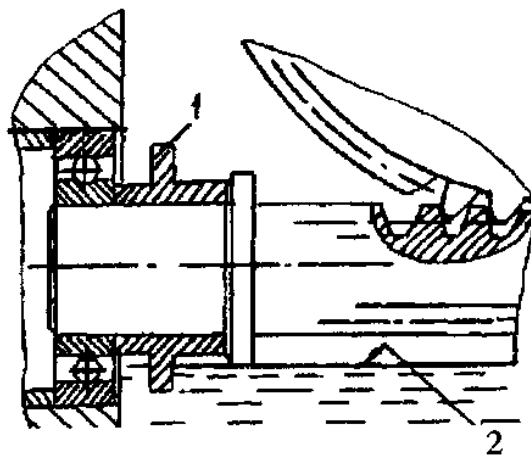


Рис. 23. Смазывание червячной передачи с помощью разбрызгивателя 1 (2 – уровень масла)

При верхнем расположении червяка червячное колесо должно быть погружено на глубину не менее чем на $2m_x$. Однако в тяжело нагруженных редукторах допускают увеличение уровня масла до уровня оси червячного колеса. Контроль за уровнем масла осуществляется устройствами, аналогичными приведенным для цилиндрических редукторов.

4.3. Система охлаждения червячных редукторов

При работе червячных передач потерянная мощность на трение в зацеплении и подшипниках, а также на размешивание и разбрызгивание масла переходит в теплоту, которая нагревает масло, а оно через стенки корпуса передает эту теплоту окружающей среде. Если отвод тепла недостаточен, то передача перегревается. При перегреве смазочные свойства масла резко ухудшаются: его вязкость падает. Возникает опасность заедания, это может привести к выходу из строя самой передачи.

Тепловой расчет червячной передачи при установившемся режиме работы производится на основе теплового баланса, т.е. равенства тепловыделений теплоотдачи Q_b и теплоотдачи Q_0 .

По условию теплового баланса температура масла в корпусе червячной передачи при непрерывной работе должна сохранять неравенство $t_{раб} \leq [t]_{раб}$ (см. § 4.1, п.19, г).

Значение $t_{раб}$ зависит от марки масла. Обычно принимают $t_{раб} = 80 - 95^\circ C$.

Если при расчете окажется, что $t_{раб} > [t]_{раб}$, то необходимо либо увеличить поверхность охлаждения, применяя охлаждающие ребра, либо применить искусственное охлаждение, которое может осуществляться: а) обдувом корпуса воздухом с помощью вентилятора, насаженного на вал червяка; б) охлаждением масла водой, проходящей через змеевик; в) применением циркуляционной системы смазки со специальным холодильником.

5. Конструирование передач с гибкой связью

5.1. Конструирование ременных передач

В настоящее время в машиностроении получили наибольшее распространение передачи клиновыми (нормального и узкого сечения) и поликлиновыми ремнями. Скорость клиновых ремней не должна превышать 25-30 м/с, а поликлиновых ремней – 40 м/с. При одинаковых габаритных размерах передача узкими клиновыми ремнями в 1,5-2 раза выше по тяговой способности, чем передача клиновыми ремнями нормального сечения.

Согласно ГОСТ 1284.3-96, расчет клиновых ремней сводится к подбору типа и числа ремней. Основным расчетом ремней считается расчет по

тяговой способности. Расчет ремней на долговечность проводится как проверочный.

5.1.1. Последовательность расчета ременных передач

Исходные данные (получены из кинематического расчета привода):

N_1 – мощность на ведущем валу;

n_1 – частота вращения ведущего вала, об/мин;

U – передаточное число ременной передачи.

1. По табл. 24 выбрать сечение ремня в зависимости от крутящего момента на ведущем валу:

$$T_1 = 9555 \cdot 10^3 \cdot \frac{N_1}{n_1}, \text{ Н}\cdot\text{мм.}$$

Таблица 24

Рекомендуемые пределы моментов и минимально допустимые диаметры шкивов при выборе ремней

Сечение ремня	T_1 , Н·мм	d_{\min} , мм	Сечение ремня	T_1 , Н·мм	d_{\min} , мм
Клиновые нормального сечения			Клиновые узкие		
О	До $30 \cdot 10^3$	63	УО	До $150 \cdot 10^3$	63
А	$15 \cdot 10^3 \dots 60 \cdot 10^3$	90	УА	$90 \cdot 10^3 \dots 400 \cdot 10^3$	90
Б	$50 \cdot 10^3 \dots 150 \cdot 10^3$	125	УБ	$300 \cdot 10^3 \dots 2 \cdot 10^6$	140
В	$120 \cdot 10^3 \dots 600 \cdot 10^3$	200	УВ	Свыше $1,5 \cdot 10^6$	224
Г	$450 \cdot 10^3 \dots 2,4 \cdot 10^6$	355	Поликлиновые		
Д	$1,6 \cdot 10^6 \dots 6 \cdot 10^6$	500	К	до $40 \cdot 10^3$	40
Е	Свыше $4 \cdot 10^6$	800	Л	$18 \cdot 10^3 \dots 400 \cdot 10^3$	80
			М	Свыше $130 \cdot 10^3$	180

2. Выбрать диаметр меньшего шкива. С целью повышения ресурса работы передачи рекомендуется устанавливать меньший шкив расчетного диаметра $d_1 > d_{\min}$ (см. табл. 24) из стандартного ряда: 63, 71, 80, 90, 100, 112, 125, 140, 160, 180, 200, 224, 250, 280, 315, 355, 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600, 1800, 2000, 2240, 2500, 2800, 3150, 3550, 4000, 4500, 5000.

3. Определить диаметр большого шкива $d_2 = d_1 U$. Значение d_2 округлить до ближайшего стандартного значения.

4. Уточнить передаточное число с учетом относительного скольжения $\xi \approx 0,01$

$$U' = \frac{d_2}{d_1(1-\xi)}$$

Определить расхождение U' от заданного U : $\Delta U = |U - U'|$.

5. Провести сравнение $\frac{\Delta U}{U} \cdot 100\% \leq 5\%$:

– если "нет", то перейти к п. 2 и выбрать другое значение из стандартного ряда;

– если "да", то перейти к следующему пункту.

6. Определить ориентировочное значение межосевого расстояния $a' = cd_2$, где $c = \frac{a}{d_2}$ выбирается по табл. 25 в зависимости от передаточного числа U .

Таблица 25

Значение коэффициента с						
	1	2	3	4	5	6
с	1,5	1,2	1	0,95	0,9	0,85

7. Определить ориентировочное значение длины ремня

$$L' = 2a' + 0,5\pi(d_1 + d_2) + \frac{0,25(d_2 - d_1)^2}{a'}$$

Для ремней нормального или узкого сечения, а также для поликлиновых ремней выбрать ближайшее стандартное значение длины ремня (рис. 24, табл. 26).

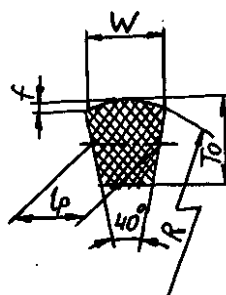


Рис. 24. Профиль ремня клинового кордтканевого

Таблица 26

Профиль ремня клинового по ГОСТ 1234.1-80. Размеры в миллиметрах

Обозначение сечения	Расчетная ширина l_p	Ширина W	Высота T_0	Расчетная длина L_p		f
				наименьшая	наибольшая	
О	8,5	10	6	400	2500	1
А	11	13	8	500	4000	1
Б	14	17	10,5	800	6300	1
В	19	22	13,5	1800	10600	1
Г	27	32	19	3150	15000	1
Д	32	38	23,5	4500	16000	2
Е	42	50	30	6300	18000	2

Ряд расчетных длин ремней L_p , мм: 400;(425); 450(475); 500(530); 360(600); 630; (670); 710; (750); 800, (850); 900; (950); 1000; (1060); 1120(1180); 1250; (1320); 1400; (1500); 1600; (1700) 1800; (1900); 2000; (2120); 2240; (2360); 2500; (2650); 2800; (3000); 3150 (3350); 3550; (3750); 4000; (4250); 4500 (4750); 5000; (5300); 5600, (6000); 6300; (6700); 7100. Размеры в скобках использовать в технически обоснованных случаях.

8. Уточнить межосевое расстояние

$$a = 0,25 \left[(L - \Delta_1) + \sqrt{(L - \Delta_1)^2 - 8\Delta_2} \right],$$

где $\Delta_1 = 0,5\pi(d_1 + d_2)$; $\Delta_2 = 0,25\pi(d_2 - d_1)^2$;

9. Определить скорость ремня

$$V = \frac{\pi d_1 n_1}{60}, \text{ м/с, здесь } d_1 \text{ в м.}$$

10. Определить число пробегов ремня в секунду

$$\nu = \frac{V}{L}, \text{ здесь } L \text{ в м.}$$

11. Осуществить проверку ременной передачи на долговечность по числу пробегов $\nu \leq [\nu]$, где $[\nu] = 10 \text{ с}^{-1}$:

– если "нет", то перейти к блоку № 8 и увеличить длину ремня по стандарту;

– если "да", то перейти к следующему блоку.

12. Определить угол обхвата ремнем малого шкива:

$$\alpha = 180 - 57 \frac{d_2 - d_1}{a}.$$

13. Провести проверку $\alpha \geq 120^\circ$:

– если "нет", то необходимо применить устройства, увеличивающие угол обхвата, например натяжной ролик;

– если "да", то перейти к следующему блоку.

14. Определить окружную силу на шкивах

$$F_t = \frac{N_1 \cdot 10^3}{V}, \text{ Н.}$$

15. Определить ориентировочное значение числа устанавливаемых ремней:

для клиновых ремней по выражению

$$z' = \frac{F_t}{[k]A_1};$$

для поликлиновых ремней определяется число ребер ремня по выражению

$$z' = \frac{10F_t}{[k]A_{10}},$$

где $[k] = k_0 c_\alpha c_p$ – допустимое полезное напряжение; A_1, A_{10} – площадь поперечного сечения ремня (табл. 27); k_0 – полезное напряжение ремня, МПа:

для нормальных клиновых и поликлиновых ремней

$$k_0 = \frac{5,55}{\nu^{0,09}} - 6 \frac{b_p^{1,57}}{d_1 k_U} - 10^{-3} V^2;$$

для узких клиновых ремней

$$k_0 = (27,1 - 5,11 g \nu) b_p^{-0,421} - 49 \frac{b_p}{d_1 k_U} - 1,12 \cdot 10^{-3} \cdot V^2,$$

где ν – частота пробегов ремня (см. п. 10);

b_p – ширина ремня по нейтральному слою (см. табл. 27);

k_U – коэффициент влияния передаточного числа (табл. 28);

V – скорость ремня, м/с (см. п. 9);

c_α – коэффициент, учитывающий влияние угла обхвата на тяговую

способность (табл. Таблица 29);

c_p – коэффициент режима работы (табл. Таблица 30). Перегрузка при пуске определяется как $\frac{T_{пуск}}{T} \cdot 100\%$ (см. график нагрузки в задании, рис. . 1).

Таблица 27

Размеры приводных клиновых и поликлиновых ремней

Параметры ремня	Тип ремня						
	Нормальное сечение						
	О(Z)	А(А)	Б(В)	В(С)	Г(Д)	Д(Е)	Е
$A_1, A_{10}, \text{мм}^2$	47	81	138	230	476	692	1172
$b_h, \text{мм}$	8,5	11	14	19	27	32	42
$g, \text{кг/м}$	0,06	0,10	0,18	0,30	0,60	0,90	1,52
$[z]$	6	6	6	6	6	6	6
Параметры ремня	Тип ремня						
	Узкие				Поликлиновые		
	УО(SPZ)	УА(SPA)	УБ(SPB)	УВ(SPC)	К(J)	А(L)	М(K)
$A_1, A_{10}, \text{мм}^2$	56	95	158	278	54	291	954
$b_h, \text{мм}$	8,5	11	14	19	2,4	4,8	9,5
$g, \text{кг/м}$	0,07	0,12	0,2	0,37	0,09	0,45	1,6
$[z]$	6	6	12	12	36	20	20

Примечание. В скобках указано обозначение ремня по ISO

Таблица 28

Коэффициенты влияния передаточного числа k_U

U	k_U	U	k_U	U	k_U
1,02...1,05	1,02	1,16...1,2	1,07	1,51...2,0	1,12
1,06...1,1	1,04	1,21...1,3	1,09	2,1 и выше	1,14
1,11...1,15	1,06	1,31...1,5	1,11		

Таблица 29

Коэффициент c_α

c_α	α°	c_α	α°	c_α	α°	c_α	α°
0,64	80	0,83	120	0,95	160	1,10	200
0,69	90	0,86	130	0,98	170	1,15	210
0,74	100	0,89	140	1,00	180	1,20	220
0,79	110	0,92	150	1,05	190		

Таблица 30

Коэффициент режима работы c_p

Характер нагрузки	Перегрузки при пуске, %	c_p
Спокойная	до 120	1,0
Умеренные колебания	до 150	0,9
Значительные колебания	до 200	0,8
Неравномерная ударная	до 300	0,7

В многоручьевых передачах нагрузка распределяется по ремням неравномерно. Поэтому вводят коэффициент числа ремней C_z (табл. 31). Тогда окончательно число ремней

$$z = \frac{z'}{C_z}.$$

Значение z округлить до целого числа в большую сторону.

Таблица 31

Коэффициент C_z

z'	2...3	4...6	Более 6
C_z	0,95	0,9	0,85

16. Провести сравнение $z \leq [z]$, где $[z]$ – допустимое число ремней для данного сечения (см. табл. 27):

– если "нет", то перейти к пункту 1 и выбрать сечение большего размера, а затем повторить расчет ремня;

– если "да", то перейти к следующему блоку.

17. Определить силы, действующие на валы:

$$F_r = 2A_1zk_0 \cos \frac{\gamma}{2},$$

где A_1 – площадь поперечного сечения одного ремня, для поликлиновых $A_1 = \frac{A_{10}}{10}$ (см. табл. 27); k_0 – полезное напряжение в ремне (см.п. 15); $\gamma = 180^\circ - \alpha$ – угол между ветвями ремня (угол α см.п. 12).

5.1.2. Конструкция шкивов ременных передач

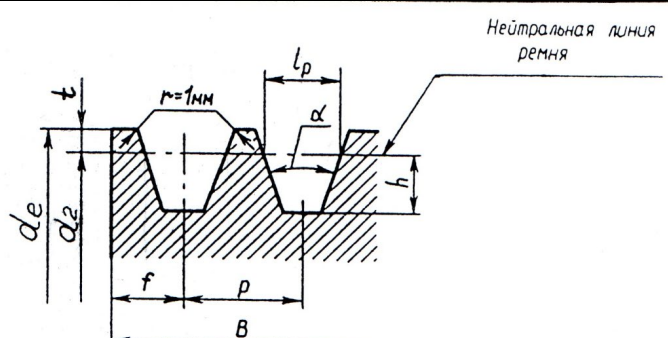
Шкивы ременных передач изготавливают чаще всего литыми из чугуна. Для снижения инерционных нагрузок шкивы высокоскоростных передач изготавливают из легких сплавов. При небольшом выпуске их изготавливают также сварными из стали. Шкивы быстроходных передач подвергают балансировке. При диаметре $D \leq 300$ шкивы выполняют с дисками без спиц, шкивы больших диаметров – с 4...6 спицами. Для шкивов с $D_n \geq 250$ мм диск конструируют в виде конуса, что способствует лучшему отводу газов при заливке формы металлом.

Для удобства установки ремней шкивы передач должны быть консольными, иначе для смены ремня потребуется разборка узла.

Поскольку в процессе работы ремень может вытягиваться, то в конструкции с ременной передачей необходимо предусматривать устройства для изменения межосевого расстояния.

Для увеличения угла обхвата α_1 рекомендуется ведомую ветвь передачи располагать вверху. Тогда за счет провисания ремня угол несколько увеличивается. В тех случаях, когда провисание ремней незначительно, то для увеличения угла обхвата α_1 рекомендуется применять дополнительный шкив, который может служить и натяжным устройством.

Размеры профиля канавок литых и точеных шкивов для клиновых и поликлиновых ремней



Сечения клинового ремня	Размеры, мм					Расчётные диаметры шкивов d, мм			
	t	lp	p	f	h	$\alpha=34^\circ$	$\alpha=36^\circ$	$\alpha=38^\circ$	$\alpha=40^\circ$
А	3,3	11	15	10	8,7	90...112	125...160	180...400	≥ 450
Б	4,2	14	19	12,5	10,8	125...160	180...224	250...500	≥ 560
В	5,7	19	25,5	17	14,3	-	200...315	355...630	≥ 710
Г	8,1	27	37	24	19,9	-	315...450	500...900	≥ 1000

Основные размеры шкивов (рис. 25) принимаются конструктивно, исходя из следующих зависимостей:

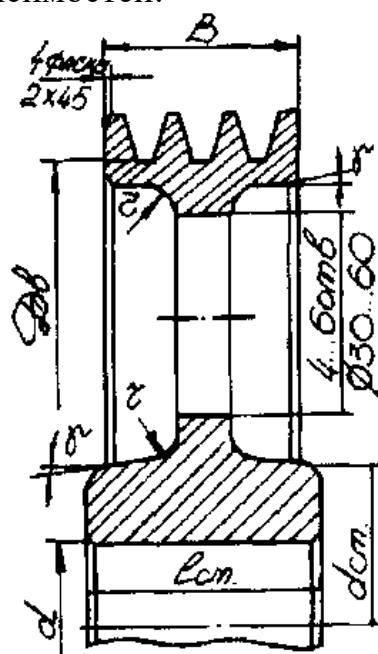


Рис. 25. Конструкция шкива

D – расчетный диаметр. При $D > 350$ мм шкив выполняется с 4...6 спицами.

$$D_n = D + 2C_2;$$

$$D_b = D_n - 2e;$$

$$b = (z - 1)t + a + 2k;$$

z – число канавок (ремней);

$$D_1 = D_b - 2C_1;$$

$$d_{cm} = (1,6 \dots 1,7)d;$$

$\gamma = 7 \dots 8^\circ$ – литейные (формовочные) уклоны;

$r \geq 4 \dots 5 \text{ мм}$ $l_{cm} = (1 \dots 1,5)d$ – для переходных посадок $\frac{H7}{k6}$.

Размеры профиля канавок шкивов определяются по табл.

Остальные конструктивные элементы шкивов следует принимать такими же, как для цилиндрических зубчатых колес (см. п. 3.2.3.).

5.2. Конструирование цепных передач

Критерием работоспособности передачи приводной роликовой цепью (рис. 26) является износостойкость шарниров цепи. Расчет заключается в проверке цепи по допускаемому давлению для шарниров.

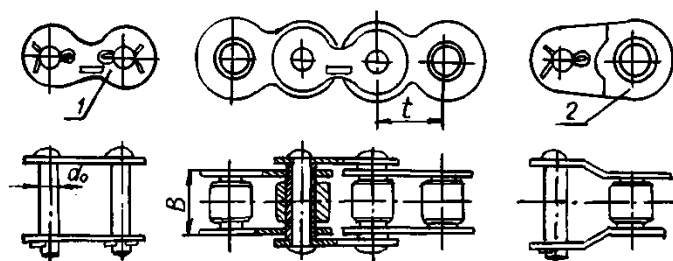


Рис. 26. Приводная роликовая однорядная цепь:
1 – соединительное звено; 2 – переходное звено

Кроме того, долговечность цепи проверяется по допустимому числу входов цепи в зацепление с обеими звездочками (число ударов).

5.2.1. Последовательность расчета цепной передачи

Исходные данные (взять из кинематического расчета привода):

n_1 – частота вращения ведущей звездочки, об/мин;

N_1 – передаваемая мощность, кВт;

U – передаточное число.

1. Определить число зубьев ведущей звездочки $z'_1 = 29 - 2U$. Принять $z_1 \geq z'_1$ до целого нечетного числа. Определить число зубьев ведомой звездочки $z'_2 = z_1 U$ и округлить до целого числа z_2 .

2. Определить передаточное число по выбранным числам зубьев звездочек $U' = \frac{z_2}{z_1}$.

3. Провести сравнение $U' = U$:

– если "нет", т.е. ошибка превышает 5%, то перейти к пункту 2 и изменить числа z_1 и z_2 ;

– если "да", то перейти к последующему блоку.

4. Определить коэффициент эксплуатации $k_s = k_1 \cdot k_2 \cdot k_3 \cdot k_4 \cdot k_5$, где $k_1 \dots k_5$ – определить по табл. 33.

Таблица 33

Значения коэффициентов при расчете цепи по износостойкости шарниров

Коэффициент	Условия работы	Значения
динамичности k_1	Спокойная нагрузка	1,0
	Толчкообразная или переменная нагрузка	1,5
способа смазки k_2	Смазка непрерывная	0,8
	капельная	1,0
	периодическая	1,5
наклона линии центров к горизонту k_3	$<60^0$	1,0
	$>60^0$	1,5
режима работы k_4	Работа односменная	1,0
	двухсменная	1,25
	непрерывная	1,5
способа регулирования натяжения цепи k_5	При подвижных опорах	1,0
	При оттяжных звездочках	1,1
	При отжимном ролике	1,25

5. Определить ориентировочное значение шага цепи

$$t' \geq 60 \sqrt[3]{\frac{k_2 N_1 \cdot 10^3}{z_1 n_1 [P] j}}, \text{ мм,}$$

где j – число рядов роликовой цепи, для предварительного расчета принять $j = 1$; $[P]$ – ориентировочное значение допускаемого давления для роликов цепи (МПа) (табл. 34).

Таблица 34

Допускаемое давление для роликов цепи

n, об/мин	50	200	400	600	800	1000	1200	1600
$[P]$, МПа	34,3	29,4	25,7	22,9	20,6	18,6	17,2	14,7

6. Выбрать шаг цепи по ГОСТ13568-75 (рис. 27, табл. 35) $t \geq t'$ (12,7; 15,875; 19,05; 25,4; 31,75; 38,1; 44,45; 50,8).

7. Определить скорость цепи $V = \frac{tz_1 n_1}{60 \cdot 10^3}$, м/с.

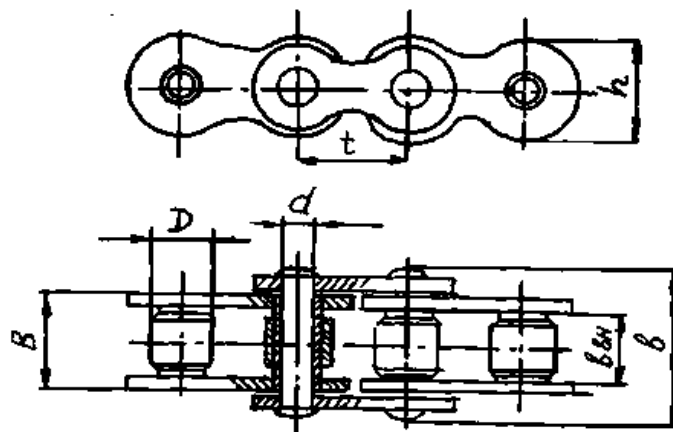


Рис. 27. Цепи приводные роликовые однорядные по ГОСТ 13568-75

Таблица 35

Цепи приводные роликовые нормальной серии однорядные типа ПР

Обозначение цепей	t	$b_{вн}$	D	d	h	B	b	Разрш. нагр., Н
Пр-12,7-900-2	12,7	3,3	7,75	3,66	10,0	5,8	11,7	9000
Пр-12,7-1820-1	12,7	5,4	8,51	4,45	11,81	8,9	18,2	18200
Пр-12,7-1820-2	12,7	7,75	8,51	4,45	11,81	11,3	20,9	18200
Пр-15,875-2270-1	15,875	6,48	10,16	5,08	14,8	10,11	20,1	22700
Пр-15,875-2270-2	15,875	9,65	10,16	5,08	14,8	13,28	23,7	22700
Пр-19,05-3180	19,05	12,7	11,91	5,96	18,08	17,75	30,6	31800
Пр-25,4-6000	25,4	15,88	15,88	7,95	24,13	22,61	38,5	60000
Пр-31,75-8850	31,75	19,05	19,05	9,55	30,18	27,46	46,0	88500
Пр-38,1-1270	38,1	25,4	22,23	11,12	36,1	35,46	56,9	127000
Пр-44,45-17240	44,45	25,4	25,4	12,72	42,24	37,19	61,3	172000

Пример обозначения цепи приводной роликовой однорядной нормальной серии шага 19,05 с разрушающей нагрузкой 31800Н: Цепь ПР-19,05-31800 ГОСТ13568-75

8. Определить окружную силу $F_t = \frac{N_1 \cdot 10^3}{V}$, Н.

9. Определить давление в шарнирах цепи $P = \frac{k_2 F_t}{0,275 t_j^2}$, МПа.

10. Провести сравнение $P \leq [P]$, где $[P]$ – допускаемое давление в шарнирах цепи выбранного шага (табл. 36);

– если условие не выполнено, то или увеличить шаг цепи и перейти к п. 7, или увеличить число рядов цепи j и перейти к п. 6;

– если неравенство выполняется, то перейти к последующему пункту.

Таблица 36

Допускаемое давление $[P]$ для роликов цепей, МПа

Частота вращения n_1 , об/мин	Шаг цепи t , мм			
	12,7; 15,875	19,05; 25,4	31,75; 38,1	44,45; 50,8
50	34,3	34,3	34,3	34,3
200	30,9	29,4	28,1	25,7
400	28,1	25,7	23,7	20,6
600	25,7	22,9	20,6	17,2
800	23,7	20,6	18,1	14,7
1000	22,0	18,6	16,3	
1200	20,6	17,2	14,7	
1600	18,1	14,7		
2000	16,3			
2400	14,7			
2800	13,4			

11. Определить межосевое расстояние $a = 40t$.

12. Определить число звеньев цепи $\omega = \frac{2a}{t} + \frac{(z_1 + z_2)}{2} + \left[\frac{(z_2 - z_1)}{2\pi} \right]^2 \frac{t}{a}$.

13. Определить длину цепи $L = \omega \cdot t$.
14. Определить число входов цепи в зацепление с обеими звездочками (число ударов) за 1 секунду $\nu = \frac{2V}{L}$.
15. Провести сравнение $\nu \leq [\nu]$, где $[\nu]$ – допустимое число ударов (табл. 37):
- если "нет", то увеличить a и перейти к блоку №12;
 - если "да", то перейти к последующему блоку.

Таблица 37

Допустимое число входов цепи в зацепление с обеими звездочками $[\nu]$

Шаг цепи t , мм	12,7	15,875	19,05	25,4	31,75	50,8
$[\nu]$	60	50	36	30	25	15

16. Определить диаметры начальных окружностей звездочек:

$$d_1 = \frac{t}{\sin \frac{180}{z_1}}; \quad d_2 = \frac{t}{\sin \frac{180}{z_2}}$$

17. Определить диаметры вершин ведущей и ведомой звездочек:

$$d_{a1} = t \left[\operatorname{ctg} \left(\frac{180}{z_1} \right) + 0,5 \right]; \quad d_{a2} = t \left[\operatorname{ctg} \left(\frac{180}{z_2} \right) + 0,5 \right].$$

18. Определить нагрузку на вал с учетом нагрузки от центробежной силы и веса цепи $F_r = 1,2F_t$.

5.2.2. Конструирование звездочек цепных передач

Конструирование звездочек цепных передач отличается от конструирования цилиндрических зубчатых колес лишь зубчатым венцом (рис. 28). Поэтому большинство рекомендаций по конструированию цилиндрических колес можно перенести на конструкции звездочек.

Основные конструктивные размеры звездочек принимаются:

Материал кованных звездочек: сталь 45, сталь 40Х

$$b_1 = 0,93b_{\text{вн}} - 0,15 \text{ мм} \quad (b_{\text{вн}}, \text{ см.рис. 28});$$

$$b = b_1 + 6 \dots 8 \text{ мм};$$

$$bD_e = t \left(0,5 + \operatorname{ctg} \frac{180^\circ}{z} \right), \text{ где } t - \text{ шаг цепи};$$

z – число зубьев звездочки;

$$d_\partial = \frac{t}{\sin \frac{180}{z}};$$

$D_i = d_\partial - 2r$, где r – радиус впадин;

$$r = 0,502D + 0,05 \text{ мм};$$

$$D_c = t \cdot \operatorname{ctg} \frac{180}{z} - 1,3h);$$

$\beta \approx 7...8^\circ$ – штамповочный уклон;

$R \geq 6 \text{ мм}$.

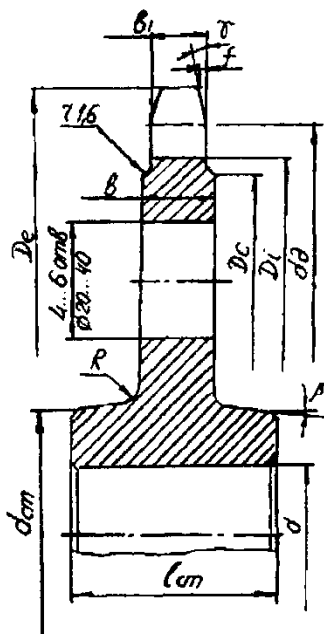


Рис. 28. Размеры звездочки для приводной однорядной цепи

Угловые скосы $\gamma = 14...18^\circ$ при $f = 0,2b_1$;

$$d_{cm} = (1,6...1,7)d;$$

$$l_{cm} = (0,8...1,0)d \text{ для посадок с гарантированным натягом } \frac{H7}{r6}, l_{cm} = (0,9...1,4)d$$

для посадок переходных $\frac{H7}{k6}$.

Однако в отличие от других передач при конструировании цепных передач необходимо учитывать некоторые особенности:

- в приводах с быстроходными двигателями цепную передачу, как правило, устанавливают после редуктора;
- ведомую ветвь цепи рекомендуется располагать внизу во избежание подхватывания ее звеньев зубьями ведущей звездочки;
- для обеспечения достаточного самонатяжения цепи не следует делать угол наклона линии центров к горизонту более 60° . Если угол наклона больше 60° , то применяют оттяжную звездочку на ведомой ветви;
- поскольку цепь в поперечном направлении не обладает гибкостью, то необходимо предусматривать возможность регулировки валов цепной передачи на параллельность, а звездочки должны быть установлены в одной плоскости;
- возможно применение многорядной передачи.

6. Конструирование вспомогательных устройств привода

6.1. Ориентировочный расчёт валов

Данная методика расчёта служит для предварительного назначения диаметров валов по крутящему моменту T (изгибающие моменты M пока не известны). Понижение допускаемых напряжений до выработанных практикой значений делает эту методику не только вполне приемлемой, но и основной при расчёте и конструировании валов. Ориентировочным способом следует рассчитывать все валы привода. Из расчёта по касательным напряжениям определяют диаметр вала (мм):

$$d = \sqrt[3]{\frac{16T}{\pi[\tau]}}$$

где T — крутящий момент на соответствующем валу (T_I , T_{II} и т.д.), Н·мм, он равен вращающему моменту; $[\tau]$ — допускаемое касательное напряжение для сталей, используемых в валах, рекомендуется $[\tau] = 15...25$ МПа, для опасного сечения (под шестерней, колесом) следует принимать $[\tau]=15$ МПа, для хвостовика вала — $[\tau] = 25$ МПа; для червяка рекомендуется $[\tau]= 10... 12$ МПа.

Все полученные значения диаметра валов, кроме шеек под подшипник, округляются до ближайшего стандартного, выбранного из ряда: 10, 10.5, 11, 11.5, 12, 13, 14, 15, 16, 17, 18, 19, 21, 22, 24, 25, 26, 28, 30, 32, 34, 36, 38, 40, 42, 45, 48, 50, 53, 56, 60, 63, 71, 75, 80, 85, 90, 100, 105, 110, 115, 120, 130, 140, 150, 160, 170, 180, 190, 200, 210, 220, 240, 250, 260, 280, 300, 320, 340 (мм).

Диаметр вала под подшипник назначается из ряда цифр: 15, 17, 20, 25, 30, 35, 40 и т. д., кратных 5.

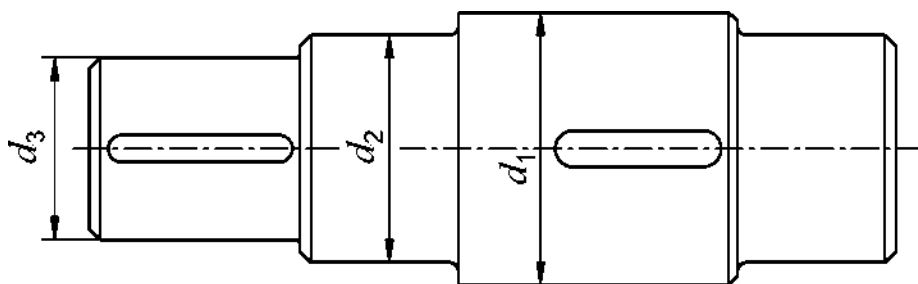


Рис. 29. Эскиз быстрходного вала редуктора.

По результатам ориентировочного расчёта выполняется предварительное конструирование валов. Один-два вала двухступенчатого редуктора необходимо проектировать ступенчатой конструкции (рис. 29). Такая конструкция вала обеспечивает осевую фиксацию деталей на валу, например, подшипников качения, за счёт естественных упорных буртиков (заплечиков), а также возможность монтажа при посадке с натягом, чтобы деталь свободно проходила к месту посадки.

Ступенчатый вал должен иметь две – три ступени: подступичную часть d_1 (головку), опорные участки d_2 (шейки) и выступающую часть d_3 (хвостовик). Для обеспечения осевой фиксации деталей, собираемых на валу, а также

возможности съёма подшипника разность диаметров соседних участков вала должна быть $\Delta d = 5 \dots 12$ мм в интервале диаметров $d = 20 \dots 80$ мм.

Конструкцию вала-шестерни, которая имеет определённые конструктивные достоинства, проектируют при невозможности использовать насадную шестерню вследствие малой толщины обода. Насадная шестерня возможна при условии $d_{f1} > d_1 + 9t$, где d_{f1} — диаметр впадин шестерни; d_1 — делительный диаметр; t — модуль зацепления, либо при $d_{a1} / d_1 > 2$.

Выходной вал редуктора, а в некоторых случаях и промежуточный вал с насадными колесом и шестерней следует проектировать гладкими (рис. 30). Основное достоинство такой конструкции — высокая технологичность. При этом используется тепловой способ соединения, упоры для подшипников качения и других деталей создают дистанционными втулками, которые ставят по обе стороны ступицы колеса, а предельные отклонения размеров назначают по системе вала. Шпонка на хвостовике вала в гладкой конструкции препятствует демонтажу подшипника, поэтому шпоночное соединение заменяют шлицевым.

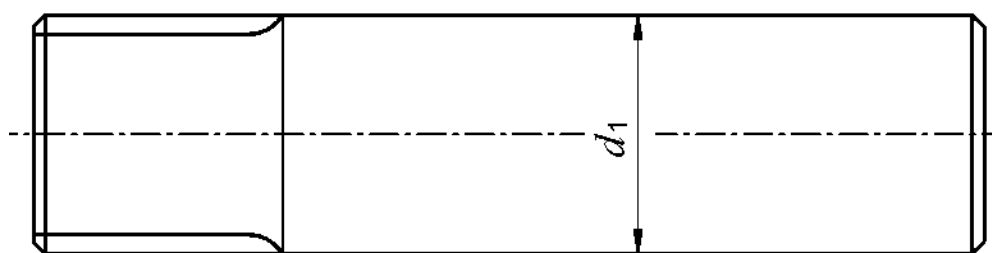


Рис. 30. Эскиз тихоходного вала редуктора

При соединении хвостовика быстроходного вала редуктора с хвостовиком вала электродвигателя муфтой обычно $d_{эд} > d_3$. Для выполнения условия

$$d_3 = (0,8 \dots 1,2) \cdot d_{эд},$$

диаметр хвостовика и другие диаметры увеличивают. При таких размерах вал будет иметь повышенную прочность и для него уточненный расчёт не выполняется.

6.2. Эскизная компоновка редуктора

На стадии эскизного проекта выполняют эскизную компоновку редуктора для определения расстояний между линиями действия всех сил, необходимых для определения реакций опор и изгибающих моментов на валах. Также предварительно назначают подшипники, схемы их установки, конструкции валов и размеры отдельных элементов конструкции, выполняя таким образом предварительное конструирование.

Эскизная компоновка редуктора, выполненная на стандартном листе масштабно-координатной (миллиметровой) бумаги в масштабе 1:1, в дальнейшем используется для выполнения сборочного чертежа. Исходными данными компоновки являются: максимальный крутящий момент редуктора, межосевые расстояния, диаметры колёс, ширина колёс, диаметры валов,

рассчитанные ориентировочным способом, и другие параметры, необходимые для выполнения эскиза.

6.2.1. Двухступенчатый цилиндрический редуктор

На рис. 31 приведена эскизная компоновка двухступенчатого цилиндрического редуктора, которая принята базовой для выполнения компоновки редукторов других видов. На эскизе представлены накладные крышки подшипников, используемые с регулировочными прокладками. Второй вариант – врезные, используемые с компенсаторными кольцами. Накладные крышки принимаются для сварных корпусов, врезные – для литых.

Первую эскизную компоновку выполняют в следующей последовательности.

1. Вычерчивают оси валов, располагая их на межосевых расстояниях $a_{вб}$ и $a_{вт}$.

2. Вычерчивают контуры колёс с размерами $d_a \times b$ на расстоянии между торцами колёс $\Delta_1 = 0,5\delta$. Толщину стенки корпуса из чугунного литья, отвечающую требованиям технологии литья и необходимых прочности и жёсткости, определяют по эмпирической зависимости:

$$\delta = 1,4 \cdot \sqrt[4]{T_{ТХ}} \geq 7 \text{ мм},$$

где $T_{ТХ}$ — крутящий момент на тихоходном валу редуктора, Н·м.

Толщина стенок сварного корпуса:

$$\delta_{св} = 0,8\delta$$

Толщина стенки крышки корпуса:

$$\delta_1 = 0,9\delta \geq 7 \text{ мм}.$$

3. Намечают внутренние стенки редуктора, назначая расстояние от них до торцов колёс либо их ступиц $\Delta_2 = 0,8\delta$ и минимальное расстояние до венцов колёс $\Delta_3 > 1,25\delta$. При назначении ступицы колеса необходимо учитывать, что её длина $l_{ст}$ должна быть больше диаметра вала по рекомендации:

$$l_{ст} = (1,2 \dots 1,5)d_{в},$$

для обеспечения центрирования ступицы по цилиндрической поверхности (второй вариант – центрирование по торцу заплечика). Диаметр ступицы назначают по соотношению:

$$d_{ст} = (1,5 \dots 1,8)d_{в}.$$

4. Вычерчивают валы с диаметрами и конструктивными решениями, принятыми в ориентировочном расчёте.

5. Назначают радиальные шарикоподшипники средней серии, одинаковые для обеих опор, и выписывают размеры $d \times D \times B \times r$; расстояние от внутренней стенки редуктора до торца подшипника принимать $\Delta_4 = 2 \dots 12$ мм (большее значение – при наличии мазеудерживающего кольца).

6. Конструируют подшипниковый узел для определения размеров консоли. Ориентировочно длину консоли (расстояние от середины подшипника до середины ступицы) назначают:

– для быстроходного вала $l_{кб} = (2,2 \dots 2,5) \cdot d$,

– для тихоходного – $l_{кТ}=(1,9...2,2) \cdot d$,

где d – внутренний диаметр подшипника, и в процессе второй эскизной компоновки уточняют. Расстояния между линиями действия сил l_1, l_2, l_3 и реакций опор L определяют суммированием элементов либо измерением, принимая их для всех валов одинаковыми. Например, расстояние между опорами (пролёт) валов определяют по формуле:

$$L = l_{ст1} + 0.5 \cdot (b_1'' + l_{ст1}) + \Delta_1 + B + 2 \cdot (\Delta_2 + \Delta_4).$$

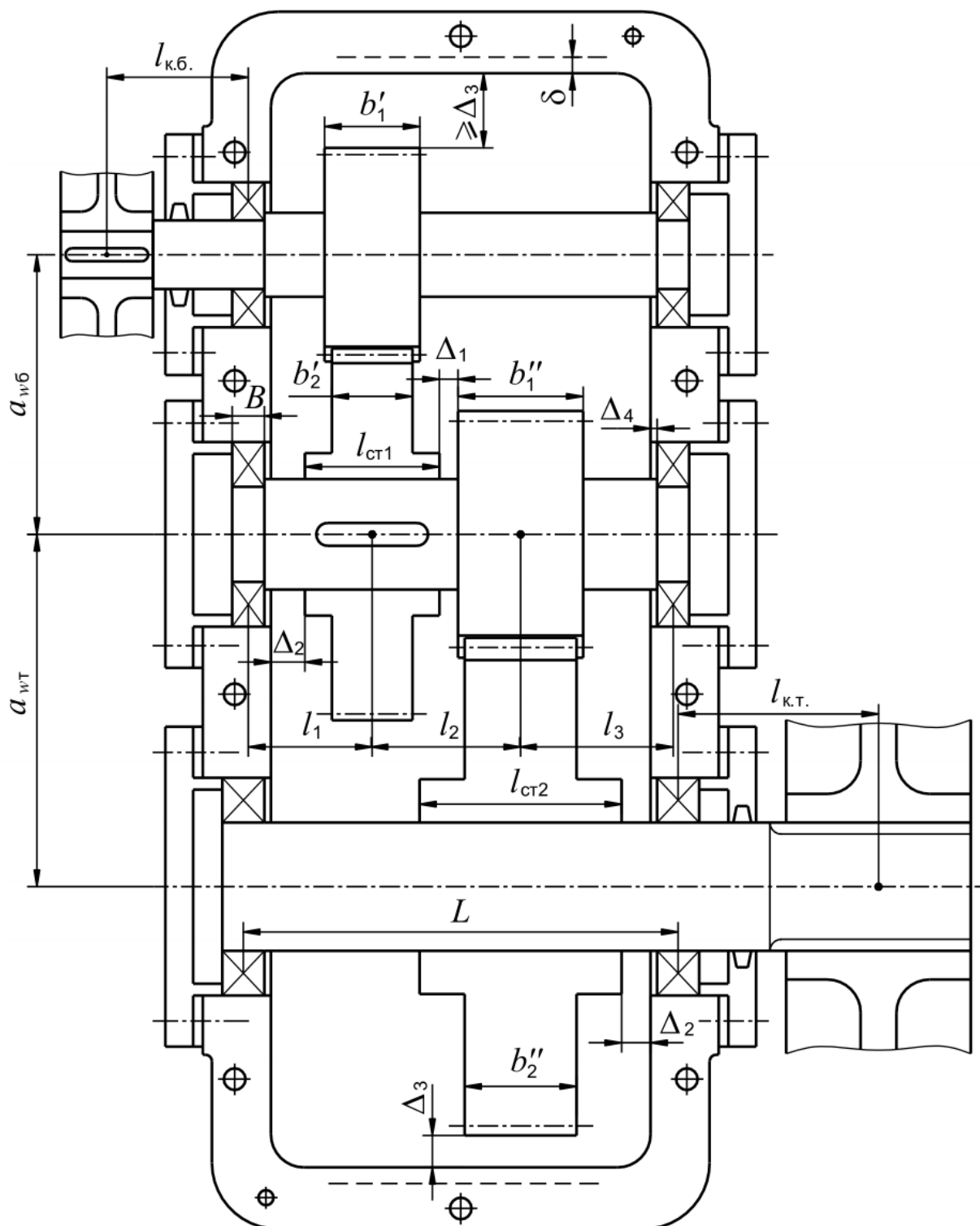


Рис. 31. Эскизная компоновка двухступенчатого цилиндрического редуктора

6.2.2. Двухступенчатый цилиндрический соосный редуктор

Эскизная компоновка двухступенчатого цилиндрического соосного редуктора приведена на рис. 32. Основы компоновки изложены в п. 6.2.1. *Особенностью конструкции* является наличие опоры, общей для подшипников быстроходного и тихоходного валов, которые не опираются на стенки корпуса редуктора. Компоновку выполняют в следующей последовательности.

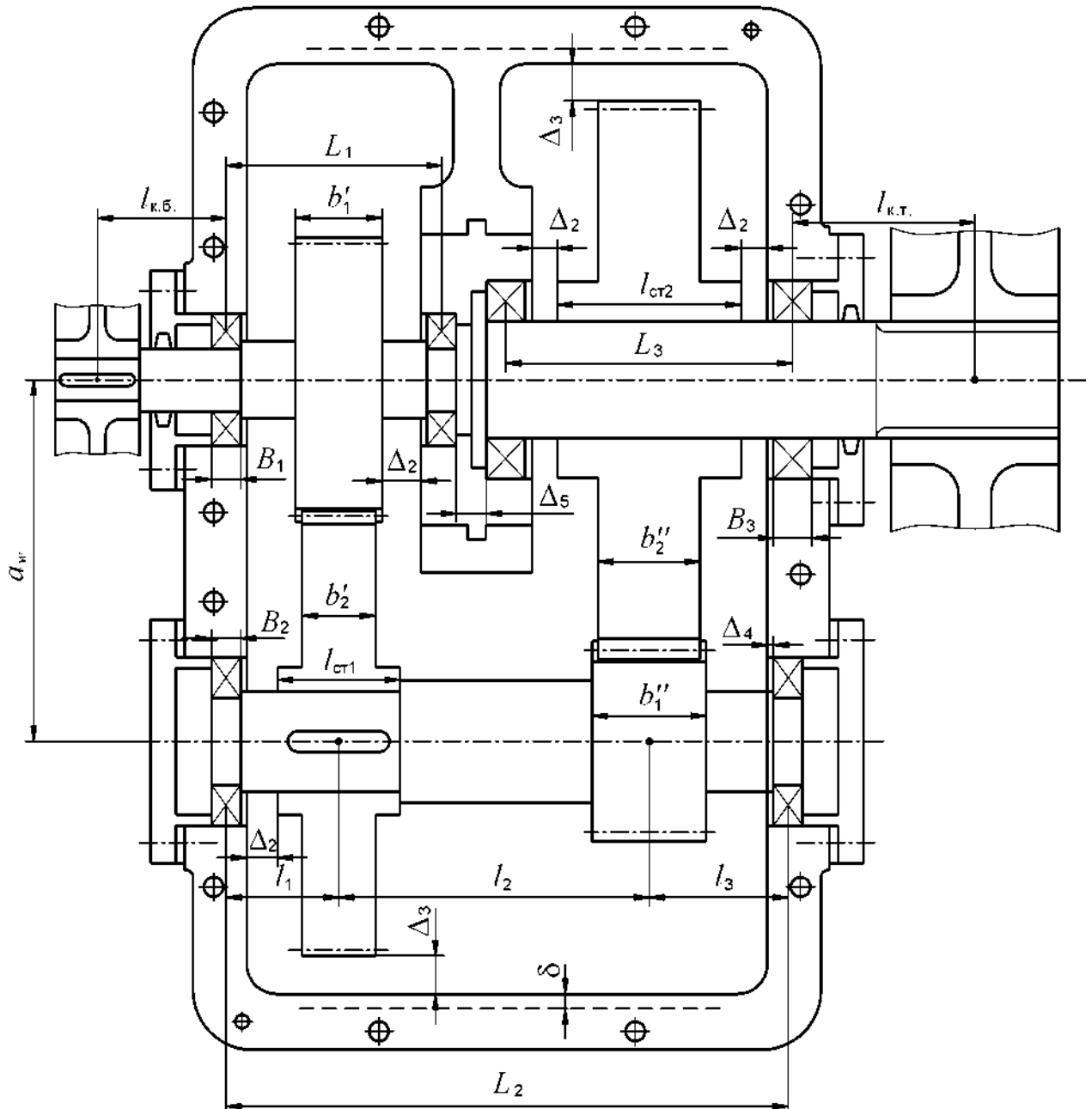


Рис. 32. Эскизная компоновка двухступенчатого соосного редуктора

Вычерчивают оси быстроходного и промежуточного валов, располагая их на межосевом расстоянии a_w .

1. Вычерчивают оси быстроходного и промежуточного валов, располагая их на межосевом расстоянии a_w .

2. Вычерчивают контуры колёс и валов быстроходной ступени, назначая зазоры по 6.2.1. Быстроходная шестерня имеет симметричное расположение относительно опор.

3. Назначают для быстроходного вала *радиальные шарикоподшипники средней серии* и выписывают размеры $d \times D \times B \times r$.

4. Вычерчивают контуры колёс, валов и подшипников тихоходной ступени, назначая зазоры по 6.2.1. Тихоходное колесо имеет симметричное расположение относительно опор. Расстояние между торцами подшипников, размещённых в промежуточной опоре, принимать $\Delta_5 = (0,7 \dots 1)\delta$.

Расстояния между линиями действия сил и реакций опор L_1, L_2 и L_3 определяют суммированием элементов либо измерением. Например, расстояние между опорами промежуточного вала определяют по формуле:

$$L = 0,5 \cdot (b'_1 + l_{ст1}) + l_{ст2} + \Delta_5 + 1,5 \cdot (B_1 + B_3) + 4 \cdot (\Delta_2 + \Delta_4),$$

где B_1 и B_2 – ширина подшипников быстроходного и тихоходного валов соответственно.

6. Длину консолей определяют по формулам описанным в п.6 параграфа 6.2.1.

7.

6.2.3. Коническо-цилиндрический редуктор

Эскизная компоновка коническо-цилиндрического редуктора приведена на рис. 33. Компоновка редуктора имеет особенности, связанные с использованием радиально-упорных подшипников, когда расстояние между их серединами не совпадает с расстоянием между опорами вследствие угла контакта, и консольным расположением конической шестерни. Основы компоновки изложены в п. 6.2.1.

Компоновку выполняют в следующей последовательности.

1. Вычерчивают оси промежуточного и тихоходного валов, располагая их на межосевом расстоянии a_w .

2. Перпендикулярно осям посередине листа проводят ось конической шестерни до пересечения с осью промежуточного вала.

3. Вычерчивают коническую передачу. Из точки пересечения осей проводят образующие делительных конусов δ_1 , на них откладывают внешнее конусное расстояние R_e и ширину венцов b . Формируют конусы вершин и внешний торец конической шестерни с его переходом на заплечик для упора подшипника. Длину заплечика назначают исходя из возможности размещения лапок съёмника подшипника ($\Delta_6 = 0,5B$), а диаметр – захвата лапками внутреннего кольца подшипника.

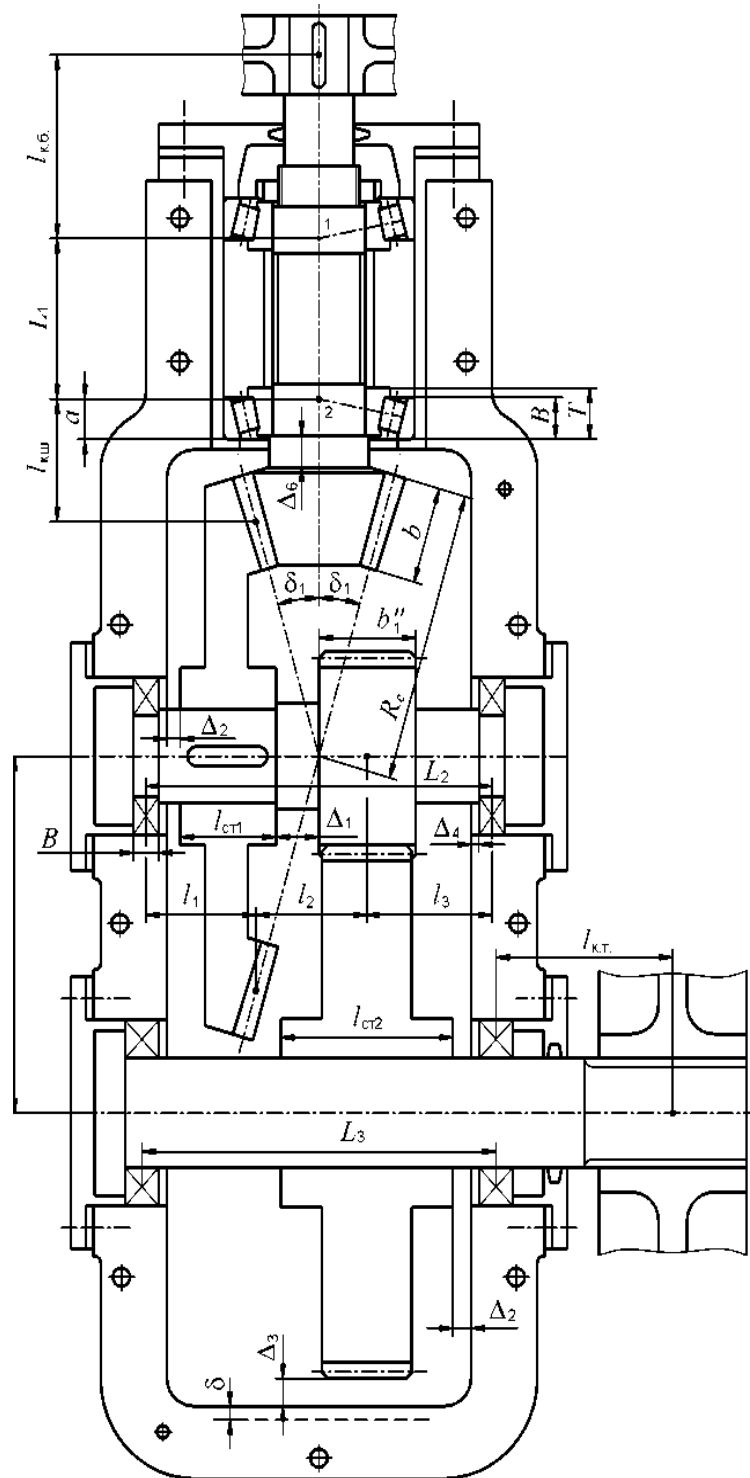


Рис. 33. Эскизная компоновка коническо-цилиндрического редуктора

4. Вычерчивают валы с диаметрами и конструктивными решениями, принятыми в ориентировочном расчёте.

5. Назначают для быстроходного вала радиально-упорные подшипники *средней серии* (рекомендуются роликовые конические) и выписывают размеры $d \times D \times B \times r$.

6. Назначают схему расположения подшипников – «враспор» или «враспяжку». На рис. 33 представлена схема «враспор». Вследствие отклонения реакций опор на угол контакта α от направлений радиальных нагрузок точка приложения вектора реакции находится не посередине ширины B , а на расстоянии a от наружного торца подшипника.

$$a = \frac{T}{2} + \frac{(d+D) \cdot e}{6},$$

где d – внутренний диаметр подшипника, мм; D – наружный диаметр подшипника, мм; T – осевой габарит подшипника, мм; e – коэффициент осевого нагружения.

7. На середине ширины венца b находят среднее сечение и измеряют расстояние $l_{\text{кш}}$ от него до ближайшей точки 2 приложения реакции. Расстояние между точками приложения 1 и 2 реакций $L_1 = (1,4 \dots 2,3) l_{\text{кш}}$. Длину консоли $l_{\text{кб}}$ назначают по формуле:

$$l_{\text{кб}} = (2,2 \dots 2,5) \cdot d.$$

8. На промежуточном валу вычерчивают контур конического колеса, назначая длину ступицы по формуле:

$$l_{\text{ст}} = (1,2 \dots 1,5) d_{\text{в}}.$$

Возможно несимметричное расположение ступицы относительно диска.

9. Назначают и откладывают от конического колеса, зазоры Δ_1 , Δ_2 и Δ_4 по п. 6.2.1 и контуры подшипника. В целях сокращения номенклатуры применяемых подшипников целесообразно для промежуточного вала назначать такие же подшипники, что и для быстроходного вала, и поставить их также «враспор». Измеряют расстояние $L_2/2$ от оси конической шестерни до середины подшипника. При проектировании симметричной конструкции корпуса целесообразно от оси до середины второго подшипника также назначить отступ $L_2/2$.

10. Контуры цилиндрических колёс и зазоры назначают по п. 6.2.1. и в процессе второй эскизной компоновки уточняют. Для тихоходного вала назначают радиальные шарикоподшипники средней серии. Длину консоли $l_{\text{кТ}}$ назначают по рекомендации описанной в п.6 параграфа 6.2.1. Расстояния между линиями действия сил l_1 , l_2 , l_3 и реакций опор L_2 и L_3 определяют измерением элементов либо их суммированием.

6.2.4. Червячный редуктор

Эскизная компоновка червячного редуктора приведена на рис. 34. Эскизы следует выполнять в двух проекциях. Основы компоновки изложены в п. 6.2.1.

Особенностью конструкции является использование радиально-упорных подшипников и назначение расстояния между опорами червяка без учёта длины червяка. Компоновку выполняют в следующей последовательности.

1. Вычерчивают оси быстроходного и тихоходного валов, располагая их на межосевом расстоянии $a_{\text{в}}$.

Вычерчивают контуры червячного колеса, тихоходного вала, радиально-упорные роликподшипники средней серии, поставленные «враспор», и зазоры. Расстояние между линиями действия реакций опор L_2 определяют измерением элементов, длину консоли – по п. 6.2.1.

2. Вычерчивают контуры червяка, быстроходного вала, выполняемого обычно заодно с червяком, и проектируют подшипниковые

узлы. На червяк действуют значительные осевые нагрузки, поэтому один из вариантов опор – радиально-упорные подшипники, поставленные «враспор».

Длину консоли определяют как описано в п. 6 параграфа 6.2.1.

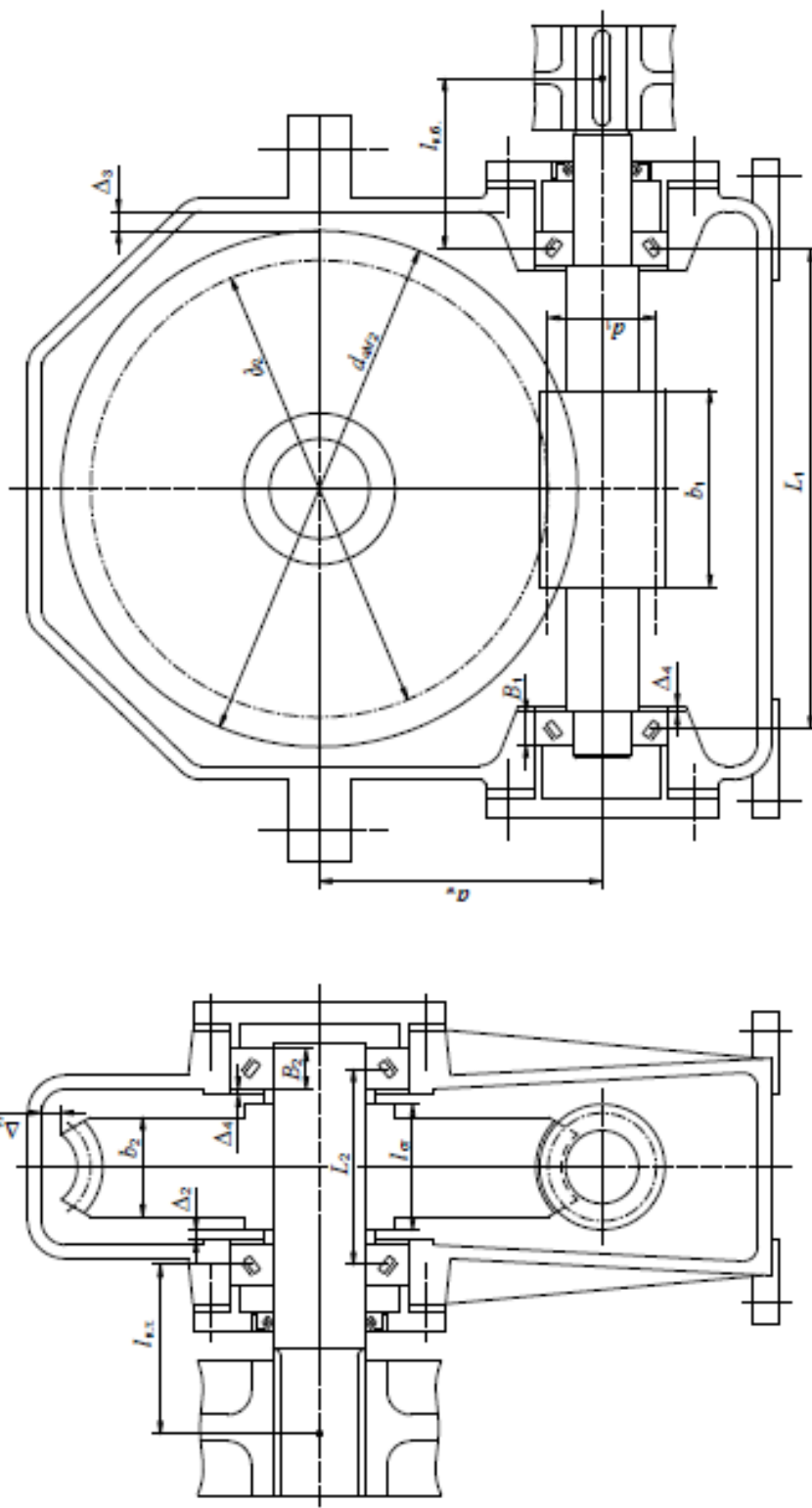


Рис. 34. Эскизная компоновка червячного редуктора.

3. Задают расстояние между серединами опор червяка по соотношению

$$L_1 = d_{am2} .$$

6.3. Расчет валов привода по эквивалентному моменту

Разработка валов приводов содержит в себе все основные стадии проектирования: техническое предложение, эскизный проект, технический проект.

В начальной стадии разработки выполняется компоновка валов по полуэмпирическим зависимостям от крутящего момента. После отработки компоновки производится проектировочный расчет диаметра валов по приведенному моменту, т.е. с учетом изгибающих моментов.

Проверка окончательной конструкции проводится в форме проверочного расчета по коэффициентам запаса выносливости в опасных сечениях. Опасными сечениями являются сечения, в которых действуют максимальные нагрузки или имеются концентраторы напряжений: шпоночный паз, галтель и т.д.

Исходными данными для расчета вала являются: T , F_t , F_x , F_r – крутящий момент и силы, действующие на вал (получены из кинематического расчета привода и отдельных передач).

Для расчета необходимо выполнить эскизную компоновку привода, изобразить на миллиметровке в масштабе 1:1. Все недостающие размеры принимаются конструктивно.

Далее необходимо определить опорные реакции. Рассмотрим расчет валов привода на примере коническо-цилиндрического (рис. 35, 36) и зубчато-червячного редукторов (см. рис. 42, 43).

6.3.1. Расчет валов коническо-цилиндрического редуктора

В зависимости от направления вращения валов и угла наклона зубьев цилиндрической передачи строят схему сил, действующих на валы с учетом силы давления на входной вал редуктора от ременной передачи (рис. 36, 37).

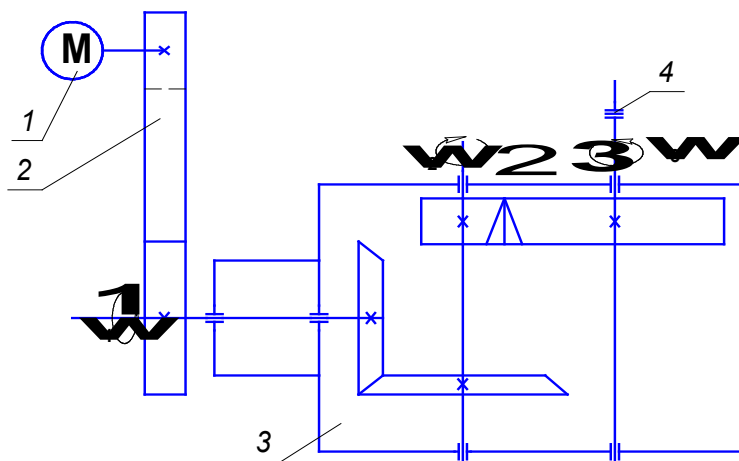


Рис. 35. Кинематическая схема привода

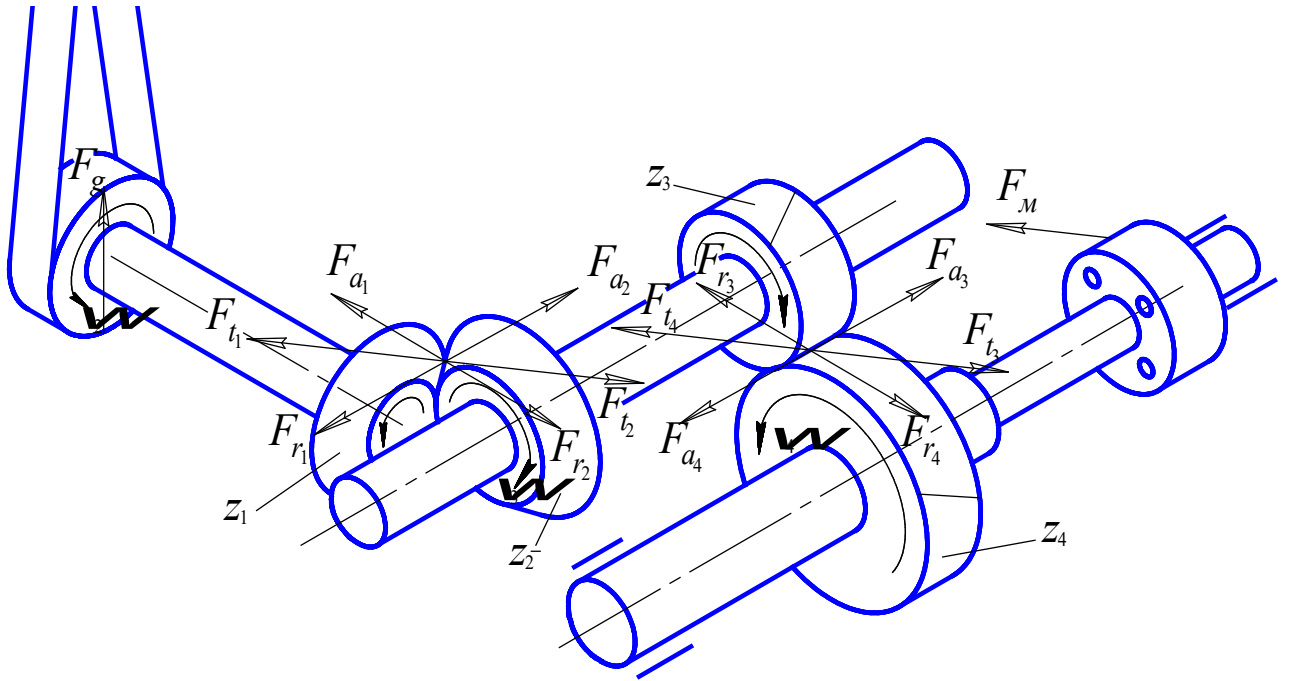


Рис. 36. Схема сил в пространстве

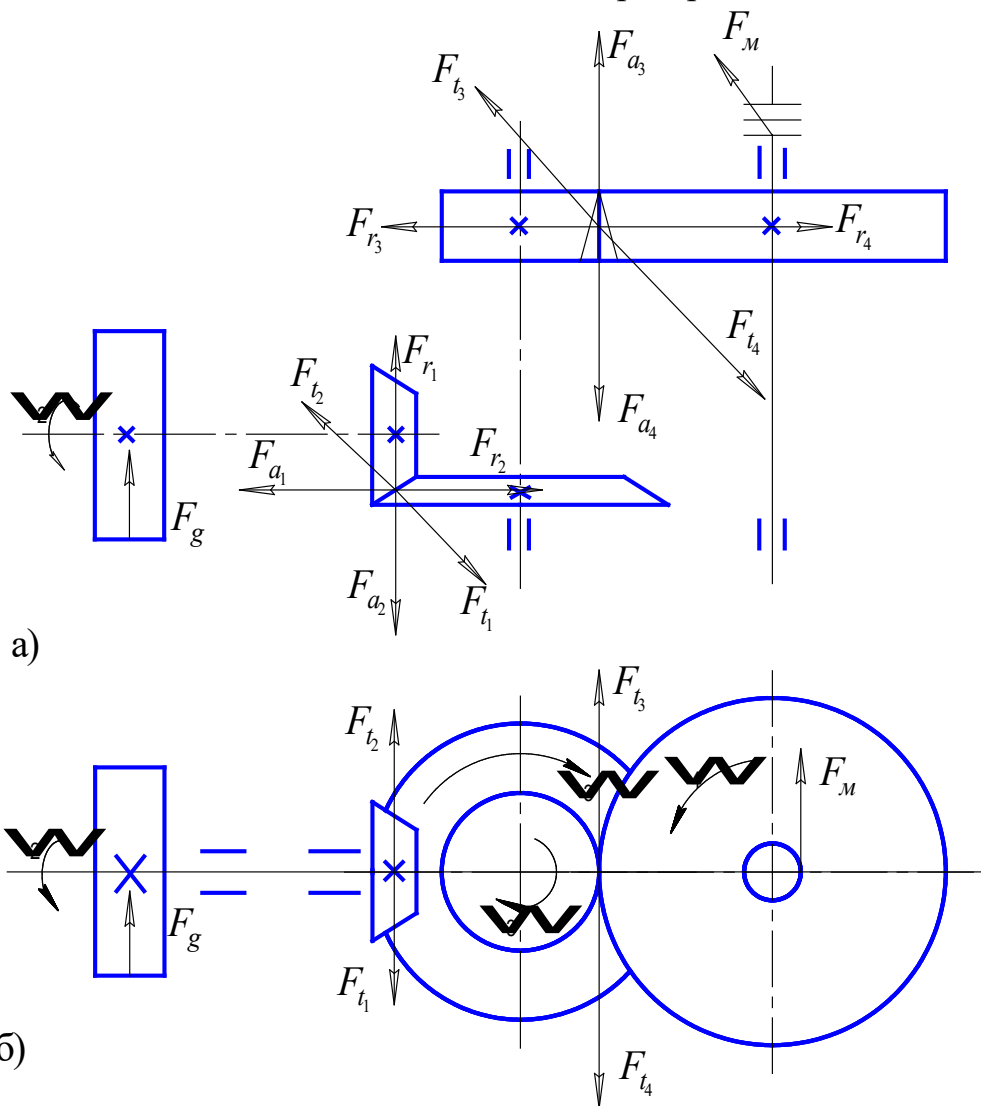


Рис. 37. Схема сил, действующих на валы редуктора:
а) на главном виде; б) на виде сверху показаны только окружные силы

Расчет быстроходного вала

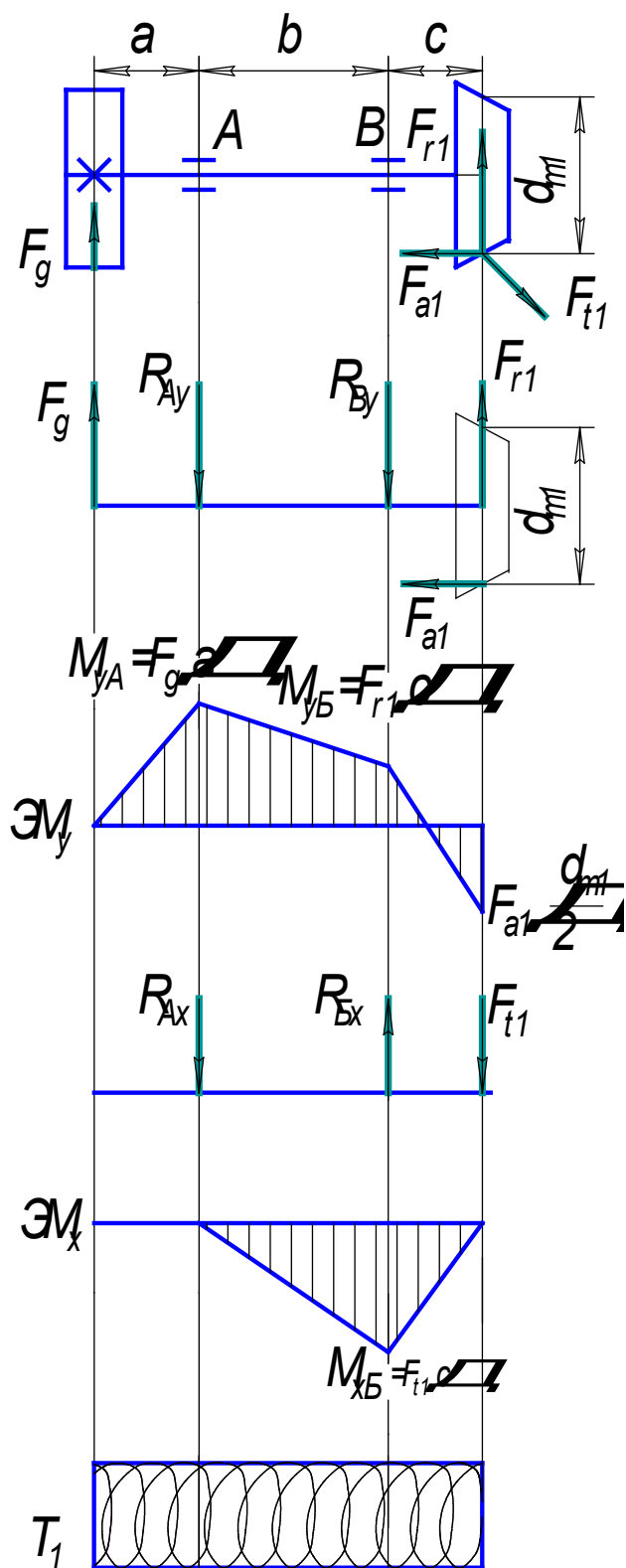


Рис. 38. Эпюры моментов быстроходного вала

Дано: силы, действующие на вал F_q , F_{a1} , F_{r1} , F_{t1} ; средний делительный диаметр конической шестерни d_{m1} (рис. 38).

Размеры a , b , c определяют из первой эскизной компоновки редуктора.

1. В вертикальной плоскости (y) определить реакции в опорах А и Б из суммы моментов относительно опоры А:

$$\sum M_{Ay} = 0;$$

$$F_q a + R_{By} b - F_{r1} (b + c) + F_{a1} \frac{d_{m1}}{2} = 0$$

$$R_{By} = \frac{F_{r1} (b + c) - F_{a1} \frac{d_{m1}}{2} - F_q a}{b};$$

$$\sum M_{By} = 0;$$

$$F_q (a + b) - R_{Ay} b - F_{r1} c + F_{a1} \frac{d_{m1}}{2} = 0;$$

$$R_{Ay} = \frac{F_q (a + b) - F_{r1} c + F_{a1} \frac{d_{m1}}{2}}{b}.$$

Проверка:

$$\sum F_y = 0; F_q - R_{Ay} - R_{By} + F_{r1} = 0.$$

2. Построить эпюру изгибающих моментов относительно оси y от сил F_{r1} , F_q , F_{a1} , $M_{yB} = F_{r1} c$, $M_{yA} = F_g a$.

3. Определить реакции в опорах А и Б из суммы моментов относительно опоры А горизонтальной (x) плоскости:

$$\begin{aligned} \sum M_{Ax} &= 0; \\ -R_{Bx}b + F_{t_1}(b+c) &= 0; \\ R_{Bx} &= \frac{F_{t_1}(b+c)}{b}; \end{aligned}$$

$$R_{Ax} = R_{Bx} - F_{t_1}.$$

4. Построить эпюру изгибающего момента относительно оси x
 $M_{xB} = F_{t_1}c$.

5. Построить эпюру крутящего момента $T_1 = \frac{P}{\omega}$, где P – мощность на валу I, $\omega = \frac{\pi n}{30}$ – угловая скорость, n – частота вращения данного вала.

6. Определить суммарный изгибающий момент в опорах А и Б:

$$\begin{aligned} M_{u_A} &= M_{y_A}; \\ M_{u_B} &= \sqrt{M_{y_B}^2 + M_{x_B}^2}. \end{aligned}$$

7. Определить эквивалентный момент в опорах А и Б:

$$\begin{aligned} M_{экв_A} &= \sqrt{M_{u_A}^2 + T_1^2}; \\ M_{экв_B} &= \sqrt{M_{u_B}^2 + T_1^2}. \end{aligned}$$

8. Определить диаметры вала в опорах А и Б:

$$\begin{aligned} d_A &= \sqrt[3]{\frac{M_{экв_A}}{0,1[\sigma_u]}}; \\ d_B &= \sqrt[3]{\frac{M_{экв_B}}{0,1[\sigma_u]}}; \text{ мм,} \end{aligned}$$

где $[\sigma_u] = 50 \dots 60$ МПа.

После определения диаметра вала в опорах А и Б, диаметр округляют в сторону увеличения на 3...5 мм.

9. Конструирование быстроходного вала (рис. 39).

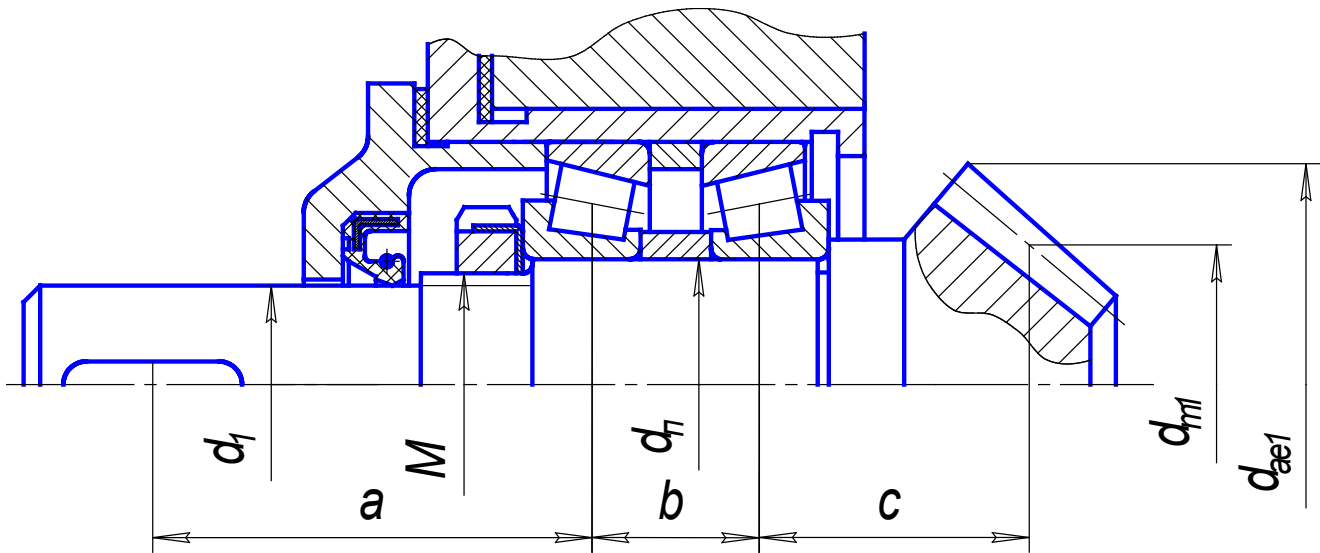


Рис. 39. Коническая вал-шестерня в опорах

Расчет промежуточного вала редуктора

Дано: силы, действующие на вал F_{a_2} , F_{r_2} , F_{t_2} , F_{a_3} , F_{r_3} , F_{t_3} средний делительный диаметр конического колеса d_{m_2} , и цилиндрической шестерни d_{m_3} (рис. 40).

Размеры l , k , m определяют по эскизной компоновке редуктора.

1. Определить реакции в опорах С и Д в вертикальной плоскости у из суммы моментов относительно опоры С:

$$\sum M_{Cy} = 0;$$

$$F_{r_2} l - \frac{F_{a_2} d_{m_2}}{2} - F_{r_3} (l+k) - \frac{F_{a_3} d_3}{2} + R_{Dy} (l+k+m) = 0;$$

$$R_{Dy} = \frac{F_{r_3} (l+k) + \frac{F_{a_2} d_{m_2}}{2} + \frac{F_{a_3} d_3}{2} - F_{r_2} l}{l+k+m};$$

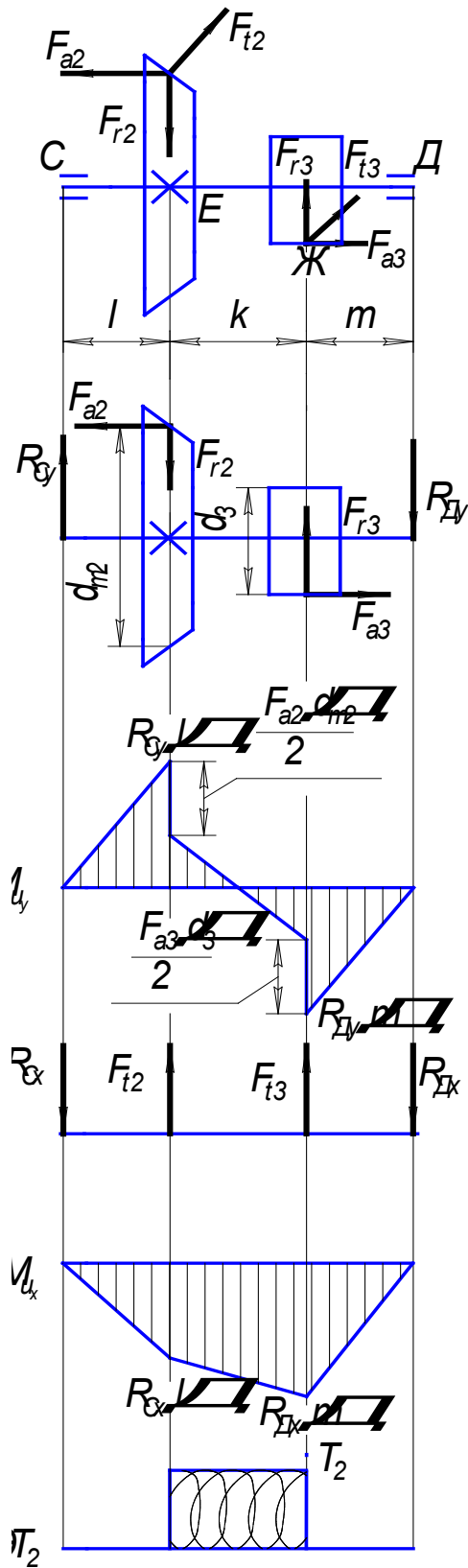


Рис. 40. Эпюры моментов промежуточного вала

$$\sum M_{Dy} = 0;$$

$$R_{Cy}(l+k+m) - F_{r2}(k+m) - \frac{F_{a2}d_{m2}}{2} +$$

$$+ F_{r3}m - \frac{F_{a3}d_3}{2} = 0;$$

$$R_{Cy} = \frac{F_{r2}(k+m) + \frac{F_{a2}d_{m2}}{2} + \frac{F_{a3}d_3}{2} - F_{r3}m}{l+k+m}.$$

Проверка:

$$\sum F_y = 0; R_{Cy} - F_{r2} + F_{r3} - R_{Dy} = 0.$$

2. Построить эпюру изгибающих моментов относительно оси y от сил $F_{r2}, F_{r3}, F_{a2}, F_{a3}$.

3. Определить реакции в опорах С и Д в горизонтальной плоскости x из суммы моментов относительно опоры С:

$$\sum M_{Cx} = 0;$$

$$-F_{t2}l - F_{t3}(l+k) + R_{Dx}(l+k+m) = 0;$$

$$R_{Dx} = \frac{F_{t2}l + F_{t3}(l+k)}{l+k+m};$$

$$\sum F_x = 0; R_{Cx} - F_{t2} + F_{t3} - R_{Dx} = 0;$$

$$R_{Cx} = F_{t2} + F_{t3} - R_{Dx}.$$

4. Построить эпюру изгибающих моментов от сил F_{t2}, F_{t3} относительно оси x .

5. Построить эпюру крутящего момента T_2 .

6. Определить суммарный изгибающий момент в сечениях под коническим колесом Е и шестерней Ж:

$$M_{uE} = \sqrt{M_{uEy}^2 + M_{uEx}^2};$$

$$M_{u_{Ж}} = \sqrt{M_{u_{Жy}}^2 + M_{u_{Жx}}^2}.$$

7. Определить эквивалентный момент в сечениях под коническим колесом Е и шестерней Ж:

$$M_{эквЕ} = \sqrt{M_{u_E}^2 + T_2^2};$$

$$M_{эквЖ} = \sqrt{M_{u_{Ж}}^2 + T_2^2}.$$

8. Определить диаметры вала в сечениях: для посадки конического колеса Е и шестерни Ж:

$$d_E = \sqrt[3]{\frac{M_{эквЕ}}{0,1[\sigma_u]}}; \quad d_{Ж} = \sqrt[3]{\frac{M_{эквЖ}}{0,1[\sigma_u]}};$$

$$d_E = d_{Ep} + (2...5)\text{мм.},$$

где $[\sigma_u]$ принимать тоже значение, что и для быстроходного вала.

После определения диаметра вала в сечении Ж произвести сравнение расчетного диаметра с диаметром впадин шестерни d_{f_3} для того, чтобы определиться выполнять шестерню насадной или за одно целое с валом. Если разница $d_{f_3} - d_{Ж} \leq 15$, мм, шестерню следует готовить за одно целое с валом.

Находим действительное значение эквивалентного напряжения в наиболее нагруженном сечении:

$$\sigma_{экв} = \frac{M_{экв}}{W_{осев}} \leq [\sigma_u],$$

где $W_{осев} = 0,1 d_{f_1}^3$ – осевой момент инерции;

$[\sigma_u] = \frac{\sigma_T}{K}$ – предел текучести материала вала для стали 45, 40Х $\sigma_T = 360$ МПа, $K = 5...7$ – коэффициент запаса прочности.

9. Конструирование промежуточного вала (рис. 41).

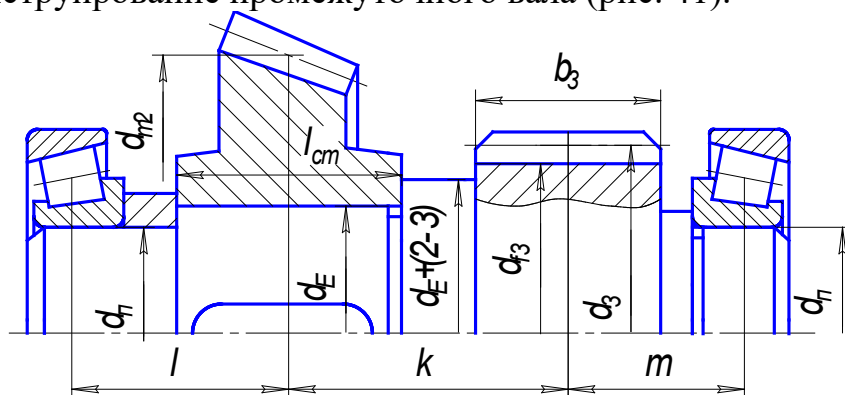


Рис. 41. Промежуточный вал-шестерня

По действительному значению эквивалентного момента, определяют эквивалентное напряжение в наиболее нагруженном сечении.

$$\sigma_{экв} = \frac{M_{экв} \cdot 10^3}{W_{осев}} \leq [\sigma_u], \text{ МПа,}$$

где $W_{осев} = 0,1 d_{f_1}^3$ – осевой момент инерции в сечении вала шестерни, если определяется осевой момент инерции посадочной поверхности вала под зубчатое колесо, то $W_{осев} = 0,1 d^3$, где d – диаметр посадочной поверхности;

$[\sigma_u] = \frac{\sigma_T}{K}$ – допускаемое напряжение на изгиб, $K= 5...7$ – коэффициент запаса прочности, σ_T – предел текучести материала вала.

6.3.2. Расчет валов зубчато-червячного редуктора

Для привода (рис. 42), состоящего из электродвигателя 1, упругой муфты 2 и зубчато-червячного редуктора 3, рассчитать диаметры валов.

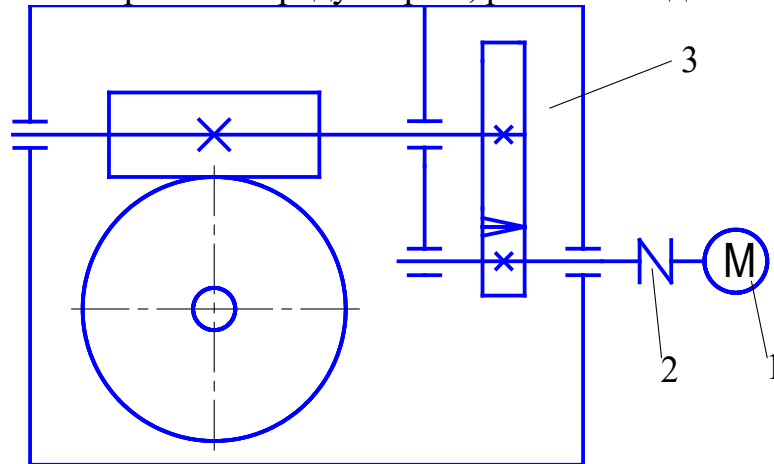


Рис. 42. Кинематическая схема привода с зубчато-червячным редуктором

В зависимости от направления вращения валов и угла наклона зубьев цилиндрической и червячной передачи строят схему сил, действующих на валы (рис. 42, 43).

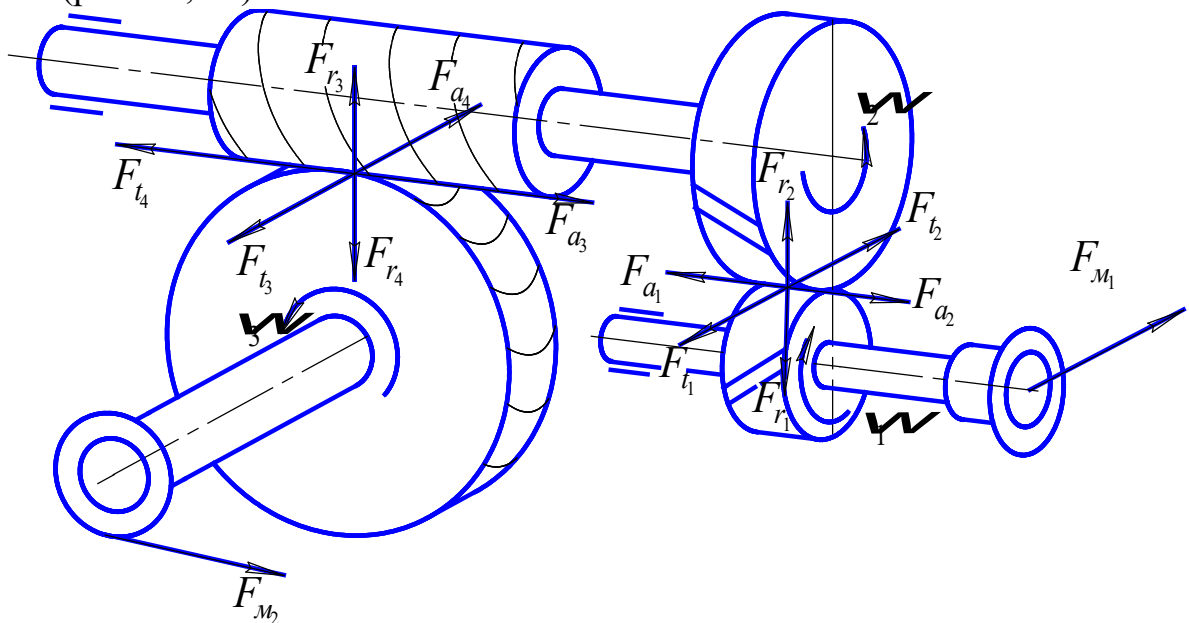


Рис. 43. Схема сил зубчато-червячного редуктора в пространстве

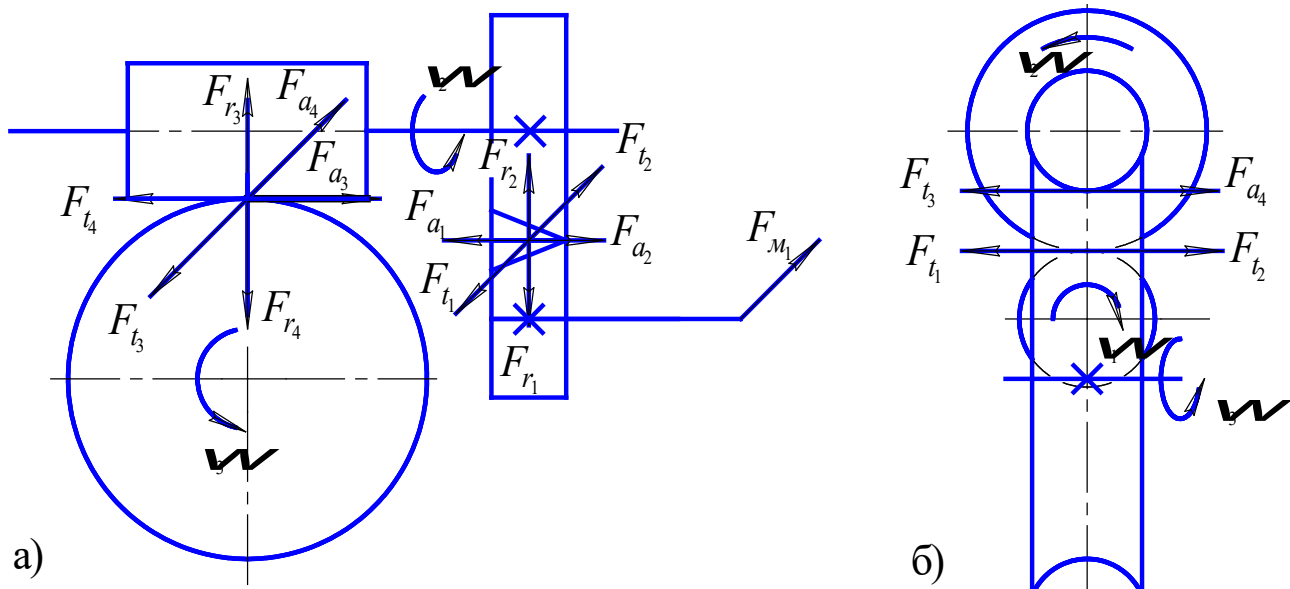


Рис. 44. Схема сил в зацеплениях: а) на главном виде; б) на виде слева

Расчет быстроходного вала

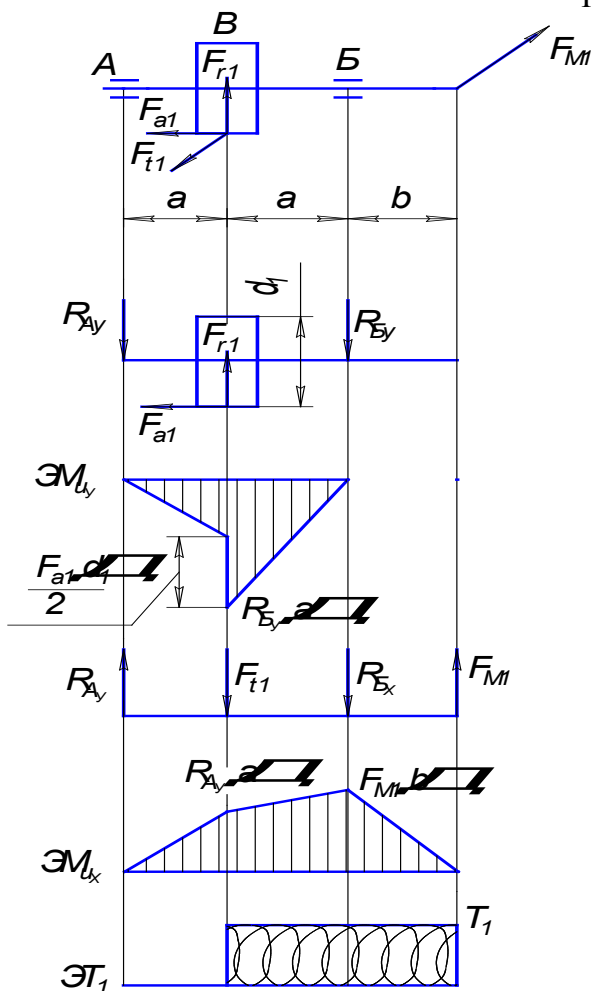


Рис. 45. Эпюры моментов

Дано: силы, действующие на вал F_{a_1} , F_{r_1} , F_{t_1} , F_{M_1} делительный диаметр цилиндрической шестерни d_1 (рис. 45).

1. Определить реакцию в опоре Б из суммы моментов относительно опоры А в вертикальной плоскости у:

$$\sum M_{yA} = 0;$$

$$-F_{r_1} a + \frac{F_{a_1} d_1}{2} + R_{By} 2a = 0;$$

$$R_{By} = \frac{F_{r_1} a - \frac{F_{a_1} d_1}{2}}{2a};$$

2. Определить реакцию в опоре А из суммы моментов относительно опоры Б в вертикальной плоскости у

$$\sum M_{yB} = 0;$$

$$F_{r_1} a + \frac{F_{a_1} d_1}{2} - R_{Ay} 2a = 0;$$

$$R_{Ay} = \frac{F_{r_1} a + \frac{F_{a_1} d_1}{2}}{2a}.$$

3. Построить эпюры моментов в плоскости y .

4. Определить реакции в опорах А и Б из суммы моментов относительно опоры А в горизонтальной плоскости x :

$$\sum M_{xA} = 0;$$

$$F_{t_1} a + R_{Bx} 2a - F_M (2a + b) = 0;$$

$$R_{Bx} = \frac{F_{M_1} (2a + b) - F_{t_1} a}{2a};$$

$$R_{Ax} = F_{t_1} + R_{Bx} - F_{M_1}.$$

5. Построить эпюры моментов в плоскости x .

6. Определить эквивалентный момент в сечении В под шестерней.

$$M_{эквВ} = \sqrt{M_{u_yB}^2 + M_{u_xB}^2 + T^2}.$$

7. Определить диаметр вала под шестерней:

$$d_B = \sqrt[3]{\frac{M_{эквВ}}{0,1[\sigma_u]}}.$$

Диаметр вала должен быть меньше диаметра впадин шестерни $d_B < d_{f_1}$ не менее чем на 7 мм, если диаметр вала d_B будет меньше d_{f_1} более чем на 7 мм, шестерню выполняют насадной.

8. Конструирование вала шестерни (рис. 46).

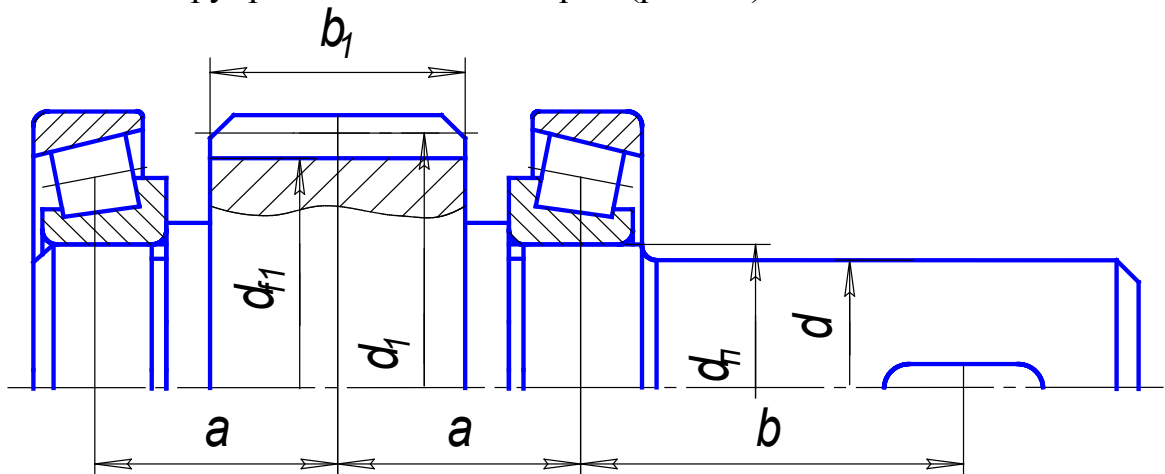


Рис. 46. Вал-шестерня
Расчет промежуточного вала

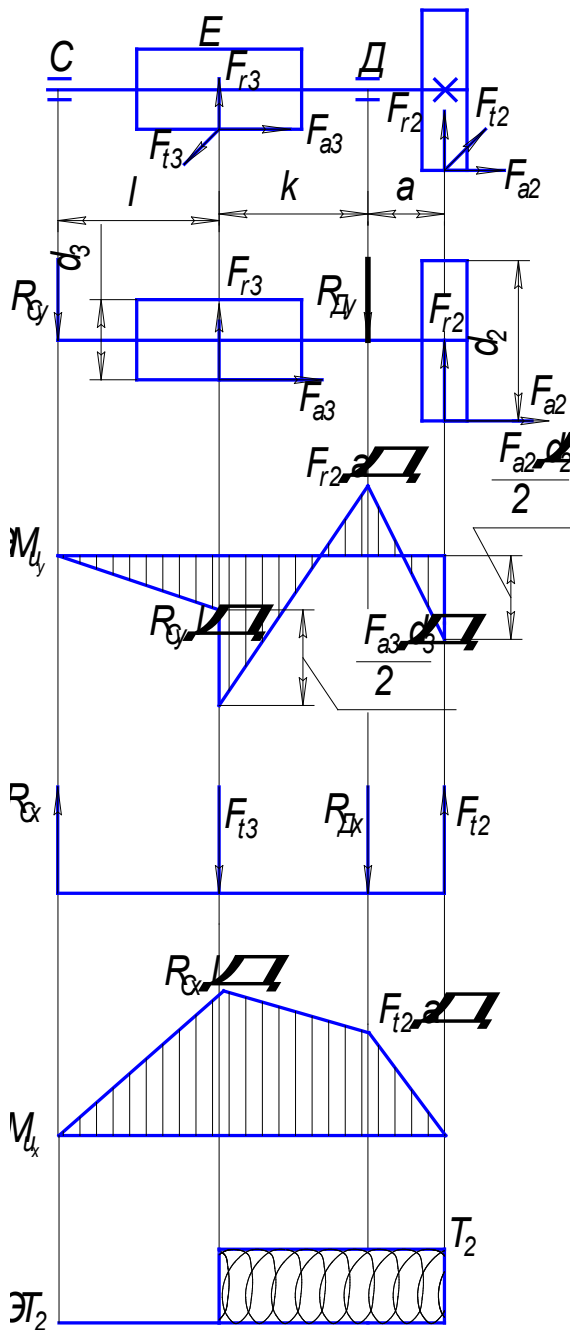


Рис. 47. Эпюры моментов промежуточного вала зубчато-червячного редуктора

Дано: силы, действующие на вал $F_{a_2}, F_{r_2}, F_{t_2}, F_{a_3}, F_{r_3}, F_{t_3}$ средний делительный диаметр колеса d_2 , и червяка d_3 (Рис. 47).

Размеры l, k, a определяют по эскизной компоновке редуктора.

1. Определить реакции в опорах С и Д в вертикальной плоскости у из суммы моментов относительно опоры С:

$$\sum M_{Cy} = 0;$$

$$-F_{r_3} l - \frac{F_{a_3} d_3}{2} + R_{Dy} (l+k) - \frac{F_{a_2} d_2}{2} - F_{r_2} (l+k+a) = 0;$$

$$R_{Dy} = \frac{F_{r_3} l + \frac{F_{a_3} d_3}{2} - \frac{F_{a_2} d_2}{2} - F_{r_2} (l+k+a)}{l+k};$$

$$\sum M_{Dy} = 0;$$

$$-R_{Cy} (l+k) + F_{r_3} k - \frac{F_{a_3} d_3}{2} - F_{r_2} a - \frac{F_{a_2} d_2}{2} = 0;$$

$$R_{Cy} = \frac{F_{r_3} k - \frac{F_{a_3} d_3}{2} - \frac{F_{a_2} d_2}{2} - F_{r_2} a}{l+k};$$

$$\sum F_y = 0; R_{Cy} - F_{r_3} - F_{r_2} + R_{Dy} = 0.$$

2. Построить эпюру моментов в горизонтальной плоскости у.

3. Определить реакции в опорах С и Д в горизонтальной плоскости х из суммы моментов относительно опоры С:

$$\sum M_{Cx} = 0;$$

$$F_{t_3} l - F_{t_2} (l+k+a) + R_{Dx} (l+k) = 0;$$

$$R_{Dx} = \frac{F_{t_2} (l+k+a) - F_{t_3} l}{l+k};$$

$$R_{Cx} = F_{t_3} + R_{Dx} - F_{t_2}.$$

4. Построить эпюру моментов в горизонтальной плоскости x .
5. Построить эпюру вращающего момента T_2 .
6. Определить изгибающий момент в опоре Д и сечении Е:

$$M_{u_D} = \sqrt{M_{u_{Dy}}^2 + M_{u_{Dx}}^2}; \quad M_{u_E} = \sqrt{M_{u_{Ey}}^2 + M_{u_{Ex}}^2}.$$

7. Определить эквивалентный момент в опоре Д и сечении Е под червяком:

$$M_{\text{экв}D} = \sqrt{M_{u_D}^2 + T_2^2};$$

$$M_{\text{экв}E} = \sqrt{M_{u_E}^2 + T_2^2}.$$

8. Определить диаметр вала в опоре Д и под червяком в сечении Е:

$$d_D = \sqrt[3]{\frac{M_{\text{экв}D}}{0,1[\sigma_u]}}; \quad d_E = \sqrt[3]{\frac{M_{\text{экв}E}}{0,1[\sigma_u]}} < d_{f_3}.$$

9. Конструирование промежуточного вала зубчато-червячного редуктора (рис. 48).

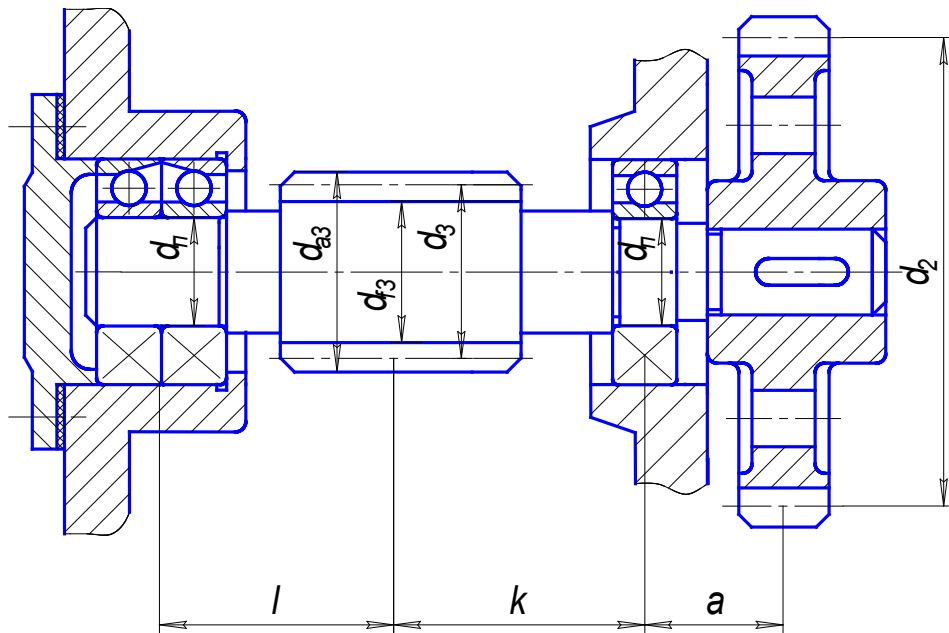
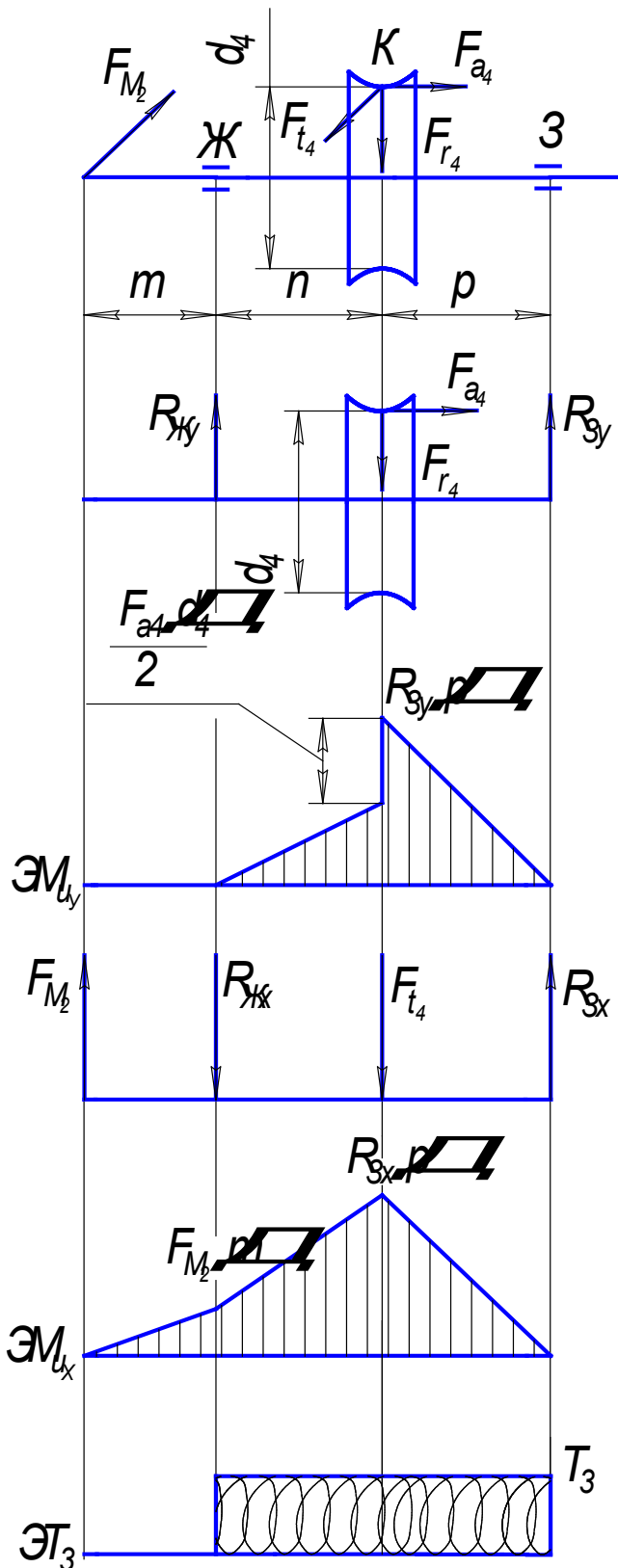


Рис. 48. Промежуточный вал зубчато-червячного редуктора

Расчет тихоходного вала червячного редуктора



Дано: силы, действующие на вал F_{a_4} , F_{r_4} , F_{t_4} , F_{M_2} делительный диаметр червячного колеса d_4 (рис. 49).

Размеры m , n , p определяют по эскизной компоновке редуктора.

1. Определить реакции в опорах Ж и 3 в вертикальной плоскости y из суммы моментов относительно опоры Ж:

$$\sum M_{жy} = 0;$$

$$F_{r_4} n + \frac{F_{a_4} d_4}{2} - R_{3y} (n + p) = 0;$$

$$R_{3y} = \frac{F_{r_4} n + \frac{F_{a_4} d_4}{2}}{n + p};$$

$$R_{жy} = F_{r_4} - R_{3y}.$$

2. Построить эпюру моментов в плоскости y .

3. Определить реакции в опорах Ж и 3 в горизонтальной плоскости x из суммы моментов относительно опоры Ж:

$$\sum M_{жx} = 0;$$

$$F_{M_2} m + F_{t_4} n - R_{3x} (n + p) = 0;$$

Рис. 49. Эпюры моментов тихоходного вала зубчато-червячного редуктора

$$R_{3x} = \frac{F_{M_2} m + F_{t_4} n}{n + p};$$

$$R_{Жх} = F_{t_4} - F_{M_2} - R_{3х}.$$

4. Построить эпюру моментов в плоскости x :
5. Построить эпюру вращающего момента T_3 .
6. Определить момент изгибающий в сечении К:

$$M_{u_K} = \sqrt{M_{u_{Ky}}^2 + M_{u_{Kx}}^2}.$$

7. Определить момент эквивалентный в опоре Ж и сечении К:

$$M_{эквК} = \sqrt{M_{u_K}^2 + T_3^2}; \quad M_{эквЖ} = \sqrt{M_{u_{Жх}}^2 + T_3^2}.$$

8. Определить диаметры вала в опоре Ж и сечении К:

$$d_K = \sqrt[3]{\frac{M_{эквК}}{0,1[\sigma_u]}}; \quad d_{Ж} = \sqrt[3]{\frac{M_{эквЖ}}{0,1[\sigma_u]}}.$$

Диаметры вала в сечении К и опоре Ж принимаются в сторону увеличения от расчетного значения на 3...5 мм, в опоре Ж диаметр вала должен быть кратным 5 без остатка.

9. Конструирование тихоходного вала зубчато-червячного редуктора (рис. 50).

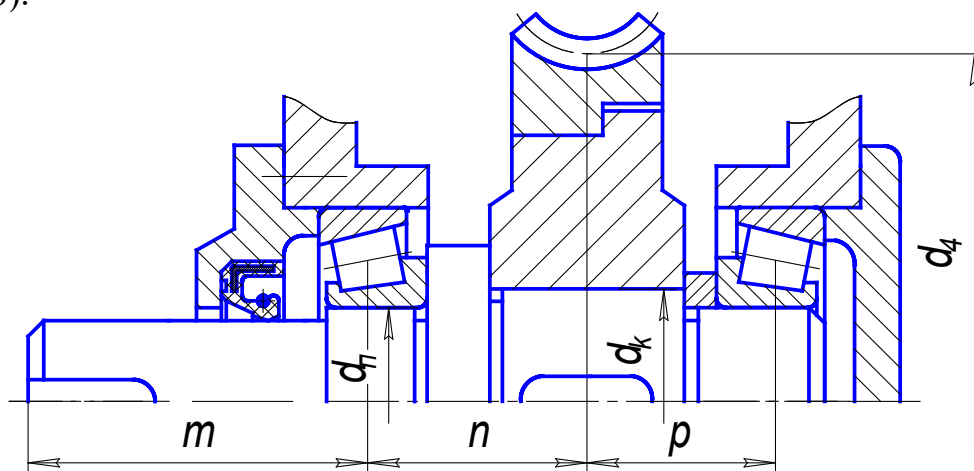


Рис. 50. Тихоходный вал зубчато-червячного редуктора

Разработка валов приводов содержит в себе все основные стадии проектирования: техническое предложение, эскизный проект, технический проект.

В начальной стадии разработки выполняется компоновка валов по полуэмпирическим зависимостям от крутящего момента. После отработки компоновки производится проектировочный расчет диаметра валов по приведенному моменту, т.е. с учетом изгибающих моментов.

Проверка окончательной конструкции проводится в форме проверочного расчета по коэффициентам запаса выносливости в опасных сечениях. Опасными сечениями являются сечения, в которых действуют максимальные нагрузки или имеются концентраторы напряжений: шпоночный паз, галтель и т.д.

6.4. Конструирование подшипниковых узлов

Подшипники качения выбираются исходя из диаметра вала и направления действующих нагрузок, а проверяются по статической и динамической грузоподъемности. Подшипники скольжения также выбираются по диаметру вала и проверяются по удельной нагрузке и удельной работе сил трения.

6.4.1. Последовательность расчета подшипников

Исходные данные – усилия, действующие на опоры валов (см. § 6.3):

F_r – радиальная нагрузка по подшипник;

F_x – осевая нагрузка на подшипник;

d – диаметр шейки вала под подшипник.

1. Выбрать типоразмер подшипника. Опыт проектирования механических приводов предлагает установку опор быстроходных валов на подшипники качения, а тихоходных валов открытых зубчатых передач, барабанов конвейеров, звездочек цепных конвейеров и других – на подшипники скольжения. При выборе типоразмера подшипника для заданных условий работы необходимо учитывать:

- величину и направление нагрузки;
- частоту вращения вала;
- потребный ресурс в часах;
- желательные размеры подшипника (посадочный диаметр вала или диаметр отверстия в корпусе);
- особые требования к подшипнику, вытекающие из условий его эксплуатации (самоустанавливаемость, способность обеспечить осевое перемещение вала, условие монтажа);
- стоимость подшипника.

2. Выбрать типоразмер подшипника качения в зависимости от характера нагрузок и диаметра вала (приложение Б).

Ориентировочные рекомендации при выборе типа подшипника:

при $F_x < 0,3F_r$ принимать радиальный подшипник ($\beta = 0$), где β – угол контакта тел качения с колодами;

при $F_x \geq 0,3F_r$ принимать радиально-упорный подшипник шариковый или с коническим роликом ($\beta = 10 \dots 17^\circ$);

при $F_x \geq 1,5F_r$ принимать радиально-упорный подшипник ($\beta = 26 \dots 30^\circ$).

Для выбранного по стандарту подшипника выписать значение динамической грузоподъемности $[C]$ и статической грузоподъемности $[C_0]$.

3. Рассчитать приведенную нагрузку Q , для чего необходимо определить:

– отношение $\frac{F_x}{F_r}$;

– отношение $\frac{F_x}{[C_0]}$;

– коэффициент осевого погружения e_x в зависимости от отношения $\frac{F_x}{[C_0]}$ (по табл. 38);

– приведенную нагрузку: $Q = (xk_k Fr + yFx)k_\sigma k_\tau$ при $\frac{Fx}{Fr} > e_x$;

$$Q = Frk_k k_\tau k_\sigma, \text{ при } \frac{Fx}{Fr} \leq e_x;$$

$$Q = Frk_k k_\tau - \text{ для упорных подшипников,}$$

где x – коэффициент радиальной нагрузки (см. табл. 38); y – коэффициент осевой нагрузки (см. табл. 38); K_K – коэффициент вращения (кольца), при $K_K = 1$ вращается внутреннее кольцо (с валом), при $K_K = 1,2$ вращается наружное кольцо (с корпусом); K_σ – коэффициент безопасности (табл. 39); k_τ – температурный коэффициент (табл. 40).

Приведенная (эквивалентная) нагрузка для радиальных и радиально-упорных подшипников – это условная постоянная радиальная нагрузка, при приложении которой к подшипнику с вращающимися внутренним кольцом и неподвижным наружным подшипник будет иметь такую же долговечность, что и при действительных условиях нагружения. Осевая сила не оказывает влияния на величину эквивалентной нагрузки Q , пока отношение F_x/F_r не превысит величины e_x .

4. Определить потребную динамическую грузоподъемность подшипника

$$C = L^{1/\alpha} \cdot Q,$$

где $L = \frac{60n}{10^6} Lh$ требуемая долговечность подшипника в миллионах оборотов; Lh – потребный ресурс в часах; α – показатель степени для шарикоподшипников $\alpha = 3$; для роликоподшипников $\alpha = 3,33$; Q – приведенная нагрузка (см. п. 3).

Таблица 38

Коэффициент нагрузки радиальной x , осевой y и e_x

Подшипники	Угол контакта β	Относительная нагрузка $\frac{F_x}{[C_0]}$	Однорядные подшипники			Двухрядные подшипники					
			$\frac{F_x}{F_r} \leq e_x$		$\frac{F_x}{F_r} \geq e_x$		$\frac{F_x}{F_r} \leq e_x$		$\frac{F_x}{F_r} \geq e_x$		e_x
			x	y	x	y	x	y	x	y	
Шариковые радиальные	0	0,014	1	0	0,56	2,30	1	0	0,56	2,30	0,19
		0,028				1,99				1,99	0,22
		0,056				1,71				1,71	0,26
		0,084				1,55				1,55	0,28
		0,11				1,45				1,45	0,30
		0,17				1,31				1,31	0,34
		0,28				1,15				1,15	0,38
		0,42				1,04				1,04	0,42
		0,56				1,00				1,00	0,44
Шариковые радиально-упорные	12	0,014	1	0	0,46	1,81	1	2,08	0,74	2,94	0,30
		0,029				1,62		1,84		2,63	0,34
		0,057				1,46		1,69		2,37	0,37
		0,086				1,34		1,52		2,16	0,41

Подшипники	Угол контакта β	Относительная нагрузка $\frac{F_x}{[C_0]}$	Однорядные подшипники			Двухрядные подшипники						
			$\frac{F_x}{F_r} \leq e_x$		$\frac{F_x}{F_r} \geq e_x$		$\frac{F_x}{F_r} \leq e_x$		$\frac{F_x}{F_r} \geq e_x$		e_x	
			x	y	x	y	x	y	x	y		
		0,11 0,17 0,29 0,43 0,57			1,22 1,13 1,04 1,01 1,00			1,39 1,30 1,20 1,16 1,16			1,98 1,84 1,69 1,64 1,62	0,45 0,48 0,52 0,54 0,54
Шариковые радиально-упорные	18-20 24-26 30 35 36-40	-	1 0	0,43 0,41 0,39 0,37 0,35	1,00 0,87 0,76 0,66 0,57	1	1,09 0,92 0,78 0,66 0,55	0,70 0,67 0,63 0,60 0,57	1,63 1,44 1,24 1,07 0,93	0,57 0,68 0,80 0,95 1,14		
Роликовые конические	-	-	1 0	0,4 $ctg \beta$	0,4 $ctg \beta$		0,45 $ctg \beta$	0,67 $ctg \beta$	0,67 $ctg \beta$	1,5 $ctg \beta$		
Шариковые упорно-радиальные	45 60 75	-	-	0,66 0,92 1,66	1 1 1	1, 13 1,90 3,89	0,59 0,54 0,52	0,66 0,92 1,66	1 1 1	1,25 2,17 4,67		
Роликовые упорно-радиальные	-	-	-	$tg \beta$	1	1,5 $tg \beta$	0,87 $tg \beta$	$tg \beta$	1	1,5 $tg \beta$		

Примечание. Упорно-радиальные подшипники предназначены для большой осевой и небольшой радиальной нагрузки.

Таблица 39

Коэффициент безопасности $K\sigma$

Характер нагрузки на подшипник	$K\sigma$	Примеры использования
Спокойная без толчков	1,0	Ролики ленточных конвейеров
Легкие толчки. Кратковременные нагрузки	1,0...1,2	Прецизионные зубчатые передачи Металлорежущие станки, Электродвигатели малой и средней мощности
Умеренные толчки. Вибрационная нагрузка	1,3...1,5	Зубчатые передачи 7-й и 8-й степени точности, редукторы всех конструкций
Нагрузки со значительными толчками и вибрацией	1,8...2,5	Зубчатые передачи 9-й степени точности

Таблица 40

Температурный коэффициент $k\tau$

Рабочая температура подшипника, °C	125	150	175	200	225
$k\tau$	1,05	1,10	1,15	1,25	1,35

5. Провести сравнение $C \leq [C]$:

- если условие выполняется, то расчет окончен;
- если условие не выполнено, то перейти к п. 3 и выбрать подшипник с большим значением динамической грузоподъемности.

6.4.2. Выбор схемы установки подшипников

Работоспособность подшипников качения во многом определяется рациональностью конструкции подшипникового узла.

Подшипниковый узел можно сконструировать так, что он станет фиксирующим от осевого перемещения вала или плавающим. В зависимости от применения этих двух способов фиксирования можно скомбинировать четыре схемы.

1. Одна опора с подшипником **фиксируется**, вторая **плавающая** (рис. 51). Фиксирующая опора ограничивает перемещение вала в обоих направлениях. Подшипник этой опоры жёстко закрепляют в осевом направлении как на валу, так и в корпусе редуктора.

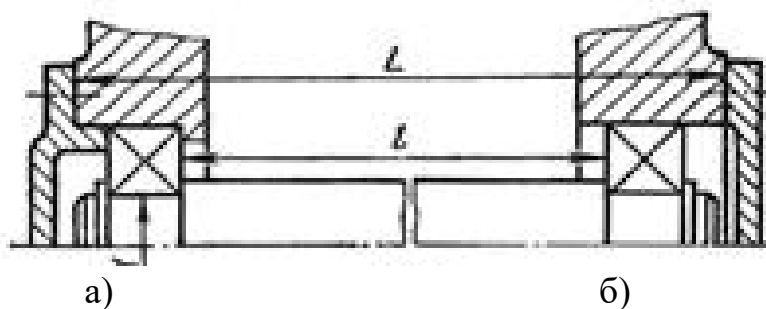


Рис. 51. Установка вала на шариковых подшипниках:
а – фиксирующая опора; б – плавающая опора

В плавающей опоре внутреннее кольцо подшипника жестко закреплено на валу, а наружное – свободно перемещается в корпусе вдоль оси. Такая конструкция применима при любом расстоянии между опорами, значительных температурных деформациях вала и невысоких требованиях к жесткости опор и вала.

Осевую фиксацию по этой схеме широко применяют для валов цилиндрических зубчатых передач, для приводных валов ленточных и цепных конвейеров и др.

2. **Осевое фиксирование вала в одной опоре** осуществляется двумя подшипниками, **вторая опора плавающая** (рис. 52). Эта схема характеризуется большей жесткостью фиксирующей опоры. Ее применяют в цилиндрических, конических зубчатых и червячных передачах. При выборе плавающей и фиксирующей опоры по схемам, изображенным на рис. 51, 52, необходимо учитывать следующее:

- подшипники обеих опор должны быть нагружены равномерно, поэтому при действии на вал осевой силы плавающей выбирают опору, нагруженную большей радиальной силой. При этом всю осевую силу воспринимает подшипник, менее нагруженный радиальными силами;
- при отсутствии осевых сил плавающей выполняют менее нагруженную опору, чтобы уменьшить трение от осевого перемещения подшипника;

– если выходной конец вала соединяется с другим валом муфтой, то фиксирующей принимают опору вблизи этого конца вала.

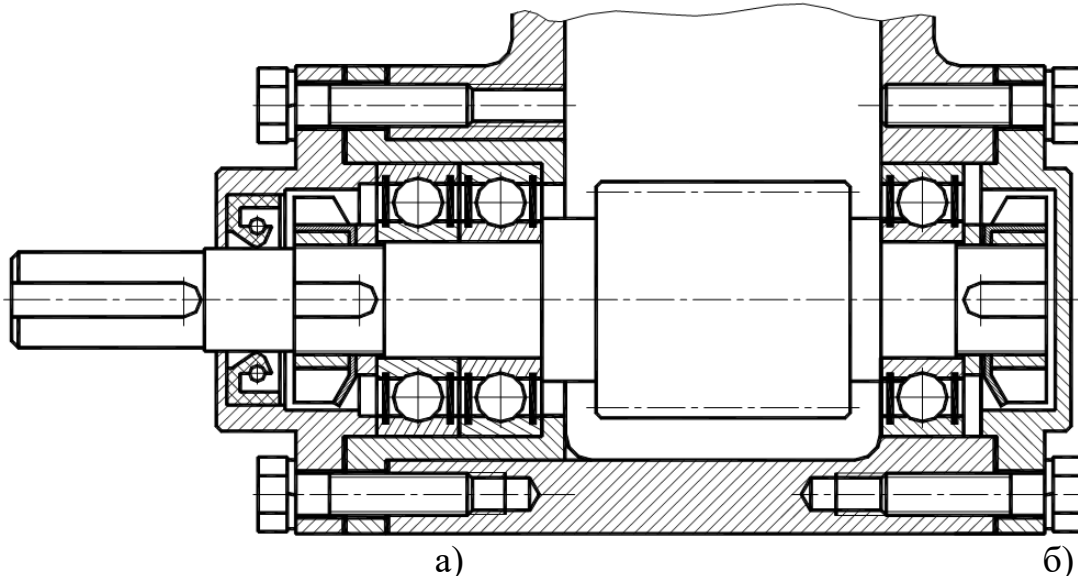


Рис. 52. Установка вала на сдвоенных радиально-упорных шариковых подшипниках (а) и плавающем радиальном шариковом подшипнике (б)

3. Осевое фиксирование вала в двух опорах – "враспор" (рис. 53). Чтобы исключить защемление тел качения вследствие нагрева при работе, предусматривают осевой зазор несколько большей ожидаемой тепловой деформации подшипников и вала. При $L \leq 300$ мм осевой зазор устанавливается с помощью набора тонких металлических прокладок в размере 0,2 - 0,5 мм. Рекомендуется для различных подшипников применять различные значения L :

радиально-упорные роликовые подшипники $L = 6d_n$;

радиально-упорные шариковые подшипники $L = 8d_n$;

радиальные подшипники $L = 10d_n$, где d_n – диаметр внутреннего кольца подшипника.

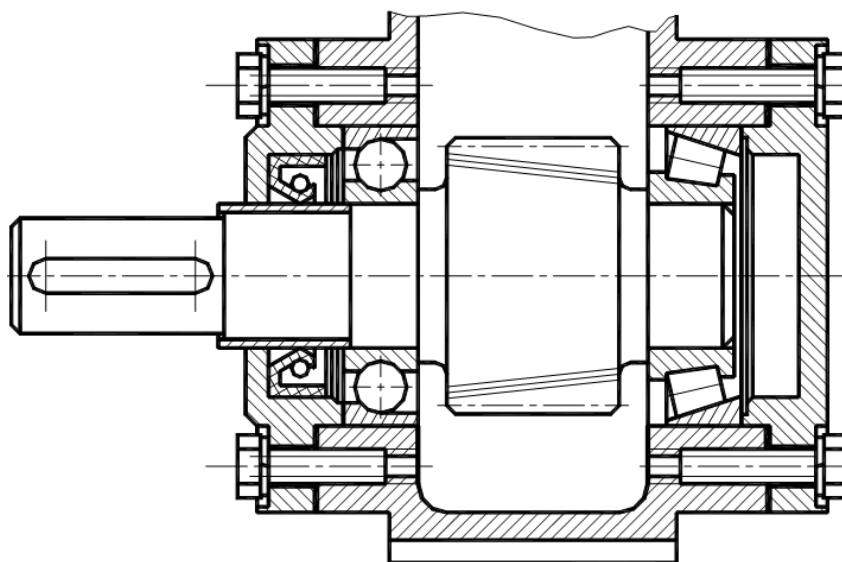


Рис. 53. Установка вала на радиально-упорных подшипниках "враспор"

Эту схему применяют при относительно коротких валах для быстроходных и тихоходных передач цилиндрических и червячных редукторов (для вала червяка при межосевом расстоянии не более 160 мм), а также для тихоходных валов конических редукторов.

4. Осевое фиксирование вала в двух опорах – "вращающую" – представлено на рис. 54. По этой схеме вероятность защемления тел качения подшипников вследствие тепловых деформаций вала уменьшается. Для роликовых подшипников $L=8d_n$; для шариковых радиально-упорных подшипников $L=10d_n$ (где d_n – диаметр внутреннего кольца подшипника).

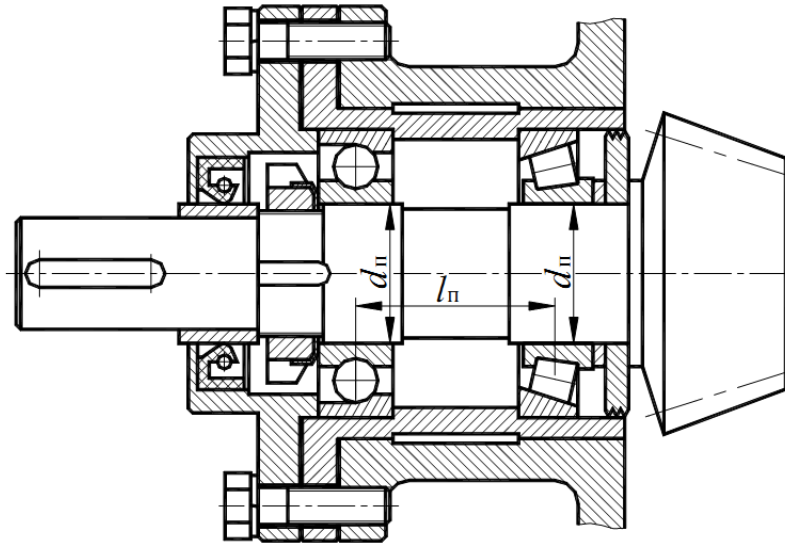


Рис. 54. Установка вала на радиально-упорных подшипниках "вращающую"

Для самостоятельного сборочного комплекта вала с подшипниками в некоторых конструкциях подшипниковых узлов применяют чугунные стаканы. В подшипниковом узле вала-шестерни конической передачи стакан является обязательным, с его помощью производят регулировку зубчатого зацепления (рис. 55).

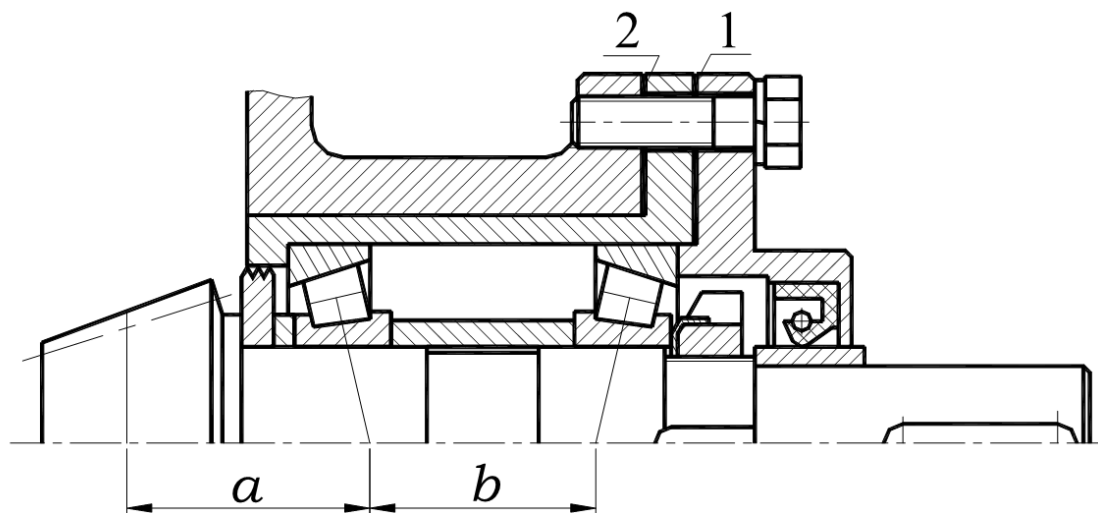


Рис. 55. Конструкция узла конической шестерни с радиально-упорными шариковыми подшипниками: 1 – стакан, 2 – корпус.

6.4.3. Конструирование стаканов

Конструкция стакана (рис. 56) определяется схемой расположения подшипников.

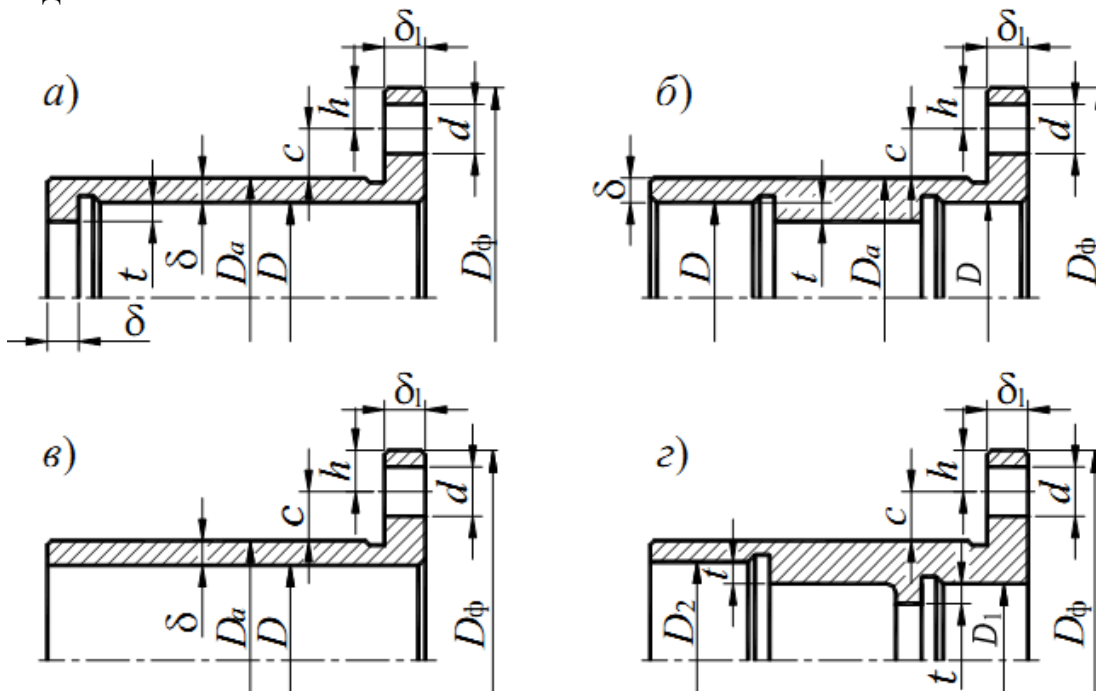


Рис. 56. Конструкция и размеры стаканов

Стаканы обычно выполняют литыми из чугуна СЧ15, СЧ-18 реже – из малоуглеродистых сталей марок Ст3, Ст5, 20. Толщину стенки δ принимают исходя из диаметра отверстия (табл. 41), т.е. диаметра наружного кольца подшипника D , устанавливаемого в стакан.

Толщина фланца:

$$\delta_1 = 1,2\delta.$$

Высоту упорного буртика t согласовывают с размером фаски наружного кольца подшипника и возможностью его демонтажа винтовым съемником.

Таблица 41

Толщина стенки δ				
D	До 52	52...80	80...120	120...170
δ	4...5	6...8	8...10	10...12,5

Диаметр и число винтов для крепления стакана к корпусу согласуют с крышкой, которая привинчивается совместно со стаканом (табл. 42).

Таблица 42

Диаметр отверстия d под болт и число болтов для крепления

D	До 62	65...75	80...100	110...145	155...220
d	6	8	10	10	12
Число болтов	4			6	

Остальные размеры:

$$c \approx d;$$

$$h = (1...1,2)d;$$

$$D_{\text{фmin}} = D_a + (4...4,4)d.$$

Чтобы обеспечить сопряжение торцов фланца стакана и корпуса по плоскости, на наружной цилиндрической поверхности стакана перед торцом фланца делают канавку. Иногда на наружной поверхности стакана делают проточку для уменьшения длины точно обрабатываемого участка. Диаметр в месте проточки принимают на 0,5-1 мм меньше наружного диаметра стакана.

В стаканах обычно размещают подшипники фиксирующей опоры вала червяка и опоры вала конической шестерни. Стаканы для подшипников вала конической шестерни перемещают при сборке для регулирования осевого положения конической шестерни (регулировка зазора в зацеплении конической передачи). В этом случае применяют посадку стакана в корпус – Н7/к6. Для неподвижных стаканов применяют посадки Н7/к6 или Н7/м6.

6.4.4. Смазка подшипниковых узлов

Подшипники в редукторах смазывают тем же маслом, что и детали передач. При картерной смазке колес подшипники качения смазываются брызгами масла. При окружной скорости вращения колес более 1 м/с брызгами масла покрываются все детали передач и внутренние поверхности стенок корпуса. Стекающее масло попадает в подшипники. Если доступ масла к подшипникам из картера затруднен или его вообще нет, как, например, для валов открытых передач, то подшипники смазывают пластичной смазкой. В настоящее время из пластичных смазок наибольшее распространение получили литиевые смазки:

ЦИАТИМ-201 используется в подшипниках с двумя защитными шайбами в случае небольших нагрузок;

ЦИАТИМ-202 используется в подшипниках опор, работающих с повышенными окружными скоростями;

ЦИАТИМ-203 употребляется при низких температурах, например, в оборудовании, работающем на открытом воздухе.

Для защиты подшипникового узла от пыли и влаги извне, а также для предохранения от вытекания смазки из узла применяют уплотнения. В машиностроении наибольшее распространение получили контактные уплотнения:

– уплотнение с войлочными (фетровыми) кольцами применяют только при консистентной смазке. Эти уплотнения предназначены для подшипников, работающих в условиях малой загрязненности и при окружной скорости вала до 5 м/с. В настоящее время их применение очень ограничено;

– манжетные армированные контактные уплотнения (рис. 57). Эти манжеты изготовлены из специальной синтетической маслостойкой резины

(севатина). Диаметр вала должен соответствовать внутреннему диаметру манжеты (табл. 43).

Таблица 43

Геометрические параметры манжеты

Диаметр вала, d	D		h ₁	h ₂	Диаметр вала, d	D		h ₁	h ₂
	1-й ряд	2-й ряд				1-й ряд	2-й ряд		
20	40	35	8	12	42	62	65	10	14
		37					68		
		38					62		
		42					65		
21	40	37	8	12	45	65	62	10	14
42		10	14	70					
22	40	35	8	12	48	70	65	10	14
24		42	10	14			72		
	25	42			42	8	12	50	70
45			75						
26	45	40	8	12	52	75	80	10	14
		47	82						
28	-	45	10	14	55	80	75	10	14
		47					82		
		50					75		
30	52	45	10	14	58	85	82	12	16
		47					80		
		50					82		
32	58	45	10	14	60	90	80	10	14
		50					82		
35	58	47	10	14	62	90	85	12	16
		50					90		
		55					95		
36	60	57	10	14	63	95	-	10	14
		52					90		
38	62	55	12	16	65	-	90	12	16
		55					95		
		60					100		
40	60	62	10	14	67	95	-	10	14
		55					100		
40	60	55	12	16	70	100	-	12	16
		58					102		
		62			71				
					75				

Примечание. Пример обозначения манжеты типа 1 для вала диаметром d = 50 мм с наружным диаметром D = 70 мм из резины 3-й группы (на основе нитрильного синтетического каучука): «Манжета 1-50×70-3 ГОСТ 8752-79».

Манжета состоит из корпуса 1, изготовленного из бензостойкой резины, каркаса 2, представляющего собой стальное кольцо Г-образного сечения, и браслетной пружины 3. Каркас придает корпусу манжеты жесткость. Браслетная пружина стягивает уплотняющую часть манжеты, вследствие чего образуется рабочая кромка, плотно охватывающая поверхность вала. Манжеты, предназначенные для работы в засоренной

среде, выполняют с дополнительной рабочей кромкой (рис. 57, тип 2), называемой «пыльником».

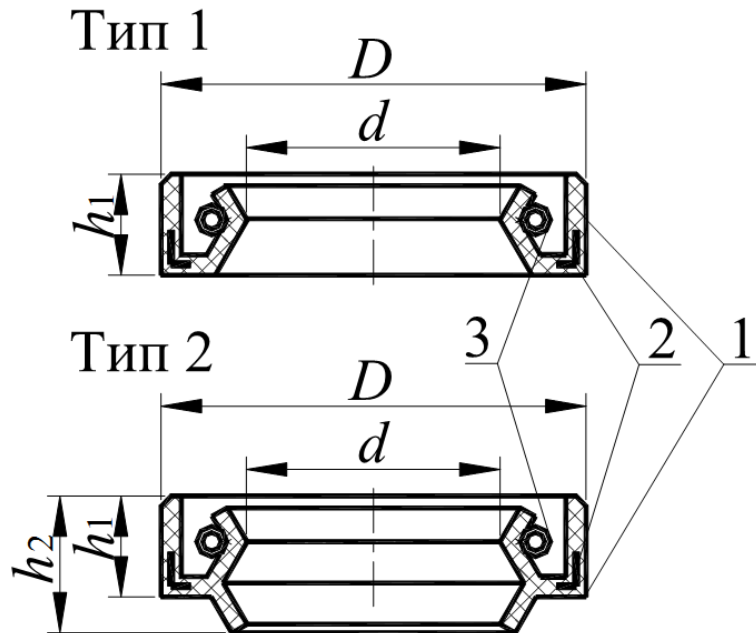


Рис. 57. Манжеты резиновые армированные с пружиной: 1 – манжета однокромочная, резина; 2 – каркас, сталь 08; 3 – пружина сталь 65Г;

Манжеты обладают относительно малым коэффициентом трения, создают хорошую герметичность. Применяются при жидкой и консистентной смазке. Вал под манжету должен иметь твердость не ниже 50 HRC. Допускаемая окружная скорость до 10 м/с, а при полировке вала – до 15 м/с.

Манжету обычно устанавливают открытой стороной внутрь корпуса (рис. 58, а). К рабочей кромке манжеты в этом случае обеспечен хороший доступ смазочного масла.

При высоком уровне масла ставят рядом две манжеты (рис. 58, б). При запыленной внешней среде также ставят две манжеты или одну с пыльником (рис. 58, в).

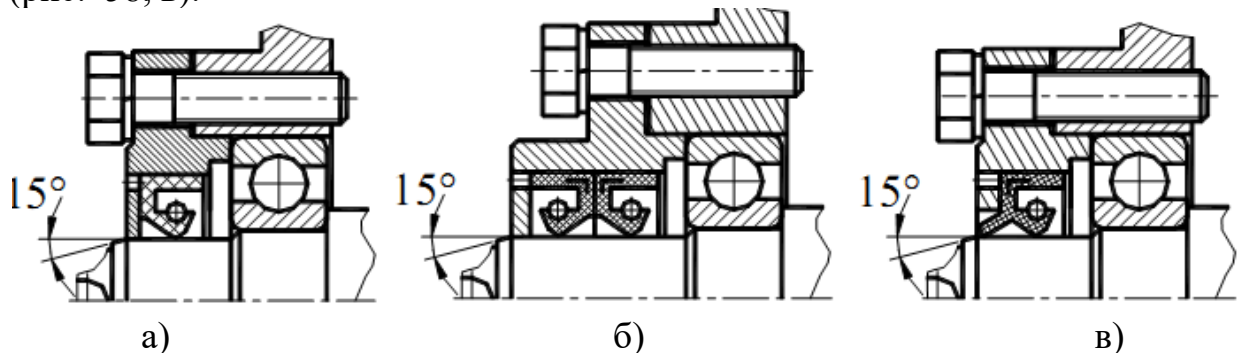


Рис. 58. Варианты установки манжет: а) одна манжета 1 типа; б) две манжеты; в) манжета с пыльником.

Свободное пространство между манжетами, а также между рабочими кромками манжеты и пыльника заполняют при сборке пластичным смазочным материалом.

6.4.5. Конструирование крышек подшипниковых узлов редукторов

Крышки подшипников изготавливают из стали или чугуна. Различают крышки привертные (рис. 59, 60) и закладные (рис. 62). Форма крышки зависит от конструкции опоры вала. Чаще всего торец вала не выступает за пределы подшипника. Поэтому наружная поверхность крышки – плоская.

При проектировании нестандартных крышек необходимо обратить внимание на следующее. Форма крышки зависит от конструкции опоры вала. Чаще всего торец вала не выступает за пределы подшипника. Поэтому в этом случае наружная поверхность крышки выполняется плоской (рис. 60, тип 2). Если торец вала выступает за пределы подшипника, то крышку выполняют по типу 3 (рис. 60).

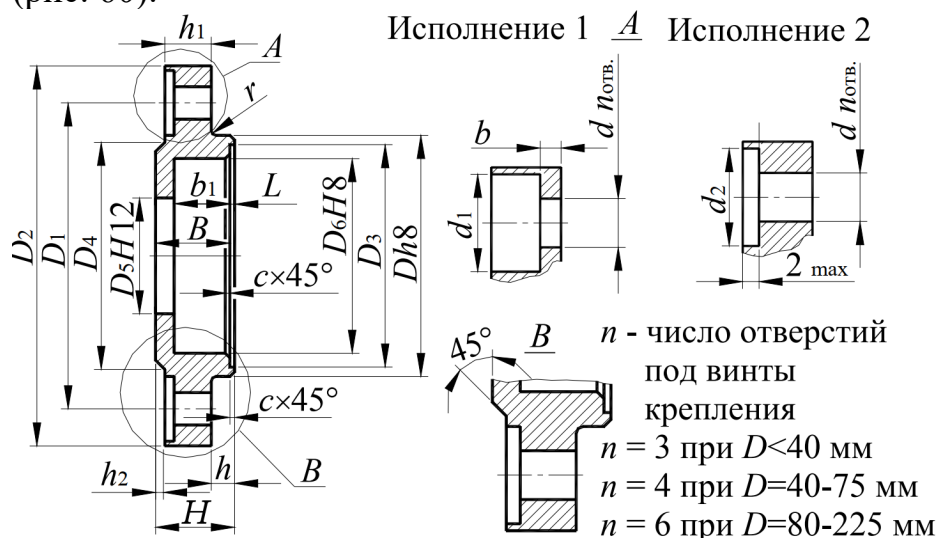


Рис. 59. Крышки подшипников прижимные сквозные

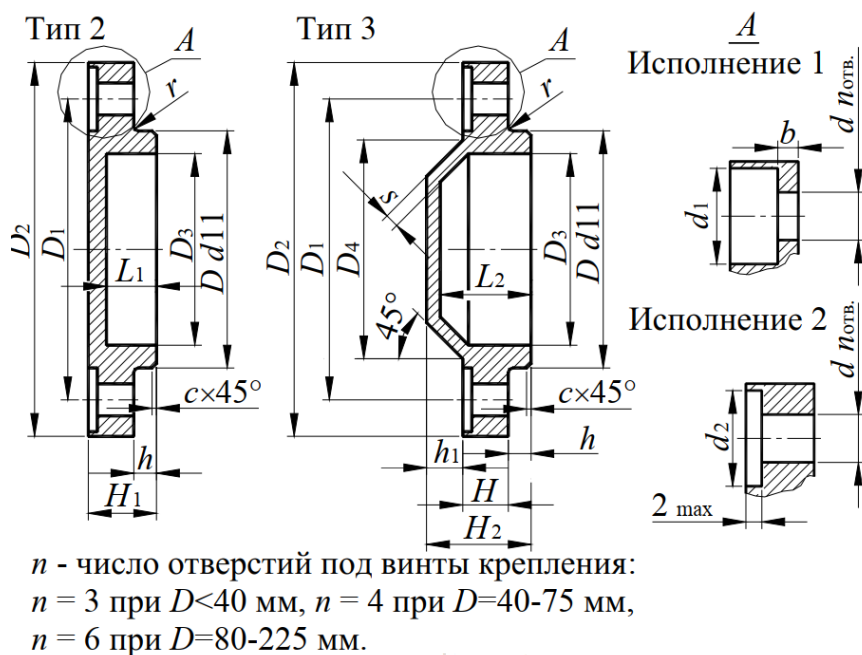


Рис. 60. Крышки подшипников прижимные глухие

Крышка базируется по торцу фланца, поэтому к переходу с торцевой поверхности на цилиндрическую поверхность предъявляются достаточно

жесткие требования. В стандартных крышках на этот переход назначается предельное значение радиуса перехода r . При мелкосерийном и индивидуальном производстве на цилиндрической центрирующей поверхности перед торцом фланца делают канавку шириной b .

Определяющим при конструировании крышки является диаметр D_3 отверстия в корпусе под подшипник. Ниже приведены рекомендации по выбору толщины фланца H , диаметра d и числа z винтов крепления крышки к корпусу в зависимости от D (табл. 44).

Таблица 44

Крышки торцевые. Размеры в мм.

D_3	50-62	63-95	100-145	150-220
H	5	6	7	8
d	6	8	12	12
z	4		6	

При установке в крышке подшипника манжетного уплотнения предусматривают 2-3 отверстия $d_2=3-4$ мм для выталкивания изношенной манжеты. При небольшом межосевом расстоянии фланцы двух крышек могут перекрывать друг друга (рис. 61). В этом случае у обеих крышек фланцы срезают, оставляя между срезами зазор 1-2 мм. Чаще всего фланцы крышек выполняют круглой формы.

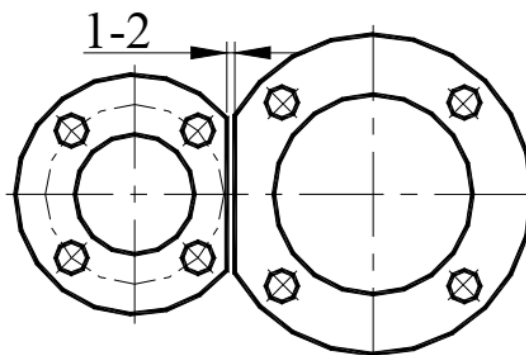


Рис. 61. Установка крышек при малом межосевом расстоянии

На рис. 62 показаны основные конструкции закладных крышек: на рис. 62, а, б – глухих, на рис. 62, в – с отверстием для выходного конца вала, на рис. 62, г – с резьбовым отверстием под нажимной винт. Закладные крышки широко применяют в редукторах, имеющих плоскость разъема корпуса по осям валов. Эти крышки не требуют крепления к корпусу резьбовыми деталями; они удерживаются кольцевым выступом, для которого в корпусе протачивают канавку. Чтобы обеспечить сопряжение торцов выступа крышки и канавки корпуса по плоскости, на наружной цилиндрической поверхности крышки перед торцом выступа делают канавку.

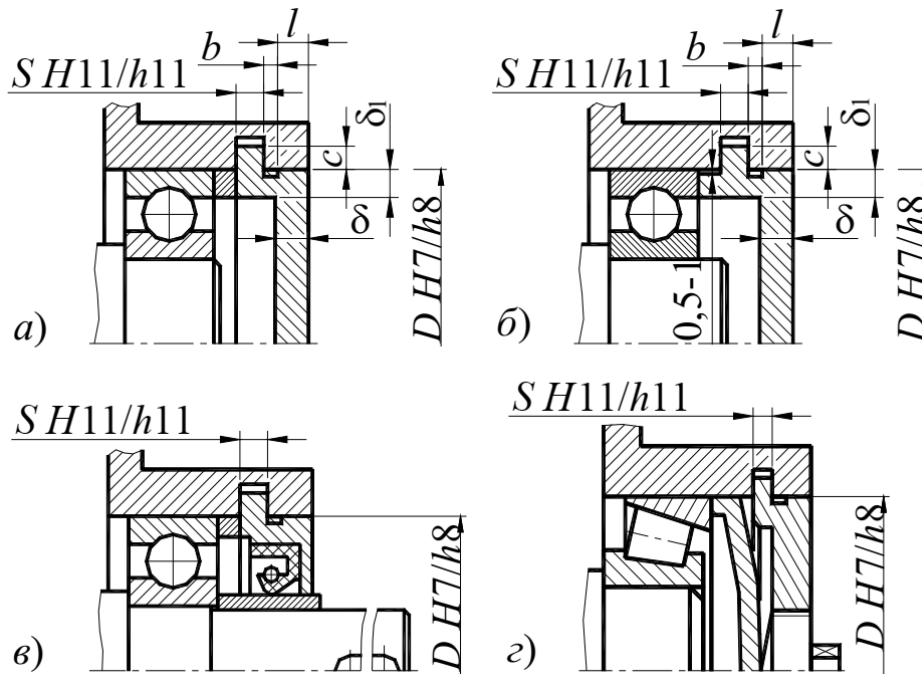


Рис. 62. Крышки закладные

Наружный диаметр крышки выполняют с такими отклонениями, при которых в сопряжении с корпусом крышка образует очень малый зазор, препятствующий вытеканию масла из корпуса. Толщину стенки δ принимают в зависимости от диаметра отверстия D под подшипник. Размеры других элементов крышки:

$$\delta_1 = (0,9 \dots 1,0) \delta;$$

$$S = (0,9 \dots 1,0) \delta;$$

$$C \approx 0,5 S;$$

$$l = 2,5b.$$

Иногда торец крышки, контактирующий с подшипником, не совпадает с торцом выступа (рис. 62, б). Чтобы наружная цилиндрическая поверхность этого участка не нарушала точности центрирования крышки, ее диаметр несколько уменьшают. Обычно крышки изготавливают из чугуна. Однако с целью повышения прочности резьбы закладную крышку с резьбовым отверстием под нажимной винт (рис. 62, г) изготавливают из стали.

6.5. Выбор муфт

Выбор типа муфты для соединения валов обусловлен особенностью монтажа и эксплуатации привода и производится по **стандартам или нормам** в зависимости от передаваемого крутящего момента, а также от возможности расточки ступиц под нужные диаметры валов. Муфта одного размера может иметь в ступицах полумуфт неодинаковые отверстия, что позволяет соединять валы разных диаметров.

Исходные данные (получены из кинематического расчета привода): T – передаваемый крутящий момент, Н·мм; n – частота вращения вала, об/мин.

1. Определить расчетный крутящий момент

$$T_p = T \cdot K,$$

где K – коэффициент режима работы (табл. 45).

Значение коэффициента режима при передаче от электродвигателя

Тип машины	K
Транспортеры ленточные	1,25...1,50
Транспортеры цепные, винтовые, скребковые	1,50...2,0
Воздуходувки и вентиляторы	1,25...1,50
Насосы центробежные	1,50...2,0
Насосы и компрессоры поршневые	2,0...3,0
Станки металлорежущие с непрерывным движением	1,25...1,50
Станки металлорежущие с возвратно-поступательным движением	1,50...2,50
Станки деревообделочные	1,50...2,0
Мельницы шаровые, дробилки, молоты, ножницы	2,0...3,0
Краны подъемные, элеваторы	3,0...4,0

2. Выбрать тип муфты по табл. 46. Рекомендации:

– для быстроходных валов следует выбирать *тороидальную муфту* или *втулочно-пальцевую* (МУВП), причем предпочтение тороидальной муфте нужно отдавать там, где трудно обеспечить соосность валов (например, между редуктором и валом двигателя при отсутствии общей рамы);

– для тихоходных валов следует выбирать *кулачково-дисковую муфту*. Расчет *втулочно-пальцевой* муфты (МУВП) ведется в блоках 4-9, *тороидальной* в блоках 10-12, а *кулачково-дисковой* – в блоках 13-16.

Таблица 46

Основные характеристики некоторых приводных муфт

Муфта	n_{max} , об/мин	$T_{рmax}$, Н·мм	Компенсирующее смещение		
			Продольн ое, мм	Радиальное, мм	Угловое, град
Кулачково-	250	$6 \cdot 10^6$	-	0,04	0,5
МУВП	1150	$10 \cdot 10^6$	5	0,6	1
	1800	$4 \cdot 10^6$			
	2850	$1 \cdot 10^6$			
Тороидальная	1112	$3,0 \cdot 10^6$	6	5	2
	1500	$0,75 \cdot 10^6$			
	2500	$0,1 \cdot 10^6$			

3. Выбрать *упругую втулочно-пальцевую приводную муфту* (МУВП) (рис. 63), которая состоит из двух полумуфт и пальцев, которые через резиновые втулки передают крутящий момент. Критериями оценки работоспособности муфты являются напряжения изгиба в пальцах и напряжения смятия в резиновых втулках. Выбрать параметры муфты в зависимости от расчетного крутящего момента и соединяемых валов можно по табл. 47.

4. Определить напряжение изгиба в пальцах

$$\sigma_u = \frac{10T_p l_n}{D_0 z d_n^3}, \text{ МПа,}$$

где T_p – расчетный крутящий момент, Нмм; l_n – длина пальца, мм; D_0 – диаметр расположения пальцев, мм; z – число пальцев; d_n – диаметр пальца, мм.

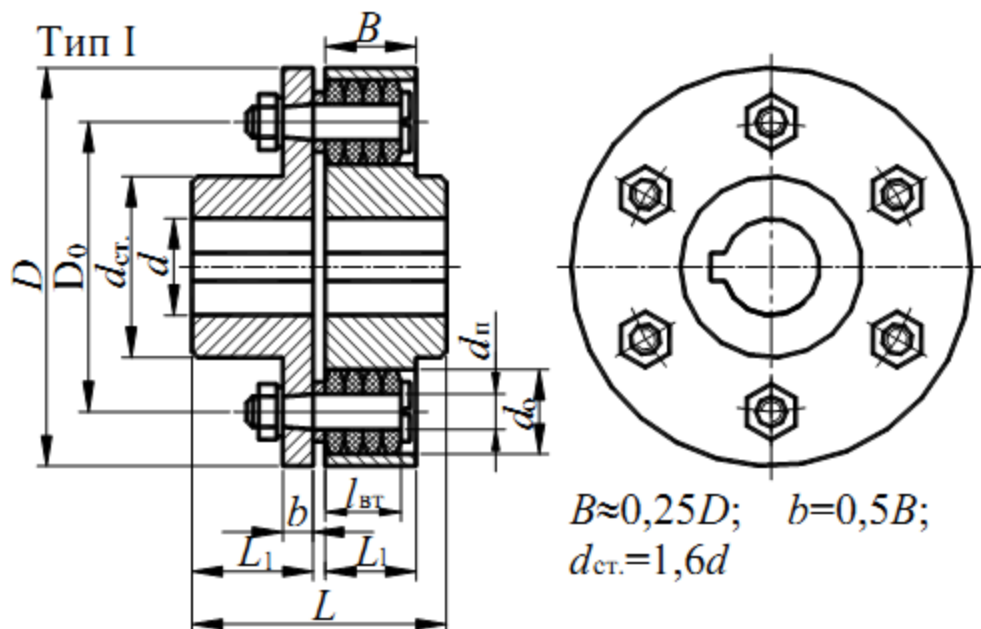


Рис. 63. Муфта упругая втулочно-пальцевая

5. Провести сравнение $\sigma_u \leq [\sigma_u]$, где $[\sigma_u] = (0,4...0,5)\sigma_T$ – допускаемое напряжение изгиба для пальца. Материал пальца сталь 45 при НВ 180-200; $\sigma_T = 320$ МПа:

- если "нет", то перейти к блоку № 4 и выбрать муфту большей тяговой способности;
- если "да", то перейти к последующему блоку.

Таблица 47

Муфты упругие втулочно-пальцевые (ГОСТ 21424-75)
(размеры даны в мм)

$T_p,$ Н·м	Отверстие			Габаритные размеры			Пальцы				Втулка упругая		$GD^2,$ кг·м ²
	d, d_1	$l_{\text{цил}}$	$l_{\text{кон}}$	L	D	d_o	d_n	l_n	резьба	z	D_B	l_{B_T}	
31,5	16; 18; 19	28	18	60	90	20	10	19	M8	4	19	15	0,005
63	20; 22; 24	36	24	76	100	20	10	19	M8	6	19	15	0,008
125	25; 28; 30	42 58	26 38	89 121	120	28	14	33	M10	4	27	28	0,025
250	30;32;35;38; 40; 42; 45	58 82	38 56	121 169	140	28	14	33	M10	6	27	29	0,054
500	40; 42; 45	82	56	169	170	36	18	42	M12	6	35	36	0,169
710	45;48;50;55;56	82	56	170	190	36	18	42	M12	8	35	36	0,254
1000	50;55;56; 60;63;65;70	82 105	56 72	170 216	220	36	18	42	M12	10	35	36	0,490
2000	63;65;71;75 80;80;90	105 130	72 95	218 268	250	46	24	52	M16	10	45	44	0,98

6. Определить напряжение смятия в резиновых втулках:

$$\sigma_{см} = \frac{2Tр}{zDnd_n l_{em}}, \text{ где } l_{вт} - \text{длина втулки, мм.}$$

7. Провести сравнение $\sigma_{см} \leq [\sigma_{см}]$, где $[\sigma_{см}] = 1,8-2$ МПа – допускаемое напряжение смятия для резиновой втулки:

– если "нет", то перейти к блоку № 4 и выбрать муфту большей несущей способности;

– если "да", то перейти к последующему блоку.

8. Определить нагрузку на вал:

$$Fr = 0,2 \frac{Tр}{Dn}.$$

9. Выбрать **муфту с упругой тороидальной оболочкой**, которая состоит из двух полумуфт и упругой оболочки (рис. 64). Она позволяет компенсировать значительные радиальные, осевые и угловые перемещения, но в отличие от МУВП имеет несколько большие габаритные размеры, которые регламентированы ГОСТ 20884-82 (табл. 48).

Критерием работоспособности муфты является прочность эластичной оболочки в сечении около зажима (по диаметру D_1). Оболочку рассчитывают по напряжениям сдвига.

10. Определить напряжение сдвига в сечении около зажима

$$\tau = \frac{2Tр}{\pi \delta D_1^2}, \text{ МПа,}$$

где δ и D_1 , мм (табл. 48).

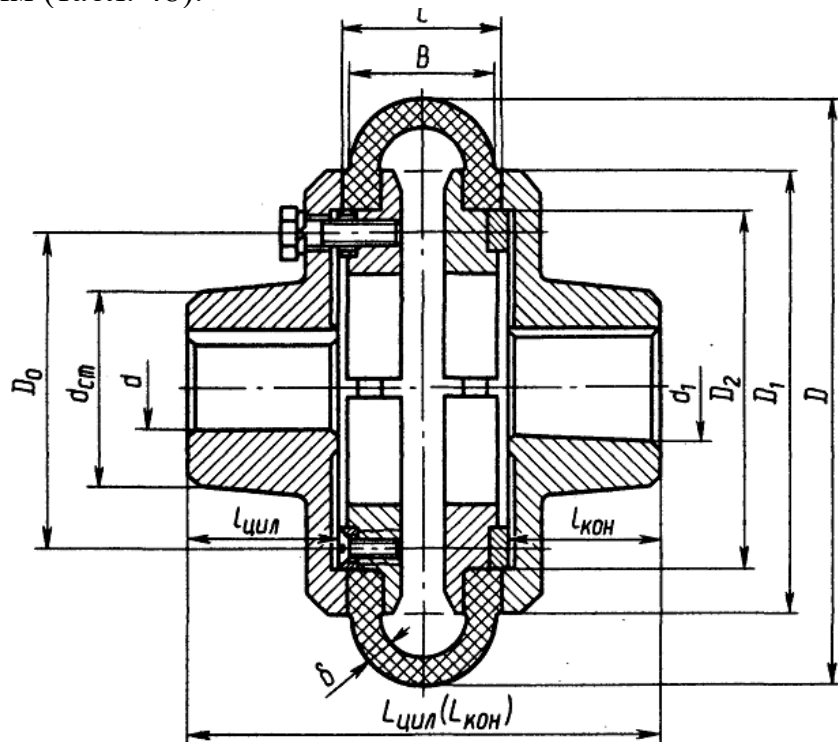


Рис. 64. Муфта с упругой тороидальной оболочкой

Основные параметры эластичных муфт с тороидальной оболочкой

T_p , Н·м	n_{max} , об/мин	Размеры, мм							GD^2 , кг·м ²
		d	D_1	D	L	l	δ		
10	4000	16	18	100	83	98	26	5,5	0,002
37,5	4000	20	22	125	100	126	36	8	0,007
75	3300	25	28	160	128	152	45	10	0,03
180	2000	32	36	200	155	203	60	12,5	0,089
375	2000	40	45	250	195	268	70	14	0,324
750	1500	50	55	320	260	282	70	17	0,967
1500	1400	60	70	400	330	345	90	20	2,592
3000	1120	80	90	450	370	415	100	22,5	5,687

11. Провести сравнение $\tau \leq [\tau]$, где $[\tau] = 0,4$ МПа – допускаемое напряжение сдвига для эластичной оболочки:

– если «нет», по табл. 48 выбрать муфту с большей несущей способностью и повторить расчет напряжения сдвига (см.п. 10);

– если «да», то расчет окончен.

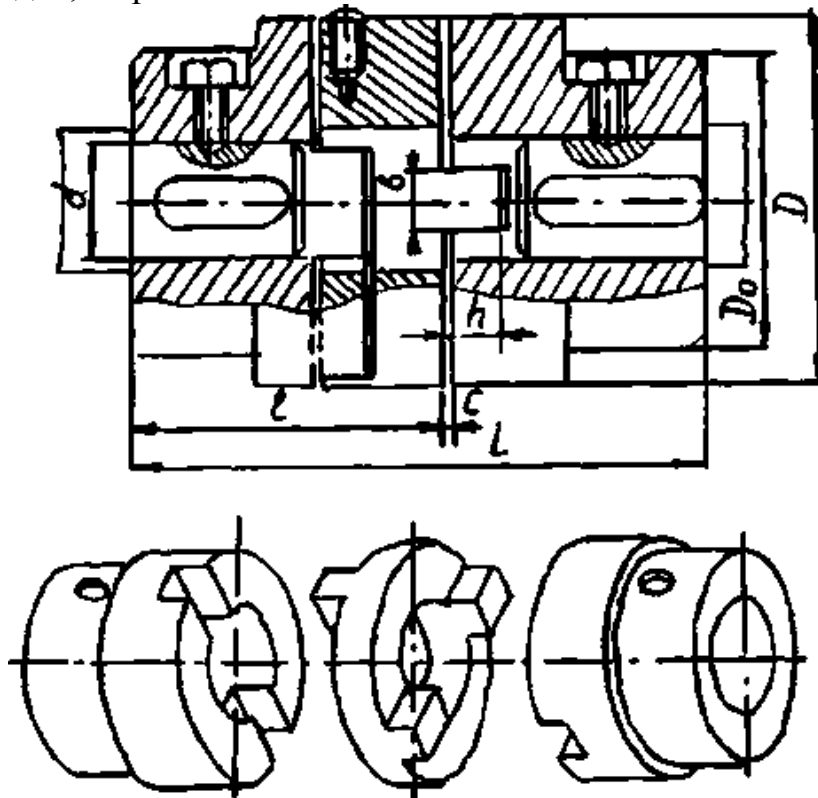


Рис. 65. Кулачково-дисковая муфта

12. Выбрать *кулачково-дисковую муфту*, состоящую из двух полу муфт и промежуточного плавающего диска (рис. 65). Размеры муфты регламентированы ГОСТ 20720-93 (табл. 49). Критерием работоспособности муфт является износостойкость рабочих граней.

13. Определить максимальное давление на рабочих поверхностях сопряженных деталей муфты

$$P_{\max} = \frac{8T_p}{D^2 h},$$

где T_p – расчетный крутящий момент, Н·мм; D – наружный диаметр муфты, мм; h – ширина грани, мм (см.табл. 49).

Таблица 49

Основные параметры кулачково-дисковых муфт (ГОСТ 20720-93)

T_p , Н·мм	d	D	D_0	b	h	l	L	GD ² , кг·м ²
$1,2 \cdot 10^5$	15;17;18	70	32	14	10	40	95	0,007
$2,5 \cdot 10^5$	20;25;30	90	45	18	12	50	115	0,007
$5 \cdot 10^5$	36;40	110	60	24	16	70	160	0,02
$8 \cdot 10^5$	45;50	130	80	30	20	90	200	0,08
$12,5 \cdot 10^5$	55;60	150	95	38	25	110	240	0,14
$20 \cdot 10^5$	65;70	170	105	45	30	125	275	0,25
$32 \cdot 10^5$	75;80	190	115	50	34	140	310	0,51
$50 \cdot 10^5$	85;90	210	130	55	38	160	355	0,9
$80 \cdot 10^5$	95;100	240	140	60	42	180	395	1,6

14. Осуществить проверку $P_{\max} \leq [p]$, где $[p] = 15-25$ МПа – допускаемое давление на поверхности выступов (сталь по стали):

– если "нет", то увеличить $[p]$ за счёт применения термообработки материалов;

– если "да", то перейти к следующему блоку.

15. Определить нагрузку на вал $Fr = 0,9 \frac{T_p}{D}$, Н.

6.6. Конструирование шпоночных и шлицевых соединений

6.6.1. Шпоночные соединения

Шпоночные соединения предназначаются для передачи крутящего момента от вала к ступице или наоборот. В зависимости от конструкции шпонки делят на призматические, сегментные, клиновые, тангенциальные, специальные. Наибольшее применение в машиностроении находят призматические шпонки, ГОСТ 23360-78 (рис. 66).

Шпонки подбирают в зависимости от диаметра вала и проверяют на прочность по напряжению смятия:

$$\sigma_{cm} = \frac{2T}{d\{h - t_1\}l} \leq [\sigma_{cm}],$$

где T – наибольший крутящий момент с учетом динамических нагрузок при пуске, Н·мм; d – диаметр вала, мм; h , – высота шпонки, мм; t_1 – заглубление шпонки в вал, мм; $l = 1,5d$ – длина шпонки, мм (табл. 50); $[\sigma_{cm}] = 60...90$ МПа – допускаемое напряжение смятия.

Из условия прочности минимальная длина шпонки определяется:

$$l_p = \frac{2T_1 10^3}{d_{cp.B} (h - t_1) [\sigma_{cm}]}$$

Полная длина шпонки $l = l_p + b$.

Таблица 50

Размеры шпонок в зависимости от диаметра вала

Диаметр вала d	Сечение шпонки		Глубина паза		Длина l
	b	h	вала t_1	ступицы t_2	
Свыше 12 до 17	5	5	3	2,3	10...56
Свыше 17 до 22	6	6	3,5	2,8	14...70
Свыше 22 до 30	8	7	4	3,3	18...90
Свыше 30 до 38	10	8	5	3,3	22...110
Свыше 38 до 44	12	8	5	3,3	28...140
Свыше 44 до 50	14	9	5,5	3,8	36...160
Свыше 50 до 58	16	10	6	4,3	45...180
Свыше 58 до 65	18	11	7	4,4	50...200
Свыше 65 до 75	20	12	7,5	4,9	56...220
Свыше 75 до 85	22	14	9	5,4	63...250
Свыше 85 до 95	25	14	9	5,4	70...280

Длина шпонки выбирается на 8...10 мм короче ступицы, исходя из предлагаемого ряда на длину шпонки (см. рис. 66). Если по результатам расчета длина ступицы колеса получается $l_{ст} \geq 1,5d$, то шпоночное соединение рекомендуется заменить шлицевым.

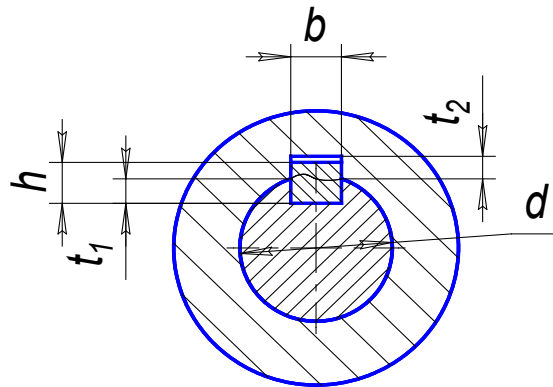


Рис. 66. Размеры вала с шпонкой призматической

Расчет шпонок производится по крутящему моменту вала, на котором она устанавливается. Длина шпонки определяется

$$l_p = \frac{2T_1 10^3}{d_{cp.B} (h - t_1) [\sigma_{cm}]}$$

Полная длина шпонки $l = l_p + b$.

6.6.2. Шлицевые соединения

Шлицевые соединения применяют в качестве неподвижных для постоянного соединения ступицы с валом и подвижных (например, коробки перемены передач).

Наиболее распространены соединения прямобочными шлицами (рис. 67).

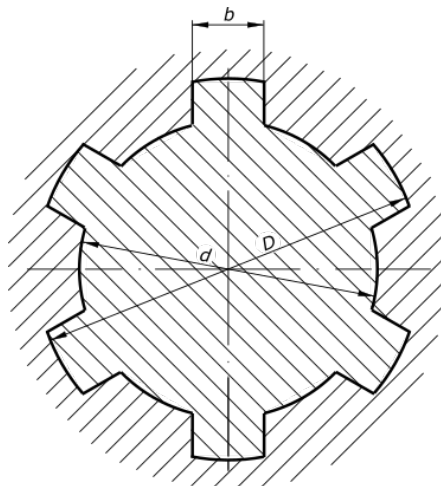


Рис. 67. Шлицевое прямобочное соединение.

Таблица 51

Соединения шлицевые прямобочные. Размеры в мм.

Z	d	D	b	S _F	Z	d	D	b	S _F
Легкая серия					Тяжелая серия				
6	23	28	6	66	10	16	20	2,5	126
	26	30	6	118		18	23	3	195
	28	32	7	126		21	26	3	223
8	32	36	6	163		23	29	4	312
	36	40	7	182		26	32	4	319
	42	46	8	211		28	35	4	426
	46	50	9	230		32	40	5	576
8	52	58	10	440		36	45	5	749
	56	62	10	742		42	52	6	978
	62	60	12	520		46	56	7	1020
10	72	78	12	750	16	52	60	5	1340
	82	88	12	850		56	65	5	1690
	92	98	14	950		62	72	6	2140
	102	108	15	1050		72	82	7	2460
	112	120	18	1740		82	92	6	3480
Средняя серия					18	92	102	7	3880
6	11	14	3	34		102	115	8	3970
	13	16	3,5	39		112	125	9	6520
	16	20	4	76					
	18	22	5	84					
	21	25	5	97					
10	72	82	12	1540					
	82	92	12	1740					
	92	102	14	1940					
	102	112	16	2140					
	112	125	18	3260					

В этих соединениях соосное положение соединяемых деталей обеспечивается центрованием по одному из диаметров соединения: наружному D или внутреннему d . При твердости ступицы $H < HB 350$

центрирование осуществляют по наружному диаметру D , при твердости ступицы $H > \text{HB } 350$ центрируют по d .

Проверку шлицевых соединений выполняют на смятие рабочих граней шлицев и на износ:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{T}{S_F l} \leq [\sigma_{\text{см}}]; \quad \sigma_{\text{изн}} = \frac{T}{S_F l} \leq [\sigma_{\text{изн}}],$$

где T – расчетный крутящий момент, Н·мм; S_F – удельный суммарный статический момент площади рабочих поверхностей соединения относительно оси вала, мм³/мм; (табл. 51); l – рабочая длина соединения, мм; $[\sigma_{\text{см}}]$ – допускаемое напряжение смятия, МПа; $[\sigma_{\text{см}}] = \frac{\sigma_T}{n}$; σ_T см. табл. 5; n – коэффициент запаса прочности при подвижном соединении: $n = 1,25$ – незакаленные шлицы; $n = 1,4$ – закаленные шлицы; $[\sigma_{\text{изн}}]$ допускаемое напряжение износа.

При неограниченном числе циклов нагружения и работе соединения без износа допускаемые напряжения принимают в зависимости от термообработки шлицев при подвижном соединении:

$[\sigma_{\text{изн}}] = 0,032 \text{ HB}$ – улучшение;

$[\sigma_{\text{изн}}] = 0,3 \text{ HRC}$ – закалка;

$[\sigma_{\text{изн}}] = 0,4 \text{ HRC}$ – цементация.

7. Корпусные детали

7.1. Общие рекомендации

К корпусным относят детали, определяющие взаимное расположение деталей узла и воспринимающие основные силы, действующие в редукторе. Корпусная деталь состоит из стенок, ребер, бобышек, фланцев, приливов и других элементов, соединенных в единое изделие. Корпус является базовой деталью и при его проектировании необходимо удовлетворить требованиям к прочности, жесткости и герметичности. Прочность и жесткость корпуса обеспечиваются выбором материала корпуса, надлежащей толщиной стенок и ребрами жесткости, располагаемыми у приливов опорных узлов.

Корпуса редукторов серийного производства выполняют литыми из чугуна марок СЧ 15, СЧ 18, а при ограничении массы изделия – из легких сплавов (например, из силумина). При вибрационных и ударных нагрузках применяют высокопрочные чугуны типа ВЧ 40–10 или стальные отливки марок 30Л, 25Л. В индивидуальном и мелкосерийном производстве корпуса выполняют сварными из листовой стали марок Ст2, Ст3 или сварно-литыми.

На рис. 68 приведено конструктивное оформление литого разъемного корпуса редуктора.

При конструировании форму и размеры корпуса следует выбирать в зависимости от типа привода, числа и размеров деталей, установленных в нем, расположения плоскости разъема (если таковой имеется) и относительного расположения осей валов. Конструкция должна быть такой,

чтобы обеспечивался быстрый и удобный монтаж деталей, и удовлетворялись требования технологичности при его изготовлении.

Корпус состоит из нижней части – основания 1 и верхней – крышки 2. В плоскости разъема 3 лежат оси валов. Эта плоскость, как правило, горизонтальна. В некоторых случаях применяют наклонный разъем, позволяющий уменьшать объем масляной ванны, обеспечивать одинаковое погружение колес в масло и снижать потери мощности на трение в масле.

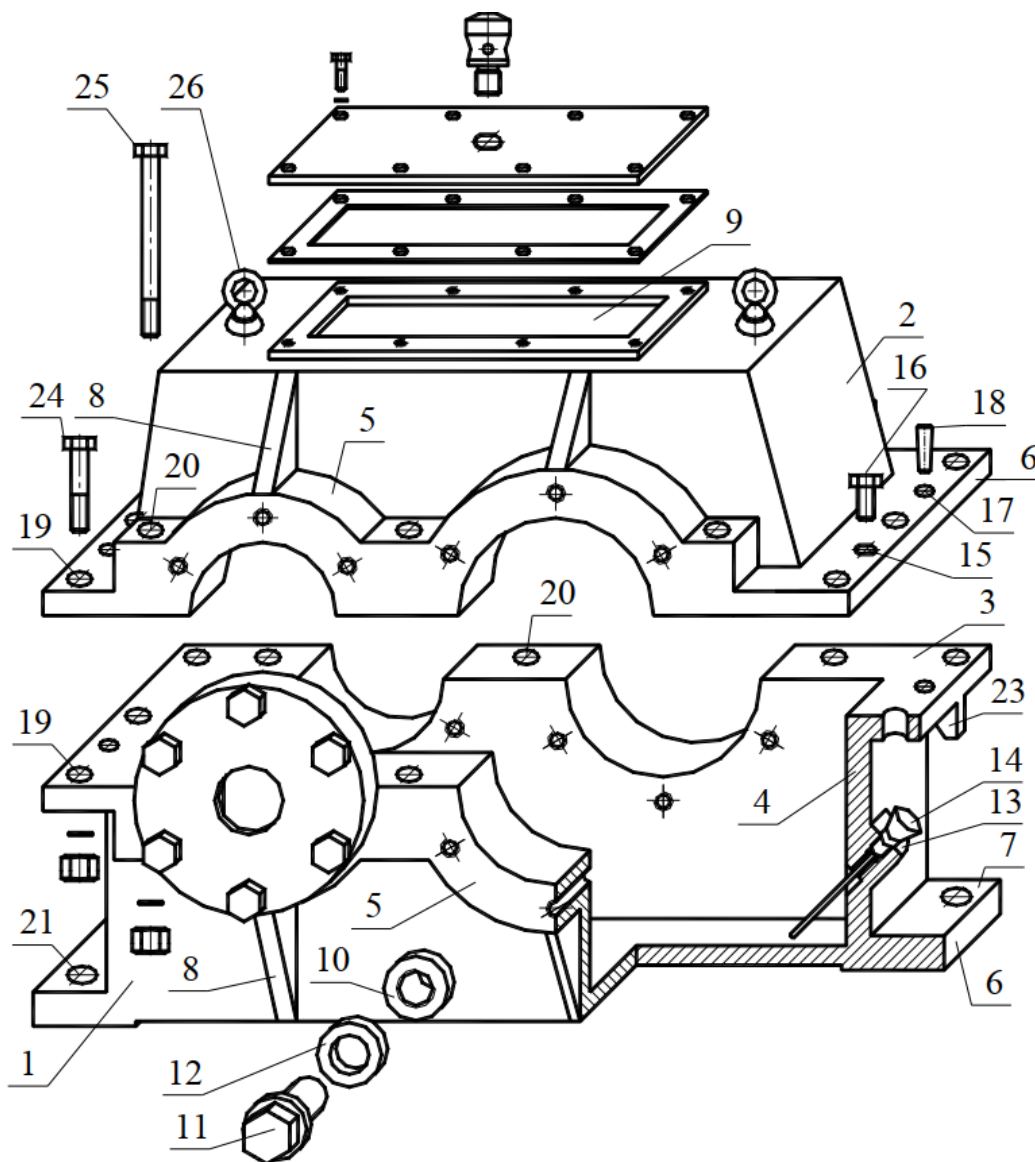


Рис. 68. Основные элементы корпуса редуктора

Прокладки между корпусом и крышкой не допускаются, так как они могут нарушить посадки подшипников.

При расположении валов в вертикальной или нескольких плоскостях применяют более сложные конструкции корпусов с несколькими разъемами.

Иногда корпуса выполняют цельными (например, корпус коробок передач). При этом монтажное отверстие в корпусе должно позволить свободную установку в него валов с насаженными на них деталями.

Несмотря на то, что конструкции корпусов весьма разнообразны, в них есть общие конструктивные элементы:

- стенки 4;
- бобышки 5 для отверстий подшипников;
- фланцы 6 в для крепления крышки и корпуса;
- ниши или фланцы 7 для крепления корпуса к плите или раме;
- ребра жесткости 8;
- поверхности под крепежные детали, выравнивающие поверхность под гайки и головки болтов;
- смотровой люк 9;
- бобышка 10 с резьбовым отверстием для установки пробки 11 с уплотнительным кольцом 12 в отверстие для слива масла;
- бобышка 13 с резьбовым отверстием для установки маслоуказателя 14;
- резьбовые отверстия 15 для отжимных болтов 16;
- отверстия 17 для конических (цилиндрических) штифтов, используемых для фиксации крышки и корпуса;
- отверстия 19–21 для установки винтов (шпилек) 24–25, служащих для крепления крышки с корпусом и корпуса с рамкой (плитой);
- отверстия 22 для установки подшипников крышек подшипников;
- проушины 23 или рым-болты 26 для транспортировки основания и крышки и т.д.

7.2. Конструирование элементов корпуса редуктора

Литой корпус должен удовлетворять требованиям, предъявляемым к литью по форме переходов, конструктивным (служащим для упрочнения элементов корпуса) и технологическим (формовочным) уклонам. Последние создаются для свободной выемки моделей из формы. Радиусы закруглений принимают разными: при толщине стенки до 25 мм - примерно $1/3$, а при толщине более 25 мм - $1/5$ полусуммы толщин сопрягаемых стенок. Нормальный ряд радиусов для галтелей следующий: 3; 5; 8; 10; 15; 20; 25; 30; 40 мм.

На конструкцию корпусных деталей оказывает влияние и технология механической обработки. Конструкция детали должна быть простой формы, удобной для обработки. Технология механической обработки корпусных деталей включает три основные технологические операции: обработку плоскостей, обработку крупных точных отверстий и обработку мелких отверстий.

При обработке плоскостей деталей должен обеспечиваться свободный проход инструмента. Обрабатываемые поверхности должны располагаться в одной плоскости. Отдельные пластики следует размещать так, чтобы общая ширина обрабатываемых плоскостей была наименьшей. Обрабатываемые плоскости должны быть расположены под углом 90 или 180° одна к другой.

Растачиваемые отверстия следует выполнять одного диаметра (особенно отверстия, расположенные соосно). Ряд диаметров мелких отверстий желательно сокращать, особенно отверстий, расположенных на одной стороне детали.

Поверхность детали на входе и выходе сверла должна быть перпендикулярной к оси сверла (во избежание его поломок).

Все отверстия (гладкие и резьбовые) желательно выполнять сквозными. Резьбовые отверстия должны иметь со стороны входа метчика фаску для лучшего центрирования последнего. На стенках резьба нарезается диаметром не менее М6. Дно корпуса выполняется наклонным (1...2°) в сторону сливного отверстия.

Ориентировочные соотношения основных размеров (мм) чугунного литого корпуса цилиндрического редуктора и его крепежных деталей дано в табл. 52.

Таблица 52

Основные размеры (мм) чугунного литого корпуса цилиндрического редуктора и его крепежных деталей

Элементные корпуса	Расчетные зависимости редуктора	
	для одноступенчатого	для двухступенчатого
Толщина стенки основания корпуса	$\delta = 2 \sqrt[3]{0,1 T_2} \geq 6$	
Толщина стенки крышки корпуса	$\delta_1 = 0,9 \delta \geq 6$	
Толщина подъемного уха в основании	$\delta_2 = 2,5 \delta$	
Толщина ребра в основании	$\delta_3 = \delta_1$	
Диаметр фундаментного болта	$d = \sqrt[3]{2 T_2} \geq 12$	$d = (0,08 \dots 0,12) a_w$
Диаметр болта (винта), стягивающего корпус по разьему	$d_1 = \sqrt[3]{T_2} \geq 10$;	вблизи подшипников $d_1 = (0,7 \dots 0,8) d$, остальных $d_2 = (0,5 \dots 0,6) d$
Диаметр винтов крепления крышки подшипника	$d_3 = 0,04 D_1 + 4$	
Диаметр штифтов	$d_4 = (0,7 \dots 0,8) d_1$	$d_4 \approx 0,8 d_2$
Толщина фундаментной лапы	$h = 1,5 d$;	$h = (2 \dots 3) d$
Толщина фланца по разьему корпуса	$h_2 = \delta$	$h_2 = 1,5 d_2$
Ширина пояса жесткости (фланца)	$b_{\phi_l} \geq 1,5 d$	
Наружный диаметр прилива под подшипник	$D_1 = 1,25 D + 10$ D – наружный диаметр подшипника	

Корпуса червячных редукторов конструируют двух исполнений: первое (при $a_w \leq 200$ мм) с двумя окнами на боковых стенках, через которые при сборке в корпус вводят комплект вала с червячным колесом; второе - с плоскостью разъема по оси вала червячного колеса.

В первом исполнении (см. рис. 69) боковые крышки центрируют по диаметру D и крепят к корпусу винтами. Диаметры и количество винтов принимают по рекомендациям, приведенным при описании конструкции крышек (см. табл. 52).

Соединение крышек с корпусом уплотняют резиновыми кольцами круглого сечения.

Для создания необходимой жесткости боковые крышки выполняют с высокими центрирующими буртиками. Высота буртика крышки должна быть

Для повышения жесткости червяка его опоры максимально сближают. Места расположения приливов (горловины) определяют прочерчиванием.

Крепят крышки к корпусу винтами с цилиндрической круглой головкой, утопленной в гнезде (предпочтительное исполнение) или болтами с шестигранной головкой.

В разъемных конструкциях корпусов для точного фиксирования основания корпуса с крышкой в процессе расточки отверстий для подшипников, а также во избежание относительного смещения крышки и корпуса в процессе сборки предусматривают штифты. Точность фиксирования достигается двумя, цилиндрическими или коническими, штифтами, которые располагают по диагонали фланцев корпуса. Ориентировочный диаметр штифта назначают в зависимости от диаметра стяжного винта .

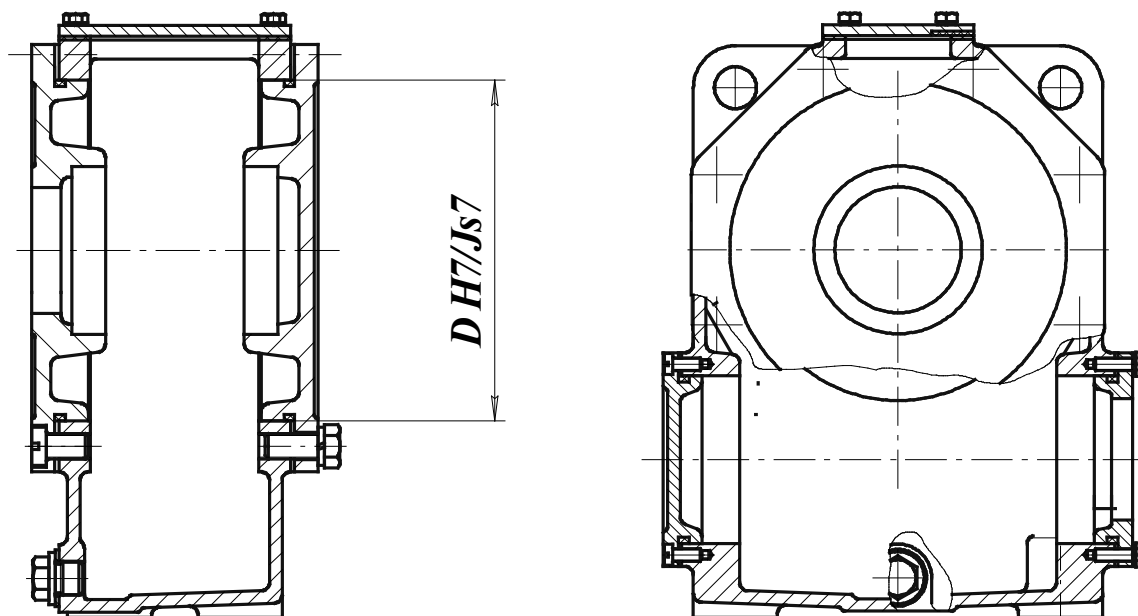


Рис. 69. Конструкция корпуса червячного редуктора

Герметичность разъемов кроме тщательного их изготовления достигается дополнительными мерами. Перед сборкой разъемы смазывают

шеллаком, цапонлаком или пастой «Герметик». Шелковая нить, уложенная по контуру разъема, облегчает удаление слоя засохшего лака при разборке. Разъемы смотровых отверстий и прочих заглушек уплотняют картонными или резиновыми прокладками.

Описанные выше конструкции корпусов редукторов *не являются единственно возможными*. При необходимости можно создать и другие конструкции.

Ответственными элементами, влияющими на удобство и безопасность работ при монтаже и обслуживании редуктора, являются строповочные устройства. Не вполне надежны приливы к стенкам (рис. 70, а), поскольку возможное утонение стенки из-за смещения стержней при отливке, оставшееся незамеченным, может привести к отрыву прилива вместе с участком стенки. Надежнее проушины или крюки, соединенные с фланцем (рис. 70, в, г). Размеры крюков даны в табл. 53. Расположение строповочных элементов выбирают таким, чтобы исключить возможность опрокидывания поднятого груза.

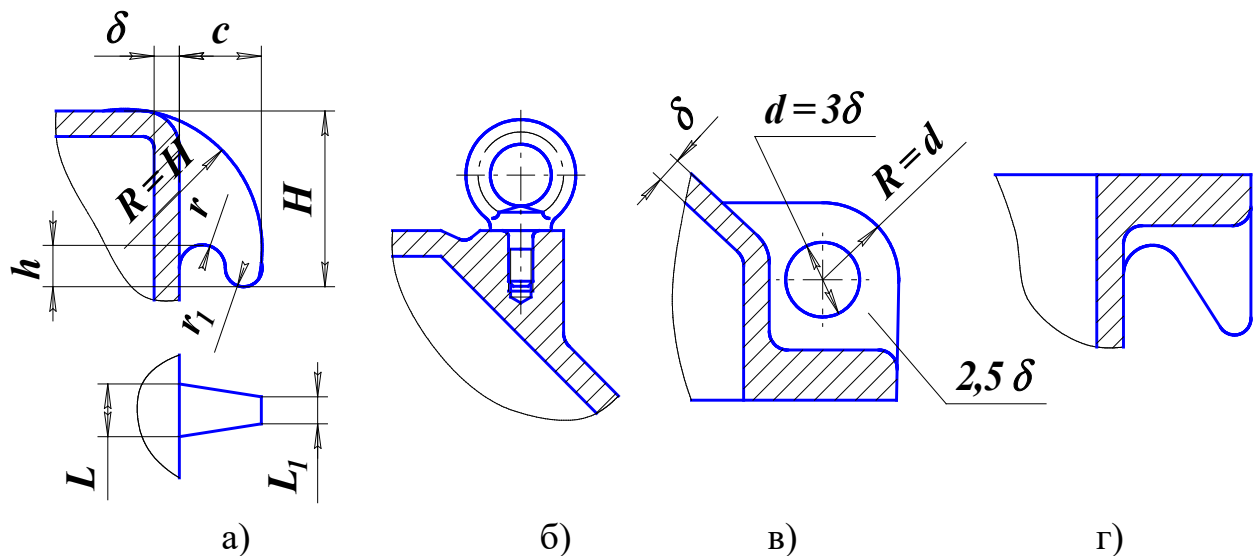


Рис. 70. Строповочные устройства редукторов: а – прилив в корпусе, б – рым-болт, в – отверстие в ребре жесткости корпуса, г – крюк

Таблица 53

Размеры крюков

Допускаемая нагрузка на крюк (кН) для отливки		H, мм	L, мм	L1, мм	c, мм	r, мм	r1, мм	h, мм
стальной	чугунной							
5	4	80	25	20	40	12	8	17
10	6	100	30	25	50	15	10	20
20	10	120	40	30	60	18	12	21

7.3. Система смазки редуктора

Для уменьшения потерь мощности на трение и снижения интенсивности износа трущихся поверхностей, а также для предотвращения

их от заедания, задиров, коррозии и лучшего отвода тепла в редукторах применяют смазку.

В настоящее время для передач редуктора при окружных скоростях от 0,3 до 12,5 м/с широко применяют картерную систему смазки.

Выбор смазочного материала основан на опыте эксплуатации машин. Причем, чем выше контактное давление в зубьях, тем большей вязкостью должно обладать масло, и наоборот: чем выше окружная скорость колеса, тем меньше должна быть вязкость масла. Поэтому требуемую вязкость масла определяют в зависимости от контактного напряжения и окружной скорости колес (табл. 54).

Таблица 54

Рекомендуемые сорта смазочных масел для передач (ГОСТ 17479.4-87)

Контактные напряжения $\sigma_H, МПа$	Окружная скорость зубчатых передач $V, м/с$		
	До 2	2 ... 5	Свыше 5
До 600	И – Г – А – 68	И – Г – А – 46	И – Г – А – 32
600...1000	И – Г – С – 100	И – Г – С – 68	И – Г – С – 46
Свыше 1000	И – Г – С – 150	И – Г – С – 100	И – Г – С – 68

Примечание: И – промышленное; Г – для гидравлических систем; А – без присадок; С – с присадками; 32...150 – класс кинематической вязкости

Предельно допустимые уровни погружения колес определяются соотношением

$$m \leq h_M \leq 0,25d_2,$$

где m – модуль зацепления; h_M – глубина погружения колеса в масло; d_2 – диаметр делительной окружности колеса.

В конических или коническо-цилиндрических редукторах в масляную ванну должны быть полностью погружены зубья конического колеса.

Для одноступенчатых редукторов при смазывании окунанием объем масляной ванны определяется из расчета 0,4...0,8 л масла на 1 кВт передаваемой мощности. Меньшие значения принимают для крупных редукторов. В двухступенчатом – объем вдвое больше.

Таблица 55

Пробки с прокладками. Номинальные размеры, мм

d	d_1	d_2	D	D_1	D_2	D_3	L_0	L	b	f	C	S	S_1
M10x1,00	8,5	10	16,2	13	18	20	10	18	2	2,0	1,0	14	3
M12x1,25	10,2	12	19,6	16	20	22	12	22	3	2,5	1,5	17	
M16x1,00	13,8	16	21,9	18	25	28	13	24				19	
M20x1,50	17,8	20	25,4	21	30	32		25				22	

Примечание. Поле допуска резьбы – 8g по ГОСТ 16093–70. Материал пробки – сталь Ст.3. Оксидировать. Материал прокладки – паронит.

Контроль уровня масла в редукторе осуществляется маслоуказателями различных типов. Наибольшее распространение имеют жезловые маслоуказатели (рис. 71), так как они удобны для осмотра: конструкция их проста и достаточно надежна.

При длительной работе редуктора масло загрязняется продуктами износа деталей передач. С течением времени оно стареет, свойства его ухудшаются, поэтому в редукторе масло периодически заменяется. Для этой цели в корпусе редуктора должно быть предусмотрено маслосливное отверстие, закрываемое пробкой (рис. 72, табл. 55).

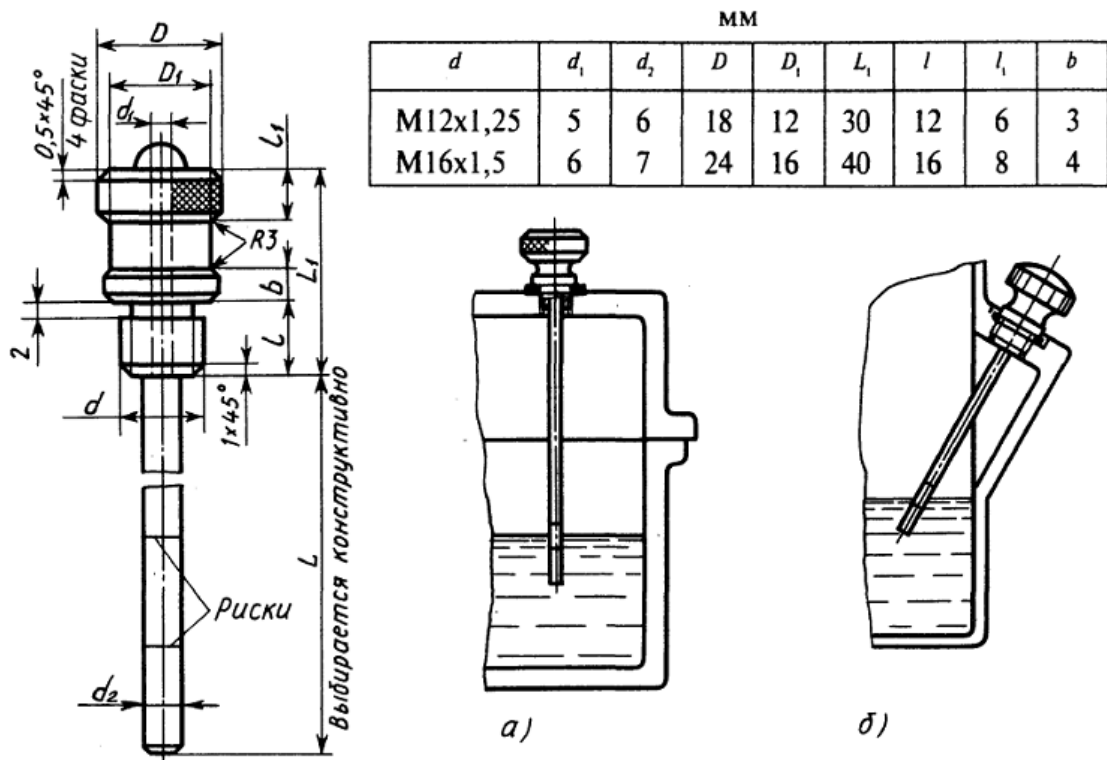


Рис. 71. Жезловый маслоуказатель и способы его установки на корпусе:
а) в крышке; б) в основании

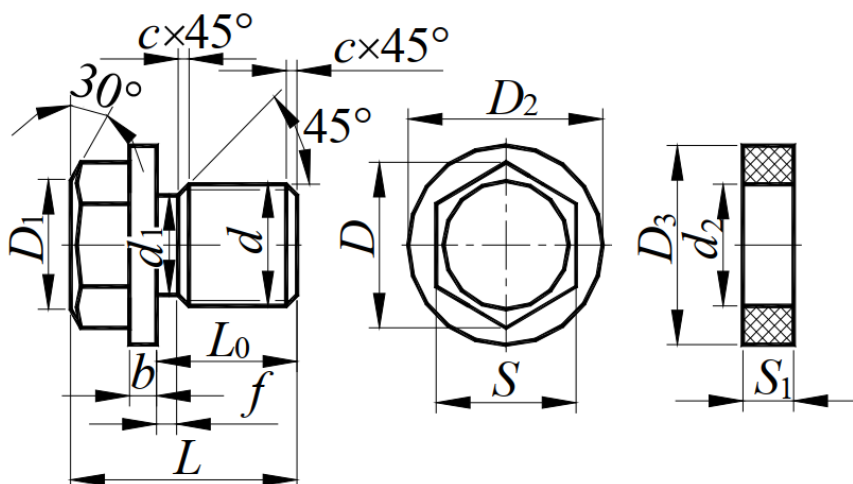


Рис. 72. Пробка сливная цилиндрическая с внешним шестигранником

Для полного слива масла желательно предусмотреть уклон дна корпуса редуктора в сторону сливной пробки.

Для контроля сборки и осмотра редуктора при эксплуатации служит смотровой люк (рис. 73, табл. 56). Для удобства осмотра его располагают на верхней крышке корпуса, что позволяет также использовать люк для заливки масла. В червячных редукторах с верхним или боковым расположением червяка люк целесообразно расположить в одной из боковых сторон корпуса для наблюдения за регулированием зацепления. Смотровой люк делают прямоугольной или (реже) круглой формы максимально возможных размеров.

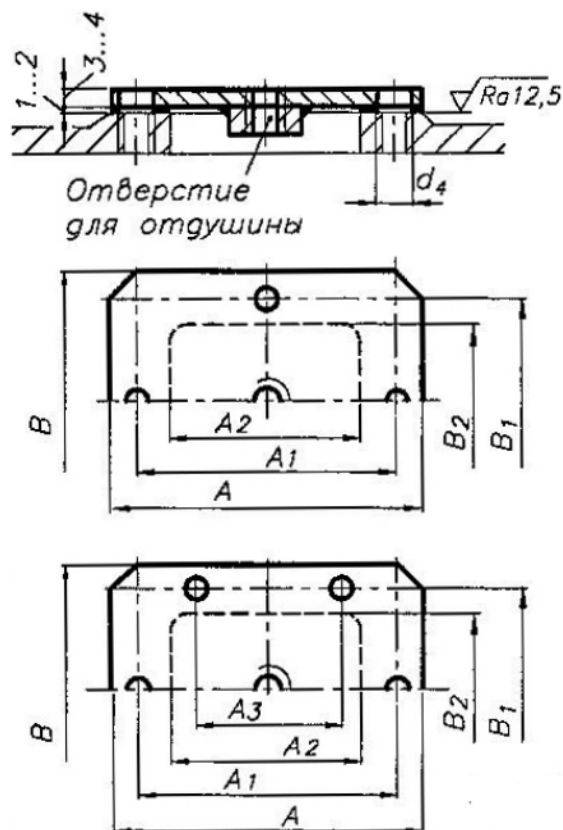


Рис. 73. Смотровой люк редуктора

Таблица 56

Ориентировочные размеры крышек смотровых люков корпуса редуктора

A	A_1	A_2	A_3	B	B_1	B_2	d_4	z_4
100	75	50	-	75	50	35	M5x20	4
150	125	100		125	100	75	M6x20	4
200	175	150		250	125	100	M6x20	4
260	230	200	130	210	180	150	M8x20	6

При работе редуктора за счет потерь мощности в узлах трения масло разогревается и тем самым повышается давление воздуха внутри корпуса. Это приводит к просачиванию масла через уплотнения и стыки. Чтобы избежать этого, внутреннюю полость корпуса сообщают с внешней средой путем установки пробки-отдушины в верхних его точках (рис. 74, табл. 57). Иногда пробку-отдушину совмещают с крышкой смотрового люка.

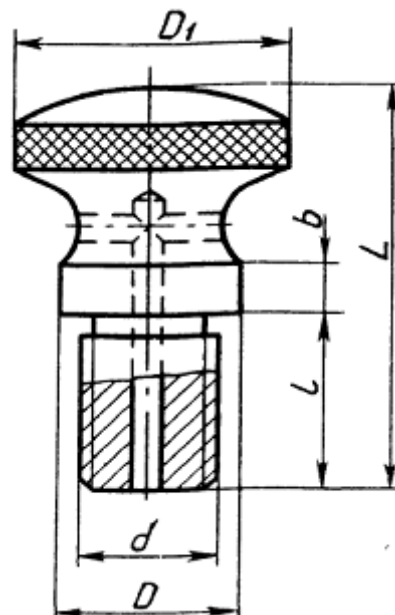


Рис. 74. Ручка отдушина смотрового люка

Таблица 57

Размеры ручки-отдушины смотровых люков

d	D	D_1	L	l	b
M12x1,75	20	32	40	12	5,5
M16x2	25	40	50	16	7

Вопросы для подготовки к защите курсовой работы

1. Как определялись потребная мощность и частота вращения вала электродвигателя?
2. Как определялось общее передаточное отношение привода?
3. Как определялся общий КПД привода?
4. Как разбивалось общее передаточное отношение по ступеням привода и редуктора?
5. Как выполнялся технико-экономический расчёт?
6. Какова связь между крутящими моментами тихоходного и быстроходного валов?
7. По каким критериям рассчитывались зубчатая передача, червячная передача, ремённая передача, цепная передача (в зависимости от заданной схемы)? С каким видом отказа детали связан расчёт по каждому из критериев?
8. Почему для шестерни назначена более высокая прочность, чем для колеса?
9. Как принимался класс нагрузки и в каких расчётах он учитывался?
10. Какой задан или принят исполнительный механизм и как режим его работы учитывался в расчётах деталей?
11. Как определялись допускаемые напряжения в зубчатых передачах?
12. По какому циклу изменяются в зубчатых передачах:
 - изгибные напряжения,

– контактные напряжения?

13. Что учитывает коэффициент концентрации нагрузки и как он зависит от твёрдости колёс?

14. От чего зависит величина коэффициента динамической нагрузки?

15. По каким нормам регламентируется степень точности изготовления зубчатых колёс?

16. Физический смысл коэффициента перекрытия и коэффициента формы зуба.

17. Как влияет наклон зубьев на несущую способность зубчатых передач?

18. Из каких соображений назначается минимальный угол наклона зубьев?

19. Почему ширина цилиндрической шестерни больше ширины колеса?

20. Что такое модуль зацепления, почему он стандартизирован (или нестандартизирован)?

21. Перечислите причины, по которым коническая передача имеет более низкую нагрузочную способность, чем цилиндрическая.

22. В каких интервалах должны находиться числа зубьев червячной передачи?

23. Как изменяется КПД червячной передачи в зависимости от числа заходов червяка и почему?

24. С какой целью в червячной передаче принимают антифрикционные материалы?

25. В чем заключается тепловой расчёт червячного редуктора?

26. Как выполнялся расчёт змеевика в червячном редукторе?

27. Какую роль для червяка играет его жёсткость?

28. Какие силы возникают в зацеплениях зубчатых и червячных передач?

29. Почему число звеньев цепи следует принимать чётным?

30. Что называется цапфой, шипом, шейкой, пятой?

31. В чём заключается расчёт валов:

– ориентировочный,

– приближённый,

– уточнённый?

32. По каким циклам изменяются нормальные и касательные напряжения в сечениях валов?

33. Почему тихоходный вал имеет больший диаметр, чем быстроходный?

34. Как определялся приведенный момент в расчётном сечении вала?

35. Как выбраны тип подшипников и схемы их расположения?

36. Какая опора принята плавающей, фиксированной?

37. Как определили радиальные нагрузки на подшипники?

38. Обоснуйте целесообразность принятия типа подшипниковых крышек (накладных или врезных).

39. Дайте обоснование конструкции вал-шестерня. Изложите достоинства и недостатки такой конструкции.
40. Дайте обоснование конструкции вала (ступенчатой, гладкой).
41. Как регулируют подшипники качения и коническое зацепление?
42. Как выбирают допускаемые напряжения в шпоночных соединениях?
43. Как влияет угол обхвата на тяговую способность ремённой передачи и какие его минимальные значения допустимы?
44. Как определяется толщина стенки корпуса и чем ограничивается минимальное её значение?
45. Как определяли диаметр и длину ступицы?
46. Дайте обоснование принятого материала: зубчатых колёс, валов, корпуса. Дайте расшифровку обозначения марки применённых материалов.
47. Какие термические обработки материалов приняты и как это повлияло на механические свойства?
48. Какой принят угол профиля канавки клинового ремня и соответствует ли он углу профиля сечения ремня?
49. Для чего создаётся предварительное натяжение ремней?
50. Как производится регулировка натяжения ремённой передачи?
51. Чем обеспечивается равномерность распределения нагрузки по сателлитам планетарной передачи?

Список рекомендуемой литературы

1. Гурин, В. В. Детали машин. Курсовое проектирование в 2 кн. Книга 1 : учебник для вузов / В. В. Гурин, В. М. Замятин, А. М. Попов. – Москва : Юрайт, 2020. – 366 с.
2. Гурин, В. В. Детали машин. Курсовое проектирование в 2 кн. Книга 2 : учебник для вузов / В. В. Гурин, В. М. Замятин, А. М. Попов. – Москва : Юрайт, 2020. – 295 с.
3. Дунаев, П. Ф. Конструирование узлов и деталей машин: Учеб. пособие / П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов. – М.: Академия, 2009. – 496 с.
4. Жуков, В.А. Механика. Основы расчета и проектирования деталей машин: Учеб. пособие / В. А. Жуков, Ю. К. Михайлов. – М.: ИНФРА-М, 2014. – 349 с.
5. Иванов, М. Н. Детали машин: Учебник для вузов / М. Н. Иванов, В. А. Финогенов. – М.: Высшая школа, 2010. – 408 с.
6. Роцин, Г. И. Детали машин и основы конструирования: Учебник / Г. И. Роцин, Е. А. Самойлов. – М.: Юрайт, 2013. – 415 с.

Заключение

Курсовая работа по дисциплине «Детали машин и основы конструирования» – первая расчётно-конструкторская работа будущих инженеров, завершающая их общетехническую подготовку.

В процессе работы обучающиеся учатся выбирать материалы деталей машин, термическую обработку, рассчитывать их размеры в соответствии с основными критериями работоспособности и определять рациональные конструктивные формы, устанавливать точность изготовления и класс шероховатости, назначать допуски и посадки сопряженных поверхностей.

Перечисленные задачи являются непростыми для обучающихся, не имеющих навыков выполнения таких работ. Работа будет успешной лишь тогда, когда обучающийся поставит себя на место проектировщика и проникнется ответственностью за принятые им решения.

Временный недостаток знаний можно устранить, изучая опыт проектирования, сведенный в справочники, атласы конструкций, учебники и пособия, представленные в учебной библиотеке.

Список использованной литературы и источников

1. Андросов, А. А. Расчет и проектирование деталей машин: Учеб. пособие / А. А. Андросов, Ю. Е. Андрющенко, А. Г. Дьяченко, В. И. Кушнарёв, Ю. П. Маньшин, Б. М. Шабанов. – Ростов н/Д: Издательский центр ДГТУ, 2002. – 285 с.
2. Анурьев, В. И. Справочник конструктора-машиностроителя : в 3 т. / В. И. Андреев ; под ред. И. Н. Жестковой. – 9-е изд., перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 2006.
3. Гурин, В. В. Детали машин. Курсовое проектирование в 2 кн. Книга 1 : учебник для вузов / В. В. Гурин, В. М. Замятин, А. М. Попов. – Москва : Юрайт, 2020. – 366 с.
4. Гурин, В. В. Детали машин. Курсовое проектирование в 2 кн. Книга 2 : учебник для вузов / В. В. Гурин, В. М. Замятин, А. М. Попов. – Москва : Юрайт, 2020. – 295 с.
5. Дунаев, П. Ф. Конструирование узлов и деталей машин: Учеб. пособие / П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов. – М.: Академия, 2009. – 496 с.
6. Жуков, В.А. Механика. Основы расчета и проектирования деталей машин: Учеб. пособие / В. А. Жуков, Ю. К. Михайлов. – М.: ИНФРА-М, 2014. – 349 с.
7. Иванов, М. Н. Детали машин: Учебник для вузов / М. Н. Иванов, В. А. Финогенов. – М.: Высшая школа, 2010. – 408 с.
8. Курмаз, Л. В., Скойбеда А. Т. Детали машин. Проектирование: учеб. пособие. Л. В. Курмаз, А.Т. Скойбеда – М : Высшая школа, 200. – 309 с.
9. Леликов, О. П. Основы расчета и проектирования деталей и узлов машин : конспект лекций / О. П. Леликов. – М. : Машиностроение, 2004. – 440 с.
10. Роцин, Г. И. Детали машин и основы конструирования: Учебник / Г. И. Роцин, Е. А. Самойлов. – М.: Юрайт, 2013. – 415 с.
11. Шейнблит, А. Е. Курсовое проектирование деталей машин: учеб. пособие. / А. Е. Шейнблит. – Калининград.: Янтар. сказ., 2002. – 454 с.
12. Чернавский, С. А. Курсовое проектирование деталей машин / С. А. Чернавский. – М. : Машиностроение, 2005. – 415 с.
13. Детали машин и основы конструирования : учебник и практикум для вузов / Е. А. Самойлов [и др.] ; под редакцией Е. А. Самойлова, В. В. Джамая. — 2-е изд., перераб. и доп. — Москва : Издательство Юрайт, 2023. — 419 с. — (Высшее образование). — ISBN 978-5-534-12069-1. — Текст : электронный // Образовательная платформа Юрайт [сайт]. — URL: <https://urait.ru/bcode/510778> (дата обращения: 30.08.2024).
14. Балдин, В. А. Детали машин и основы конструирования. Передачи : учебник для вузов / В. А. Балдин, В. В. Галевко ; под редакцией В. В. Галевко. — 2-е изд., перераб. и доп. — Москва : Издательство Юрайт, 2024. — 333 с. — (Высшее образование). — ISBN 978-5-534-06285-4. — Текст : электронный // Образовательная платформа Юрайт [сайт]. — URL: <https://urait.ru/bcode/539744> (дата обращения: 30.08.2024).

15. Методические указания по подготовке и оформлению курсового проекта по дисциплине «Детали машин и основы конструирования» / Сост.: С.Л. Колесников, Г.Р. Варданын [Электронный ресурс]: – Белгород: Изд-во БГТУ им. В.Г. Шухова, 2013. – 81с. <https://elib.bstu.ru/Reader/Book/2014040920572562061700007274>

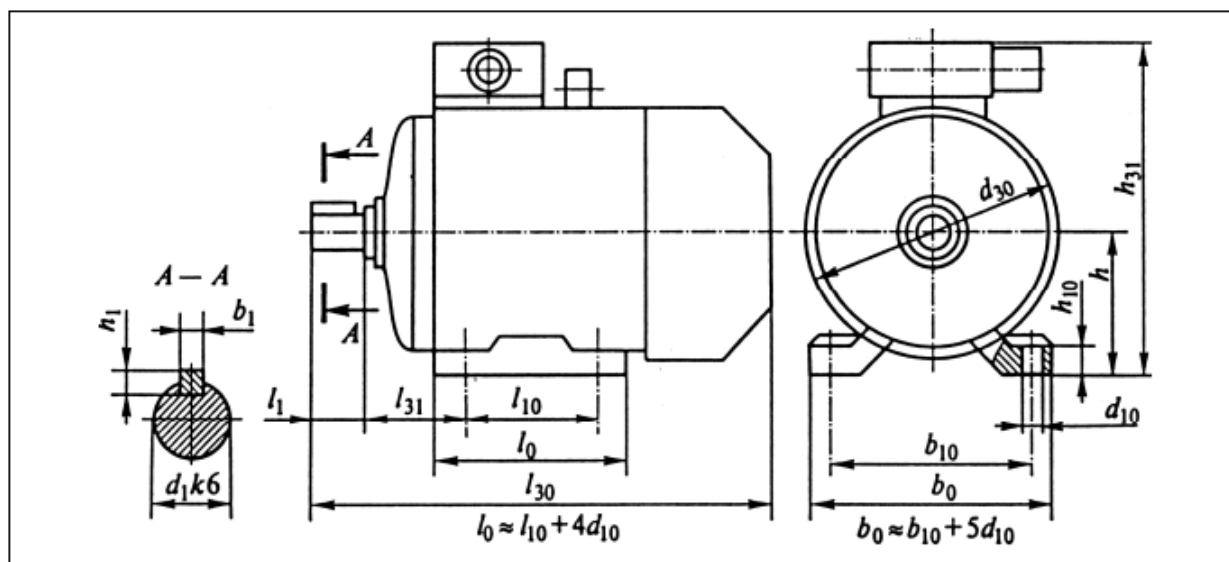
16. Макридина М.Т. Детали машин : учебное пособие / Макридина М.Т., Макридин А.А.. — Белгород : Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова, ЭБС АСВ, 2013. — 165 с. — Текст : электронный // Цифровой образовательный ресурс IPR SMART : [сайт]. — URL: <https://www.iprbookshop.ru/28344.html> (дата обращения: 30.08.2024). — Режим доступа: для авторизир. Пользователей

17. Степыгин, В. И. Детали машин. Тесты : учебное пособие для вузов / В. И. Степыгин, С. А. Елфимов, Е. Д. Чертов. — Москва : Издательство Юрайт, 2024. — 79 с. — (Высшее образование). — ISBN 978-5-534-15033-9. — Текст : электронный // Образовательная платформа Юрайт [сайт]. — URL: <https://urait.ru/bcode/544158> (дата обращения: 30.08.2024).

18. Рабочая тетрадь для выполнения лабораторных работ по дисциплине «Детали машин и основы конструирования» / сост.: С.Л. Колесников [Электронный ресурс]: – Белгород: Изд-во БГТУ им. В.Г. Шухова, 2006. – 33 с. <https://elib.bstu.ru/Reader/Book/2016081011505445000000656916>

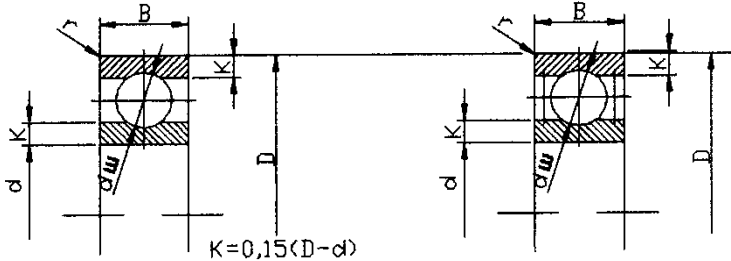
19. Колесников С.Л. Детали машин и основы конструирования: Методические указания к выполнению лабораторных работ / сост.: С.Л. Колесников [Электронный ресурс]: – Белгород: Изд-во БГТУ им. В.Г. Шухова, 2013. <https://elib.bstu.ru/Reader/Book/2014040920572562061700007274>

**Приложение А. Основные размеры электродвигателей серии АИР
исполнения IM 1081**



Тип двигателя	Число полюсов	Основные размеры, мм												
		d_1	l_1	l_{30}	b_1	h_1	d_{30}	l_{10}	l_{31}	d_{10}	b_{10}	h	h_{10}	h_{31}
71A,B	2,4,6,8	19	40	273	6	6	170	90	45	7	112	71	9	188
80A		22	50	297			190	100	50		10	125	80	10
80B				321	210	125	56	140	90	11		225		
90L		24	337	8							7		240	112
100S		28	60		360	10	8	288	89	216		132		
100L				391	12						285			
112M	2,4,6,8	32	80	435		10	8	246	140	70		12	190	112
132S	4,6,8	38		460	12						9			
132M	2,4,6,8		498	110		14	9	375	121	279		180	20	448
160S	2	42	630		12						9			
	4,6,8	48		14	334	210								
160M	2	42	660	12			8	210	108	254	160	18	385	
	4,6,8	48		14	375	121								279
180S	2	48	630	14			9	203	121	279	180	20	448	
	4	55		16	375	121								279
180M	2	48	680	14			9	241	121	279	180	20	448	
	4,6,8	55		16										

Приложение Б. Подшипники шариковые радиальные однорядные

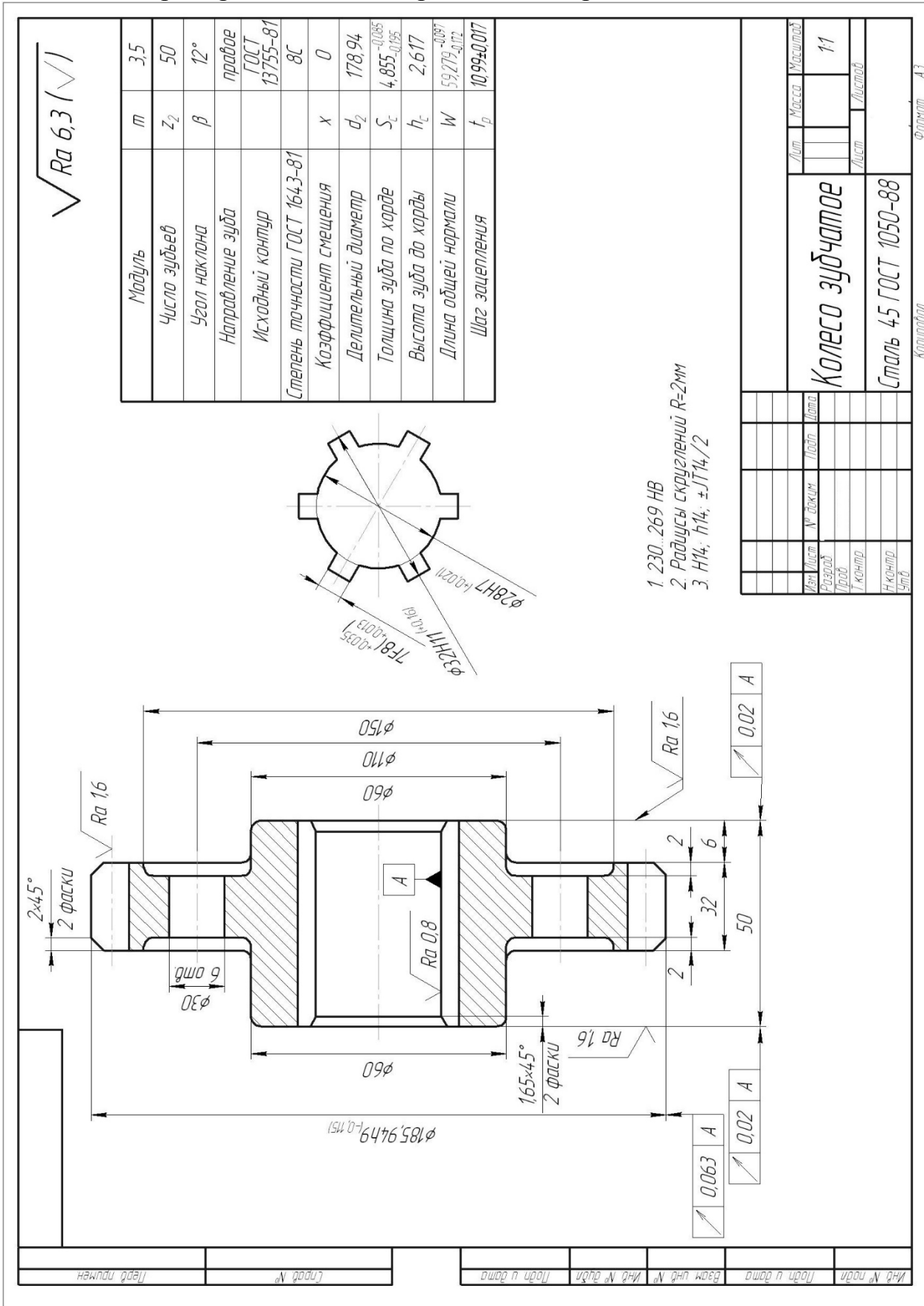


$k=0,15(D-d)$

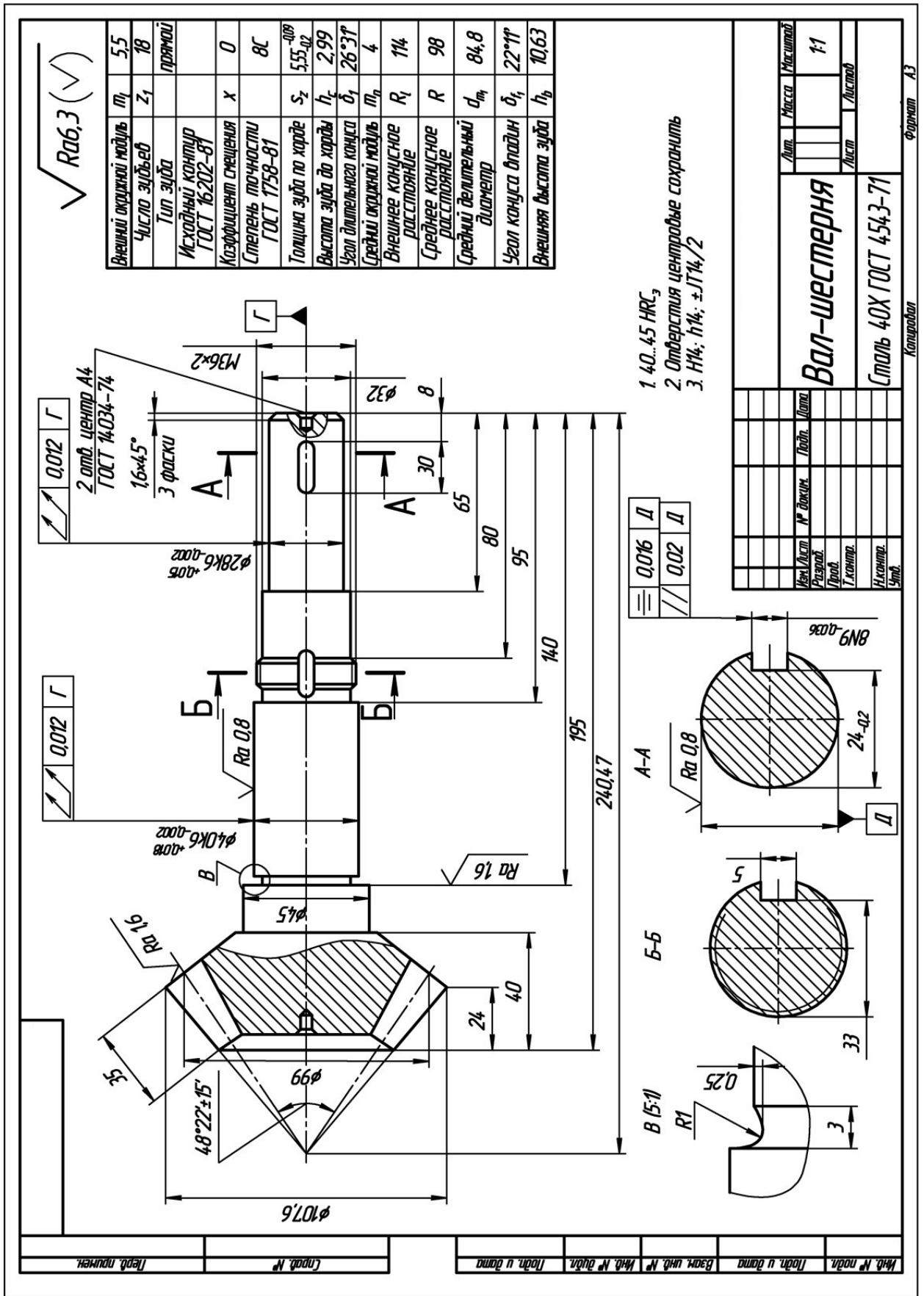
Обозначение	Размеры, мм				C, Н	C ₀ , Н
	d	D	B	r		
Легкая серия						
200	10	30	9	1,0	5 900	2 650
201	12	32	10		6 890	3 100
202	15	35	11		7 800	3 550
203	17	40	12		9 560	4 500
204	20	47	14	1,5	12 700	6 200
205	25	52	15		14 000	6 950
206	30	62	16		19 500	10 000
207	35	72	17	2,0	25 500	13 700
208	40	80	18		32 000	17 800
209	45	85	19		33 200	18 600
210	50	90	20	2,5	35 100	19 800
211	55	100	21		43 600	25 000
212	60	110	22		52 000	31 000
213	65	120	23		56 000	34 000
Средняя серия						
300	10	35	11	1	8 060	3 750
301	12	37	12	1,5	9 750	4 650
302	15	42	13		11 400	5 400
303	17	47	14		13 500	6 650
304	20	52	15	2	15 900	7 800
305	25	62	17		22 500	11 400
306	30	72	19		28 100	14 600
307	35	80	21	2,5	53 200	18 000
308	40	90	23		41 000	22 400
309	45	100	25		52 700	30 000
310	50	110	27	3	61 800	36 000
311	55	120	29		71 500	41 500
312	60	130	31	3,5	81 900	48 000
313	65	140	33		92 300	56 000
Тяжелая серия						
403	17	62	17	2,0	22 900	11 800
405	25	80	21	2,5	36 400	20 400
406	30	90	23		47 000	26 700
407	35	100	25		55 300	31 000
408	40	110	27	3,0	63 700	36 500
409	45	120	29		76 100	45 500
410	50	130	31	3,5	87 100	52 000
411	55	140	33		100 000	63 000
412	60	150	35		108 000	70 000
413	65	160	37		119 000	78 100

Приложение В. Примеры выполнения чертежей

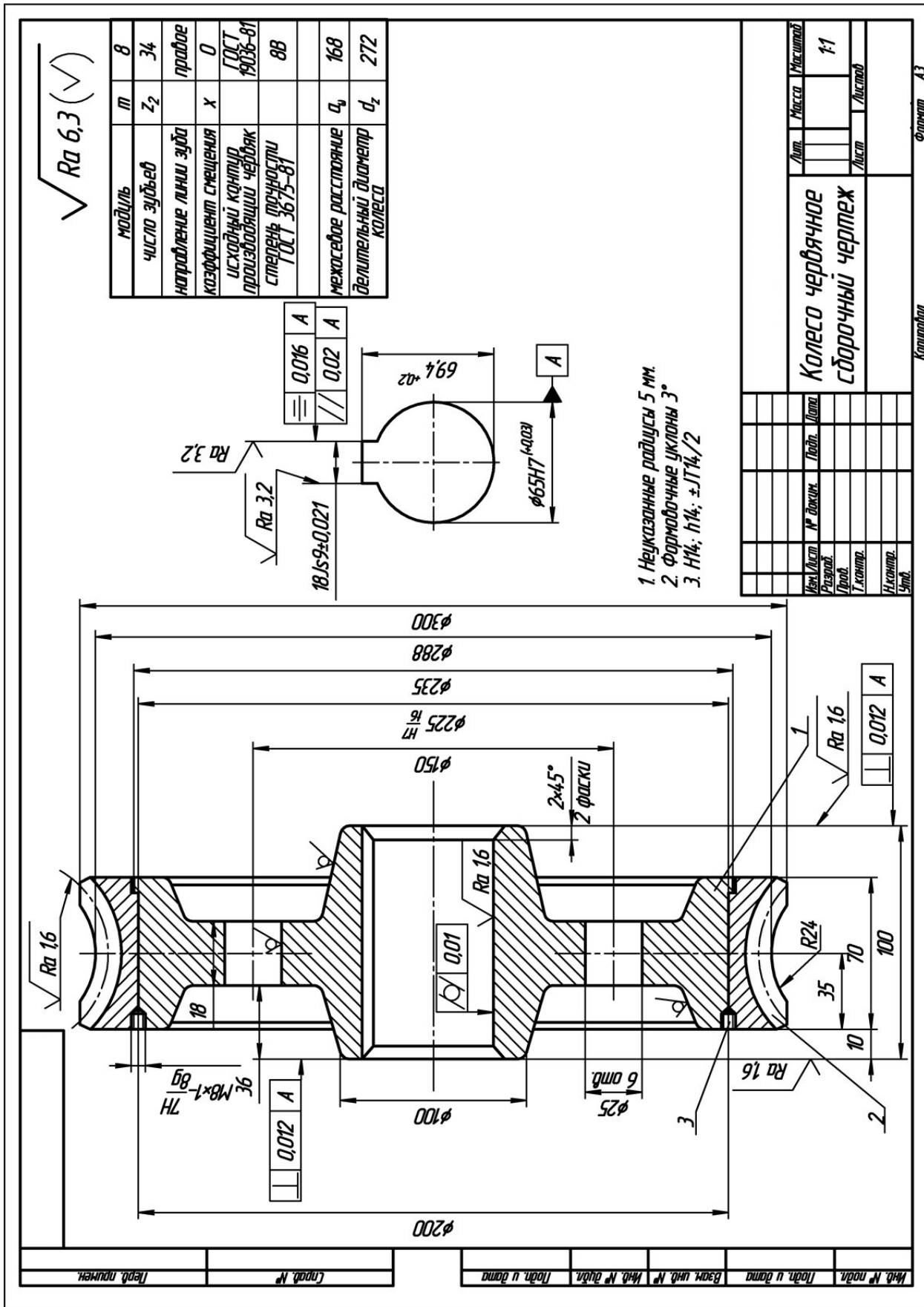
Пример выполнения чертежа цилиндрического колеса



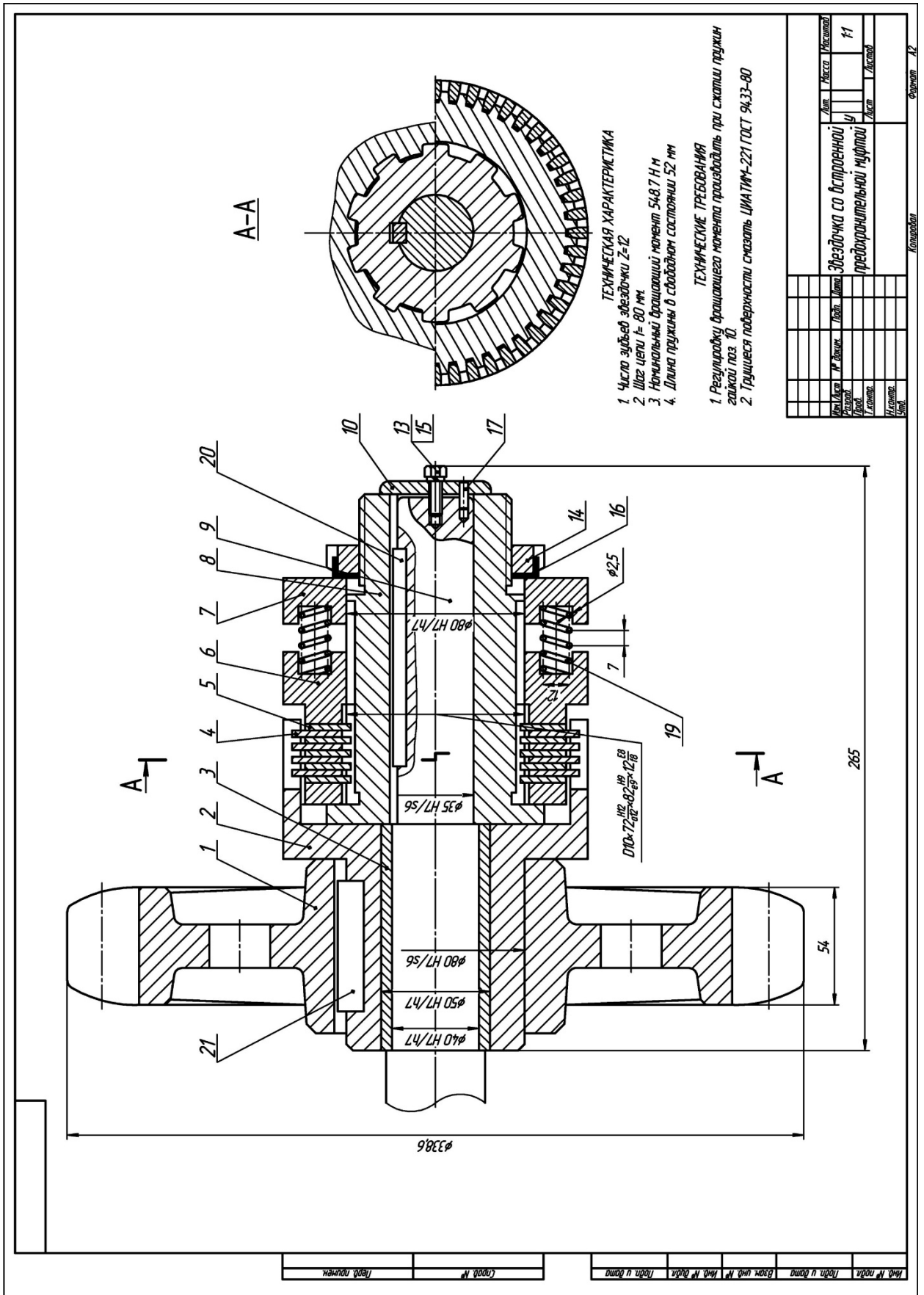
Пример выполнения чертежа вала-шестерни



Пример выполнения чертежа колеса червячного



Пример выполнения сборочного чертежа муфты, встроенной в звездочку



Сборочный чертеж редуктора

№ п/п	Изм.	№ докум.	Испол.	Лист	Масса	Масштаб
1						1:1
Звездачка со встроенной предохранительной муфтой						
Исполн.						
Провер.						
Утверд.						
Дата						

