

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации  
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение  
высшего образования  
«Владимирский государственный университет  
имени Александра Григорьевича и Николая Григорьевича Столетовых»

Ю. Е. ДРАГАН Б. Г. БЕЛОБОКОВ Л. В. БЕДНЯГИН

# ДЕТАЛИ МАШИН

Учебное пособие для выполнения курсовой работы



Владимир 2018

УДК 621.81

ББК 34.44

Д72

Рецензенты:

Доктор технических наук

главный специалист завода инновационных продуктов  
концерна «Тракторные заводы» (г. Владимир)

*А. Р. Кульчицкий*

Кандидат технических наук

доцент кафедры технологии машиностроения

Владимирского государственного университета  
имени Александра Григорьевича и Николая Григорьевича Столетовых

*А. В. Жданов*

Издается по решению редакционно-издательского совета ВлГУ

**Драган, Ю. Е.** Детали машин : учеб. пособие для выполне-  
Д72 ния курсовой работы / Ю. Е. Драган, Б. Г. Белобоков, Л. В. Бедня-  
гин ; Владим. гос. ун-т им. А. Г. и Н. Г. Столетовых. – Владимир :  
Изд-во ВлГУ, 2018. – 138 с. – ISBN 978-5-9984-0851-9.

Приведены задания, рекомендации и методические указания для выполнения курсовой работы, доступная для студентов методика проектирования привода ленточного конвейера, разработанная на базе ГОСТ 21354-87 «Передачи зубчатые цилиндрические, эвольвентные, внешнего зацепления. Расчёт на прочность». Разъяснены основные понятия проектируемого привода и зубчатых передач, а также расчетные формулы. Содержатся рекомендации для выполнения сборочных чертежей редуктора по результатам расчетов, включая последовательность графических работ, выбора подшипников качения и т.п. Имеются справочный материал и числовой пример.

Предназначено для студентов дневного и заочного отделений направления подготовки 44.03.05 «Педагогическое образование», по профилю подготовки «Технология», «Экономическое образование» (уровень бакалавриата).

Рекомендовано для формирования профессиональных компетенций в соответствии с ФГОС ВО.

Ил. 23. Табл. 24. Библиогр: 12 назв.

УДК 621.81

ББК 34.44

ISBN 978-5-9984-0851-9

© ВлГУ, 2018

## ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	5
ЗАДАНИЕ К КУРСОВОЙ РАБОТЕ ПО ДИСЦИПЛИНЕ «ДЕТАЛИ МАШИН».....	7
1. ВЫБОР ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ. КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПРИВОДА.....	10
2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ СИЛОВЫХ И КИНЕМАТИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ПРИВОДА.....	13
3. ВЫБОР МАТЕРИАЛОВ ДЛЯ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС.....	14
4. РАСЧЕТЫ НА ПРОЧНОСТЬ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ.....	20
4.1. Определение допускаемых контактных напряжений.....	23
4.2. Определение допускаемых напряжений при изгибе зуба.....	24
5. ПРОЕКТИРОВОЧНЫЙ РАСЧЕТ ЗАКРЫТОЙ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧИ.....	26
5.1. Определение межосевого расстояния передачи.....	26
5.2. Определение модуля зубчатого зацепления.....	27
5.3. Определение угла наклона зубьев и числа зубьев в колесах.....	28
6. ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ЗАКРЫТОЙ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧИ.....	34
6.1. Проверка пригодности заготовок.....	34
6.2. Проверочный расчет на контактную выносливость зубьев.....	34
6.3. Проверочный расчет зубчатых колес на выносливость при изгибе.....	38
7. РАСЧЕТ ВАЛОВ.....	41
7.1. Теоретические сведения.....	41
7.2. Последовательность работы.....	44
7.3. Материалы для валов.....	44

7.4. Конструкция вала-шестерни.....	45
7.5. Проектировочный расчет валов .....	45
8. ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ПОДШИПНИКОВ.....	47
8.1. Расчет составляющих сил в зацеплении и реакций опор.....	47
8.2. Расчет подшипников и уточнение размеров посадочных мест под подшипники на валах .....	49
9. РАСЧЕТ ШПОНОЧНОГО СОЕДИНЕНИЯ.....	55
10. ЭСКИЗНАЯ КОМПОНОВКА РЕДУКТОРА.....	57
10.1. Конструирование корпуса редуктора .....	57
10.2. Конструирование зубчатых колес с валами и подшипниками в сборе .....	65
11. ПОСАДКИ СОПРЯГАЕМЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ.....	70
11.1. Рекомендации по применению допусков и посадок при проектировании редуктора.....	70
11.2. Рекомендации по выбору посадок подшипников качения на валы и в корпус редуктора .....	72
12. ТЕХНИЧЕСКИЙ УРОВЕНЬ РЕДУКТОРА.....	74
ЗАКЛЮЧЕНИЕ .....	76
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК.....	77
ПРИЛОЖЕНИЯ.....	78

## ВВЕДЕНИЕ

Курсовая работа «Детали машин» представляет собой самостоятельную работу расчетно-конструкторского характера. Выполнение проекта направлено на закрепление и углубление знаний не только по деталям машин, но и машиностроительному черчению, технологии конструкционных материалов, сопротивлению материалов, механике, теории механизмов и машин и другим дисциплинам. Курсовое проектирование развивает навыки самостоятельной научно-исследовательской работы.

При подготовке курсовой работы рекомендуется помимо данного пособия использовать учебные и справочные источники [1, 2]. В них содержатся рекомендации по выполнению основных этапов курсовой работы, дается обоснование выбора модели электродвигателя и параметров закрытых передач, выбора материала деталей и вида его термической обработки. В книге приведены современные методы геометрического и прочностного расчетов зубчатых передач, прочностного расчета типовых деталей машин (валов, подшипников и других деталей), а также рекомендации по содержанию и оформлению расчетно-пояснительной записки и чертежей. Для облегчения усвоения материала рассмотрен конкретный пример расчета. В работу включены основной справочный материал и список литературы.

В объем проекта входят сборочный чертеж редуктора с разрезами [3]; рабочие чертежи двух деталей (зубчатого колеса и вала по усмотрению студента); спецификация на сборочный чертеж редуктора и расчетно-пояснительная записка объемом 25 – 30 страниц рукописного или машинописного текста.

Чертежи вычерчивают в соответствии с требованиями ГОСТ 2.101-68 ЕСКД. Расположение сборочного чертежа должно быть горизонтальным или как исключение вертикальным, выполняться с необходимым количеством проекций и разрезов. На сборочном чертеже необходимо указать межосевые расстояния, габаритные и установочные размеры, а также размеры выходных участков вала, посадочные размеры зубчатых колес и подшипников подобно эскизной компонов-

ке двухступенчатого редуктора. Размеры устанавливаются с допускаемыми отклонениями.

На рабочем чертеже детали (вала, зубчатого колеса) указывают все необходимые для ее изготовления сведения: размеры, основные отклонения, степень точности (кавалитет), параметры шероховатости (обозначение шероховатости поверхности по ГОСТ 2.309-73), материал, твердость, вид термической обработки и другие технические требования. На чертежах зубчатых колес в правом верхнем углу дается таблица параметров зацепления по ГОСТ 2.403-75. Пример исполнения чертежей деталей показан в прил. 1.

В правом нижнем углу сборочного и рабочего чертежей помещается штамп по ГОСТ 2.104-68 (прил. 2). Спецификация к сборочному чертежу составляется по ГОСТ 2.108-68 и включает перечень всех деталей, входящих в сборку.

Расчетно-пояснительная записка является конструкторским документом, содержащим описание устройства, обоснование принятых технико-экономических решений, конструктивные, геометрические и прочностные расчеты. Записка выполняется на листах формата А4, пронумерованных и сброшюрованных в специальной папке. Текст набирается на компьютере или пишется с одной стороны листа разборчивым почерком, грамотно и аккуратно. Размеры полей: слева – 30 мм; справа, сверху и внизу – 20 мм. Сокращение слов в тексте и в подписях под рисунками не допускается за исключением сокращений, принятых в научно-технической литературе и установленных ГОСТ 2.316-68.

На титульном листе должны быть подписи студента, выполнившего курсовую работу, и руководителя. Расчетно-пояснительная записка должна иметь следующую структуру:

- титульный лист;
- оглавление;
- задание и схему привода;
- разделы проекта (содержание работ);
- список литературы.

В расчетно-пояснительной записке приводятся результаты расчетов с исходными формулами, размерностями и необходимыми пояснениями, а также ссылки на литературные источники. Следует расшифровывать значения символов, входящих в формулы. Все формулы записываются в общем виде, затем в той же последовательности заносятся числовые значения, приведенные к соответствующим раз-

мерностям. Полученные значения расчетных величин (параметров зубчатых колес, валов, шпоночных соединений, подшипников качения и т. д.) рекомендуется оформлять в виде таблиц. В проекте должна применяться международная система единиц (СИ). В машиностроении единицей линейных размеров принят миллиметр.

Примеры обозначения конструкторской документации [4]:

- спецификация всего изделия (привода) – АВС 17.00.000;
- спецификация узла изделия (редуктора) – АВС 17.01.000;
- сборочный чертеж редуктора – АВС 17.01.000 СБ;
- спецификация сборочной единицы узла – АВС 17.01.100;
- чертеж детали – АВС 17.01.001;
- пояснительная записка – АВС 17.00.000 ПЗ.

Здесь **АВС17** – условный код изделия, который рекомендуется формировать из инициалов проектанта и года разработки проекта; **01** – порядковый номер узла данного изделия (01 – редуктор, 02 – ленточный конвейер, 03 – фундаментная плита и т. д.); **100** – порядковый номер сборочной единицы, входящей в данный узел (100, 200...); **001** – порядковый номер детали (001, 002...). Стандартным деталям (изделиям) обозначения не присваивают.

## **ЗАДАНИЕ К КУРСОВОЙ РАБОТЕ ПО ДИСЦИПЛИНЕ «ДЕТАЛИ МАШИН»**

студенту \_\_\_\_\_ курса, группы \_\_\_\_\_

ФИО \_\_\_\_\_

на тему: «Спроектировать привод к ленточному конвейеру».

Исходные данные:

- Номер схемы, мощность на ведомом валу редуктора в киловаттах, частота вращения ведомого вала в минутах в минус первой степени должны соответствовать данным табл. 1 по индивидуальному трехзначному шифру, назначенному преподавателем;

- срок службы редуктора – 12000 ч;
- условия эксплуатации: на открытой местности;
- нагрузка нереверсивная, постоянная;
- программа выпуска – 6000 шт.

Преподаватель \_\_\_\_\_

Таблица 1. Исходные данные, номера схем задания к курсовой работе

Цифра варианта	I	II	III
	Номер схемы	Мощность на ведомом валу редуктора, кВт	Частота вращения ведомого вала редуктора, мин <sup>-1</sup>
1	1	2,2	100
2	2	3,0	80
3	3	3,3	90
4	1	4,2	65
5	2	4,7	115
6	3	5,6	70
7	1	6,0	110
8	2	6,5	130
9	1	7,5	75
0	2	8,0	120

*Примечание.* Допуск на частоту вращения ведомого (тихоходного) вала  $\pm 4\%$ .

Для правильного выписывания данных, соответствующих шифру, необходимо поставить в соответствие каждой римской цифре табл. 1 цифру индивидуального шифра. Например, для шифра **603** в табл. 1 исходные данные выписываются следующим образом:

- для параметра, соответствующего римской цифре **I** (номер схемы), следует принять значение, приведенное на строке цифры варианта **6** (схема № **3**);
- для параметра, соответствующего римской цифре **II** (мощность на ведомом валу редуктора в киловаттах), следует принять значение, приведенное на строке цифры варианта **0** (**8,0** кВт);
- для параметра, соответствующего римской цифре **III** (частота вращения ведомого вала редуктора, минута в минус первой степени), следует принять значение, приведенное на строке цифры варианта **3** (**90** мин<sup>-1</sup>). Эти числа выделены в таблице.

На схемах редуктора обозначено (рис. 1):

1 – электродвигатель; 2 – муфта; 3 – двухступенчатый цилиндрический редуктор (в редукторе две пары зубчатых передач: быстроходная косозубая и тихоходная прямозубая); 4 – предохранительная муфта; 5 – ленточный конвейер.

В учебном пособии содержится необходимый теоретический и методический материал для выполнения курсовой работы. В прило-

жениях приведены параметры стандартных деталей и рекомендации по конструированию зубчатых колес, валов и корпусных деталей. Все этапы проектирования сопровождаются типичным числовым примером, который формулируется следующим образом: «Спроектировать привод ленточного конвейера по схеме № 1 мощностью на тихоходном валу редуктора, равной 5 кВт, и частотой вращения этого вала  $n = (60 \pm 4 \%)$ , мин<sup>-1</sup>».

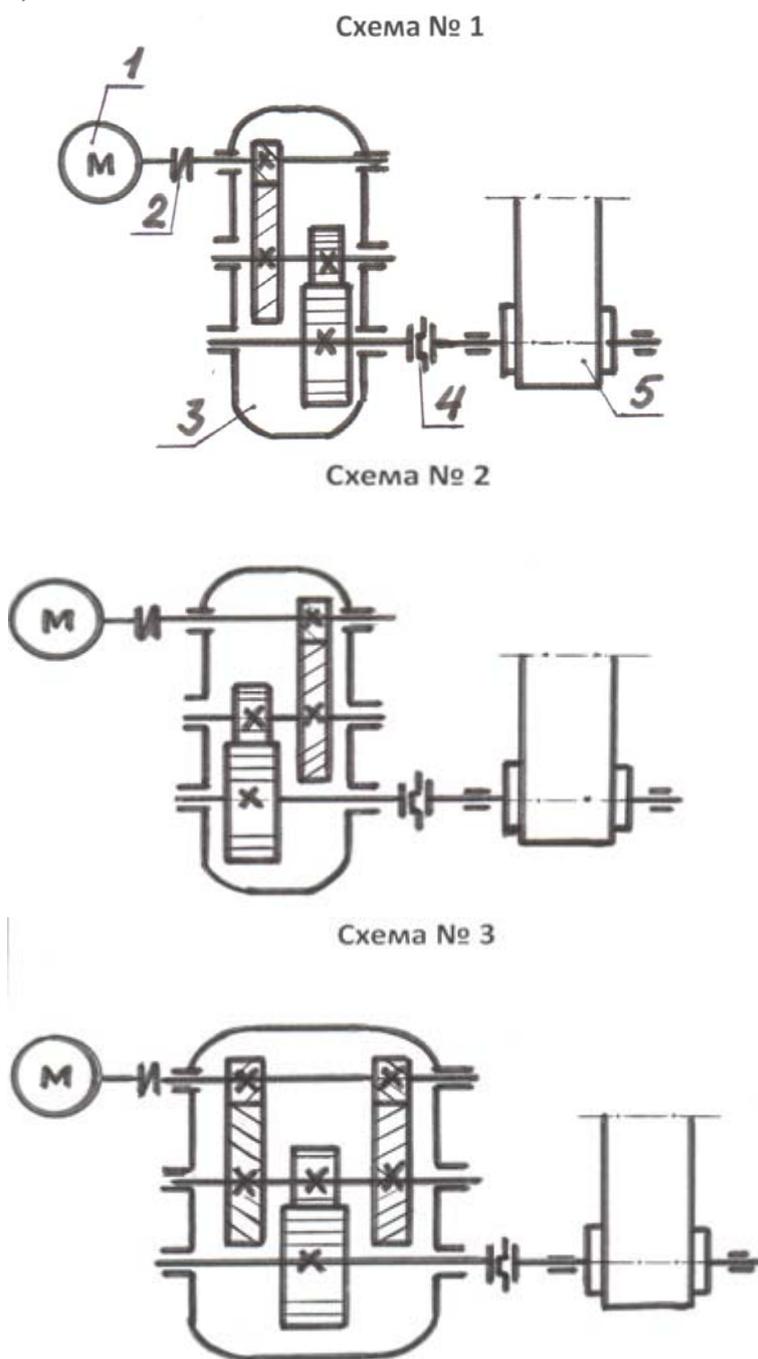


Рис. 1. Схемы редуктора

## 1. ВЫБОР ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ. КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПРИВОДА

Рабочие частоты вращения у большинства современных механизмов значительно ниже, чем в двигателях, включая и асинхронные электродвигатели. Для привода рабочих машин чаще всего применяют асинхронные электродвигатели. Выпускаются эти двигатели с четырьмя вариантами частот вращения: 3000, 1500, 1000 и 750 мин<sup>-1</sup>. Чем ниже частота их вращения, тем больше масса, габаритные размеры и стоимость электродвигателя.

Для снижения частот вращения механизмов часто используются зубчатые передачи. Передаточным числом сопрягаемой пары зубчатых колёс  $U$  называется отношение числа зубьев большого (т. е. ведомого) зубчатого колеса  $Z_2$  к числу зубьев меньшего (ведущего, т. е. шестерни) зубчатого колеса  $Z_1$ . Таким образом, передаточное число  $U = Z_2/Z_1 \geq 1$ . В этом случае частота вращения ведомого вала будет равна  $n_2 = n_1/U$ , где  $n_1$  – частота вращения ведущего вала. Если пара зубчатых колёс заключена в специальный корпус, то такое устройство называется одноступенчатым редуктором.

Термин «редуктор» произошёл от латинского слова *reductor*, которое означает «отводящий назад», «приводящий обратно». *Редуктор* – это зубчатая (в том числе червячная) или гидравлическая передача, предназначенная для изменения угловой скорости и вращающего момента.

В данной курсовой работе предусмотрено проектирование двухступенчатого редуктора с цилиндрическим зацеплением. Имеются редукторы с коническим, червячным, гипоидным и другими видами зацепления. Число ступеней передач в них также может быть различным.

Кроме редукторов, в технике применяются мультипликаторы (от лат. *multiplico* – «умножаю», «увеличиваю»), т. е. устройства для увеличения частоты вращения вала машины. Примером могут служить повышающие зубчатые передачи в сепараторах, центрифугах, гироскопах и т. п.

Для проектируемых приводов ленточного конвейера или другого механизма рекомендуются трехфазные асинхронные короткозамкнутые электродвигатели серии 5А, технические данные которых приведены в прил. 3. Двигатели этой серии имеют защитное и обду-

ваемое исполнение. Их можно применять для работы в загрязненных, запыленных условиях и на открытых площадках.

Для выбора электродвигателя прежде всего необходимо определить его мощность  $P_{дв}$ , которая зависит от требуемой мощности рабочей машины  $P_{р.м}$  и содержится в исходных данных к курсовой работе. Следует также учесть потери мощности в редукторе на трение в зубчатых зацеплениях, подшипниках и т. п. Требуемая мощность электродвигателя определяется по формуле

$$P_{дв} = P_{р.м} / \eta , \quad (1)$$

где  $\eta$  – общий коэффициент полезного действия (КПД) редуктора. Исходные данные и результат расчета КПД привода приведены в табл. 2.

Таблица 2. Исходные данные и расчет КПД привода ленточного конвейера

Объект расчета	Обозначение	Значение КПД [1]	Количество объектов	Принятое значение КПД
Зубчатая закрытая передача (1-я и 2-я ступени)	$\eta I ; \eta II$	0,96 – 0,97	2	0,97
Одна пара подшипников качения	$\eta ПК$	0,99 – 0,995	3	0,99
Муфта	$\eta М$	0,98	1	0,98
Общий КПД привода	$\eta$	–	–	0,895

Для заданной схемы № 1 (см. рис. 1) привода ленточного конвейера

$$\eta = \eta_{зп}^{k_1} \cdot \eta_{пк}^{k_2} \cdot \eta_{м} , \quad (2)$$

где  $\eta_{зп}$ ,  $\eta_{пк}$ ,  $\eta_{м}$  – соответственно КПД закрытой зубчатой передачи, подшипников качения и муфты;  $k_1$ ,  $k_2$  – показатели степени, равные количеству одноименных узлов или пар узлов.

Так как задан редуктор, у которого две ступени передач и три пары подшипников качения, то общий КПД привода с учетом формулы (2)

$$\eta = 0,97^2 \cdot 0,99^3 \cdot 0,98 = 0,895.$$

В соответствии с формулой (1) мощность электродвигателя  $P_{дв}$  должна быть не менее  $P_{дв} = P_{р.м} / \eta = 5 / 0,895 = 5,59$  кВт. При выборе электродвигателя помимо его мощности следует учесть частоту вращения, которая влияет на передаточное число редуктора.

Как указывалось выше, выпускаются асинхронные электродвигатели с четырьмя вариантами частот вращения: 3000, 1500, 1000 и 750 мин<sup>-1</sup>. При выборе электродвигателя по каталогу рекомендуется по возможности принимать более быстроходный двигатель, так как тихоходный двигатель при равной мощности будет более тяжелым, с большими габаритными размерами и стоимостью. Однако при выборе быстроходного электродвигателя передаточные числа редуктора возрастут, что увеличит габаритные размеры и массу редуктора. Поэтому двигатели с очень большой частотой вращения (3000 мин<sup>-1</sup>) и очень низкой (750 мин<sup>-1</sup>) без особой надобности применять не рекомендуется.

Частота вращения электродвигателя  $n_{дв}$  должна обеспечивать заданную частоту вращения вала рабочей машины, т. е. ведущего вала барабана конвейера  $n_б$  с учетом передаточного числа редуктора. Частота вращения электродвигателя определяется по формуле

$$n_{дв} = n_б \cdot U_p, \quad (3)$$

где  $U_p = U_1 \cdot U_2$  – общее передаточное число редуктора, равное произведению передаточных чисел первой и второй ступеней.

Предпочтительные передаточные числа цилиндрических двухступенчатых редукторов лежат в пределах  $U_p = 8 – 32$ . Рекомендуемые значения передаточных чисел отдельных ступеней редуктора составляют [4]:

1-й ряд – 2,0; 2,5; 3,15; 4,0; 5,0; 6,0; 6,3; 8;

2-й ряд – 2,24; 2,8; 3,55; 4,5; 5,6; 7,1.

Примем передаточное число редуктора  $U_p = 25$ . Тогда частота вращения электродвигателя согласно формуле (3) должна быть

$$n_{дв} = n_б \cdot U_p = 60 \cdot 25 = 1500 \text{ мин}^{-1}.$$

Теперь из прил. 1 выбираем ближайший по параметрам электродвигатель 5AMX132S4 производства Владимирского электромоторного завода (ВЭМЗ), у которого мощность  $P_{ном} = 7,5$  кВт, частота вращения  $n_{ном} = 1450$  мин<sup>-1</sup>. После этого уточняем передаточное число редуктора:  $U_p = n_{дв} / n_б = 1450 / 60 = 24,17$ .

Рекомендуется выбирать передаточное число первой (быстроходной) ступени двухступенчатого цилиндрического редуктора по формуле [5]

$$U_1 = (0,75 – 1,0) \sqrt[3]{U_p^2}, \quad (4)$$

где коэффициент 0,75 принимают при переменном нагрузочном режиме, а 1,0 – при постоянном.

Подставив в формулу (4) числовые значения, получим расчетные передаточные числа

$$U_1 = 0,75 \sqrt[3]{24,17^2} = 8,36. \text{ Тогда } U_2 = U_p / U_1 = 2,89.$$

Эти значения передаточных чисел следует скорректировать с учётом вышеприведенных рекомендаций. Ближайшими к расчётным значениям являются передаточные числа из первого ряда – 8 и 3, из второго ряда – 7,1 и 3,55. Предпочтительней числа второго ряда по двум обстоятельствам. Передаточное число 8 находится на максимальной границе рекомендуемого ряда, что увеличивает габаритные размеры редуктора. К тому же установлено, что наименьшие габаритные размеры у редуктора будут в том случае, если передаточное число второй ступени примерно в два раза меньше передаточного числа первой ступени. При выборе для редуктора первого ряда это отношение равно 2,7; при выборе второго ряда – 2.

Поэтому принимаются передаточные числа второго ряда  $U_1 = 7,1$ ;  $U_2 = 3,55$ . Тогда  $U_p = 7,1 \cdot 3,55 = 25,21$ . Этому значению передаточного числа редуктора соответствует расчетная частота вращения ведомого вала, равная  $n_6 = 1450 / 25,21 = 57,5 \text{ мин}^{-1}$ . Этот результат практически укладывается в допуск  $\pm 4 \%$ .

## 2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ СИЛОВЫХ И КИНЕМАТИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ПРИВОДА

Силовые (мощность и вращающий момент) и кинематические (частота вращения, угловая скорость) параметры для каждого вала редуктора рассчитывают исходя из номинальной мощности двигателя  $P_{дв}$  и его номинальной частоты вращения  $n_{ном}$ . Результаты расчета представлены в табл. 3.

Таблица 3. Расчет силовых и кинематических параметров привода

Параметр	Вал	Формула последовательности соединения элементов привода дв => М => ЗП1 => ЗП2 => рм	Результаты расчета
Мощность $P$ , кВт	дв	$P_{дв}$	7,5
	Б	$P_Б = P_{дв} \cdot \eta_м \cdot \eta_{пк} = 7,5 \cdot 0,98 \cdot 0,99$	7,277
	Пр	$P_{Пр} = P_Б \cdot \eta_{зп} \cdot \eta_{пк} = 7,277 \cdot 0,97 \cdot 0,99$	6,988
	Т	$P_Т = P_{Пр} \cdot \eta_{зп} \cdot \eta_{пк} = 6,988 \cdot 0,97 \cdot 0,99$	6,709

Параметр	Вал	Формула последовательности соединения элементов привода дв => М => ЗП1 => ЗП2 => рм	Результаты расчета
Частота $n$ , $\text{мин}^{-1}$	дв	$n_{\text{НОМ}}$	1450
	Б	$n_{\text{Б}} = n_{\text{НОМ}}$	1450
	Пр	$n_{\text{Пр}} = n_{\text{Б}} / U_1 = 1450 / 7,1$	204,23
	Т	$n_{\text{Т}} = n_{\text{Пр}} / U_2 = 204,23 / 3,55$	57,53
Угловая скорость $\omega$ , $\text{с}^{-1}$	дв	$\omega_{\text{дв}} = \pi n_{\text{НОМ}} / 30 = \pi \cdot 1450 / 30$	152
	Б	$\omega_{\text{Б}} = \omega_{\text{НОМ}}$	152
	Пр	$\omega_{\text{Пр}} = \omega_{\text{Б}} / U_1 = 152 / 7,1$	21,4
	Т	$\omega_{\text{Т}} = \omega_{\text{Пр}} / U_2 = 21,41 / 3,55$	6,0
Вращающий момент, Н·м	дв	$T_{\text{дв}} = (P_{\text{дв}} / \omega_{\text{НОМ}}) 10^3 = (7,5 / 152) 10^3$	49,3
	Б	$T_{\text{Б}} = T_{\text{дв}} \cdot \eta_{\text{м}} \cdot \eta_{\text{пк}} = 49,3 \cdot 0,98 \cdot 0,99$	47,8
	Пр	$T_{\text{Пр}} = T_{\text{Б}} \cdot U_1 \cdot \eta_{\text{зп}} \cdot \eta_{\text{пк}} = 47,8 \cdot 7,1 \cdot 0,97 \cdot 0,99$	325,9
	Т	$T_{\text{Т}} = T_{\text{Пр}} \cdot U_2 \cdot \eta_{\text{зп}} \cdot \eta_{\text{пк}} = 325,9 \cdot 3,55 \cdot 0,97 \cdot 0,99$	1111,0

*Примечание.* В таблице применены следующие обозначения для валов: дв – вал электродвигателя, Б – быстроходный (ведущий) вал редуктора, Пр – промежуточный вал редуктора, Т – тихоходный (ведомый) вал редуктора.

### 3. ВЫБОР МАТЕРИАЛОВ ДЛЯ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

В качестве материала для зубчатых колес преимущественно применяют термически обработанные стали. Термообработку производят для увеличения прочности, износостойкости и долговечности зубчатых колес. Эти показатели существенно зависят от твердости зубьев. Поэтому в качестве критерия указанных показателей используется твердость. Измерение твердости – основной традиционный метод контроля качества термической обработки деталей.

К основным видам прочности зубчатых колес относятся контактная и изгибная прочности зубьев. Под контактной прочностью понимается сопротивляемость рабочей поверхности зуба появлению поверхностных повреждений в виде ямочек, похожих на оспины. Такие повреждения называются питтингом (англ. *pit* – яма), они возникают в закрытых зубчатых передачах со смазкой при контактных напряжениях, превышающих предел контактной выносливости.

На рис. 2 приведена фотография поверхности зуба шестерни лебедки. На поверхности ножки зуба видны ямочки выкрошивания (питтинг), на поверхности головки – следы износа (истирания), вы-

званные трением скольжения при качении с проскальзыванием сопрягаемых поверхностей зубьев шестерни и колеса.

Изгибная прочность характеризует сопротивляемость поломке зубьев при деформации изгиба. На рис. 3 показана поломка двух зубьев вследствие неравномерного распределения нагрузки по длине зуба из-за перекоса осей зубчатых колес. Износостойкость отражает сопротивляемость рабочих поверхностей зубьев истиранию или другим видам износа.

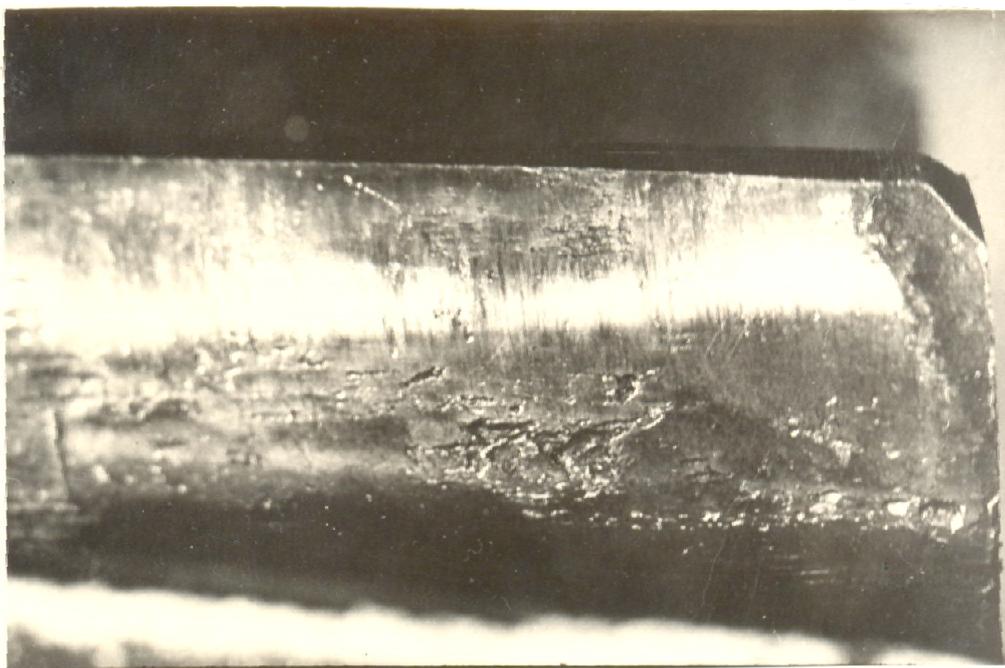


Рис. 2. Поверхность зуба шестерни лебёдки. Твердость менее 350 НВ.  
На ножке зуба виден питтинг

В зависимости от твердости стальные зубчатые колеса делятся на две группы.

Первая группа – колеса с твердостью менее 350 НВ. Так обозначается твердость, измеренная по методу Бринеля. Для измерения твердости прессом Бринеля в поверхность детали вдавливается закалённый шарик диаметром 10 мм под давлением 3 т. Твердость определяется с помощью таблиц по измеренному диаметру отпечатка (лунки). Такая твердость обеспечивается термообработкой, называемой нормализацией, или улучшением.

При нормализации деталь нагревается до закалочных температур порядка 850 °С, а охлаждается на воздухе. Следствием нормализации становятся мелкозернистая структура и повышенные механические свойства материала по сравнению с отжигом (охлаждением деталей вместе с печью). Твердость зависит от содержания углерода в стали и достигает 179 НВ или несколько больше.

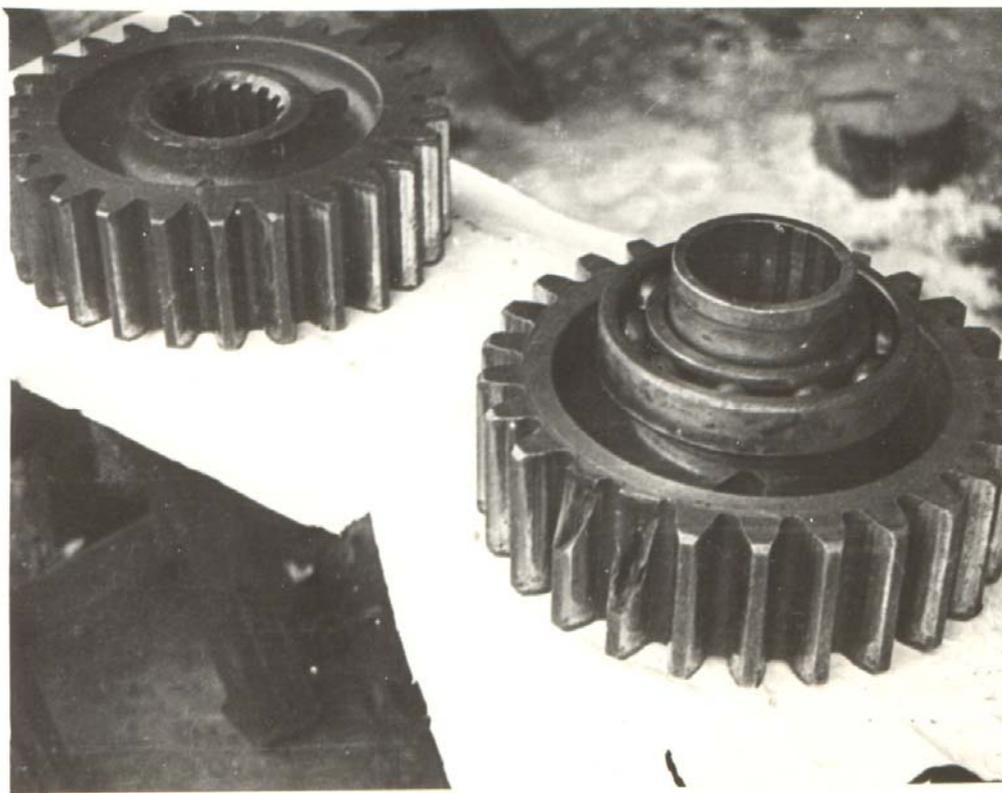


Рис. 3. Поломка двух зубьев при эксплуатации зубчатых колес

Улучшение – это закалка с высоким отпуском при температуре 500 – 600 °С. Структура называется сорбитом отпуска. Твёрдость улучшенных зубчатых колес зависит от температуры отпуска и обычно находится в пределах 229 – 279 НВ. Она ограничивается ухудшением обрабатываемости заготовок. Эффективность улучшения по сравнению с нормализацией можно проследить по справочным данным для поковок из стали 20Х. После улучшения предел текучести составил  $\sigma_T = 345$  МПа, а после нормализации –  $\sigma_T = 195$  МПа. Таким образом, улучшение почти вдвое повышает прочность стали.

Такая термообработка производится до нарезания зубьев. При этом можно получить высокую точность зубчатых колес без приме-

нения трудоемких отделочных операций (например, шлифования). Зубья колес хорошо прирабатываются. Для равномерного изнашивания зубьев и лучшей их прирабатываемости твердость шестерни (ведущее зубчатое колесо)  $HВ_1$  назначается больше твердости ведомого зубчатого колеса  $HВ_2$ . Рекомендуется, чтобы разность средних твердостей составляла  $HВ_{1cp} - HВ_{2cp} = 20 - 50$ . К этой группе относятся улучшаемые углеродистые и легированные стали со средним содержанием углерода 0,4 – 0,5 % (марки 45, 40Х, 45Х и т. п.).

Вторая группа – колеса с твердостью более 350 НВ (или более 35 HRCэ). Твердость зубчатых колес этой группы измеряется с помощью метода Роквелла и обозначается HRCэ (индекс «э» означает, что шкала твердости «С» – эталонная).

Твёрдость по методу Роквелла определяется вдавливанием в испытываемую поверхность алмазного индентора (наконечника) в виде конуса с углом при вершине  $120^\circ$  и усилием 150 кгс (1500 Н). Величина твердости определяется как относительная разница ( $H - h$ ) в глубине проникновения индентора при приложении основной (глубина  $H$ ) и предварительной (глубина  $h$ ) нагрузки, равной 10 кгс.

Чем тверже материал, тем меньше будет глубина проникновения в него наконечника. Чтобы при большей твердости материала не получалось меньшее число твердости по Роквеллу, вводят условную шкалу глубин, принимая за одно ее деление глубину, равную 0,002 мм. При испытании алмазным конусом предельная глубина внедрения составляет 0,2 мм, или  $0,2/0,002 = 100$  делений. Таким образом, для получения большего числа твердости при меньшем внедрении наконечника в более твердый материал формула для вычисления значения твердости по шкале С имеет вид  $HRC = 100 - \frac{H - h}{0,002}$ .

Прибор Роквелла снабжён индикатором, который показывает число твердости после завершения испытания (снятия нагрузки). Приблизительное соотношение твердостей по Роквеллу и Бринелю  $1 HRC \approx 10 HB$ .

Для обеспечения высокой твердости поверхности зубьев (до 50 – 60 HRCэ) широко распространены термическая и химикотермическая обработки деталей. К ним относятся:

1. Объемная закалка углеродистых сталей, которая выполняется при нагреве до 820 – 850 °С. Поверхностная закалка токами высокой

частоты (ТВЧ) всегда сопровождается низким отпуском (до 200 °С) для снижения хрупкости материала деталей. Для охлаждения при закалке применяется вода для углеродистых сталей, или масловодяная эмульсия при закалке ТВЧ, или масло при объемной закалке легированных сталей.

2. Газовая цементация (насыщение поверхности детали углеродом) производится при температуре 850 – 900 °С в среде природного газа с последующей закалкой и низким отпуском при температуре 150 – 180 °С. Если сталь наследственно мелкозернистая, то применяется однократная закалка при температуре 820 – 850 °С. При этом обеспечивается получение высокоуглеродистого мартенсита в цементованном слое. Для удовлетворения особо высоких требований к механическим свойствам цементованных деталей применяют двойную закалку. Первая закалка проводится при температуре 880 – 900 °С для исправления структуры сердцевины. Вторая закалка – при температуре 760 – 780 °С для получения мелкоигльчатого мартенсита в поверхностном слое.

3. Высокотемпературная газовая нитроцементация деталей из углеродистых и малолегированных сталей осуществляется в печах при температуре 830 – 950 °С в среде из смеси природного газа и аммиака. Завершает термическую обработку закалка с низким отпуском. Твердость достигает 56 – 62 HRC. На Волжском автомобильном заводе 95 % деталей подвергаются нитроцементации.

4. Цементация обеспечивает глубину упрочненного износостойкого слоя из карбидов железа порядка 1 – 2 мм. Глубина упрочненного слоя при нитроцементации обычно несколько меньше, до 1 мм, но этот слой кроме карбидов железа содержит более износостойкие нитриды железа. После закалки цементованные и нитроцементованные зубчатые колеса приобретают высокую твердость и износостойкость. При этом повышаются пределы контактной выносливости и предел выносливости при изгибе. Важно, что при этих обработках сохраняется вязкой сердцевина зуба.

5. Азотирование (насыщение поверхности детали азотом) при температурах до 600 °С. Преимущество – небольшие деформации деталей, вызванные термической обработкой. Недостаток – большая длительность технологического процесса и сравнительно невысокая несущая способность поверхности зубьев из-за небольшой глубины упрочненного слоя (0,1 – 0,3 мм).

Применение указанных видов термообработки повышает нагрузочную способность передачи в несколько раз по сравнению с нормализованными и улучшенными зубчатыми колесами. Вследствие высокой твердости они практически не прирабатываются, поэтому не требуется обеспечивать фиксированную разность твердости поверхности зубьев шестерни и колеса.

Ниже перечислены марки сталей, получившие широкое распространение [11]. Для цементации и нитроцементации – это малоуглеродистые легированные стали марок 18ХГТ, 20Х, 12ХНЗА, 18ХНВА, для объемной и поверхностной закалки – среднеуглеродистые и легированные стали марок 35, 40, 45, 50, 35ХМ, 40Х, 45Х, 45ХН. Для азотирования – сталь 38ХМЮА. Зубья таких колес нарезают до термической обработки, а отделочные операции (шлифование, хонингование зуба абразивным или алмазным инструментом) – после их термической обработки в зависимости от требуемой степени точности. В табл. 4 приведены механические свойства наиболее употребляемых марок сталей в зависимости от вида термообработки (твердости) с указанием предельных размеров зубчатых колес.

Таблица 4. Механические свойства сталей

Марка стали	Размеры заготовки, мм		Термообработка	Твердость		Предел прочности $\sigma_b$ , МПа	Предел текучести $\sigma_t$ , МПа	Предел выносливости $\sigma_{-1}$ , МПа
	<i>D</i> пред	<i>S</i> пред		сердцевины НВ	поверхности HRC			
35	Любой	Любой	Н	163 – 192		550	270	235
45	То же	То же	Н	179 – 207		600	320	260
45	125	80	У	235 – 262		780	540	335
45	80	50	У	269 – 302		890	650	380
40Х	200	125	У	235 – 262		790	640	375
40Х	125	80	У	269 – 302		900	750	410
40Х	125	80	У+ТВЧ	269 – 302	45– 50	900	750	410
40ХН	200	125	У+ТВЧ	269 – 302	48– 53	920	750	420
12ХНЗ	200	125	У, Ц+З	300 – 400	5 – 64	930	685	390
20ХНМ	200	125	У, Ц+З	300 – 400	57– 64	1000	800	400
18ХГТ	200	125	У, Ц+З	300 – 400	57– 64	1000	800	400

*Примечание.* Виды термической обработки: Н – нормализация, У – улучшение, ТВЧ – поверхностная закалка токами высокой частоты, Ц – цементация, З – закалка с низким отпускком.

При выборе марок сталей следует иметь в виду, что в термически необработанном состоянии механические свойства всех сталей близки и существенно зависят от содержания углерода. Поэтому применение легированных сталей без термической обработки нецелесообразно. При выборе марки стали, кроме твердости, необходимо учитывать размеры заготовки, так как глубина закаленного слоя (прокаливаемость) зависит от химического состава стали, причем чем больше процентное содержание легирующих элементов, тем больше глубина прокаливаемости. Эти данные для марок сталей приводятся в справочниках.

Углеродистые стали имеют наименьшую глубину прокаливаемости, высоколегированные – наибольшую. Детали из сталей с низкой прокаливаемостью при больших сечениях не удастся термически обработать на высокую твердость. Поэтому марку стали для зубчатых колес выбирают с учетом размеров заготовок. Для шестерни диаметр заготовки зависит от наружного размера  $d_{a1}$  и припуска на механическую обработку:  $D_{\text{заг}} = d_{a1} + 6$  мм. Для колеса определяется размер заготовки по ширине венца  $b_2$  с учетом припуска на обработку  $S_{\text{заг}} = b_2 + 4$  мм.

#### 4. РАСЧЕТЫ НА ПРОЧНОСТЬ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

Устройство зубчатых колес показано на рис. 4 [4]. На ободе нарезается зубчатый венец. Диск связывает обод со ступицей. Для снижения веса на диске выполняют отверстия. Длина ступицы часто превышает ширину зубчатого венца для лучшего центрирования и повышения устойчивости колеса на валу.

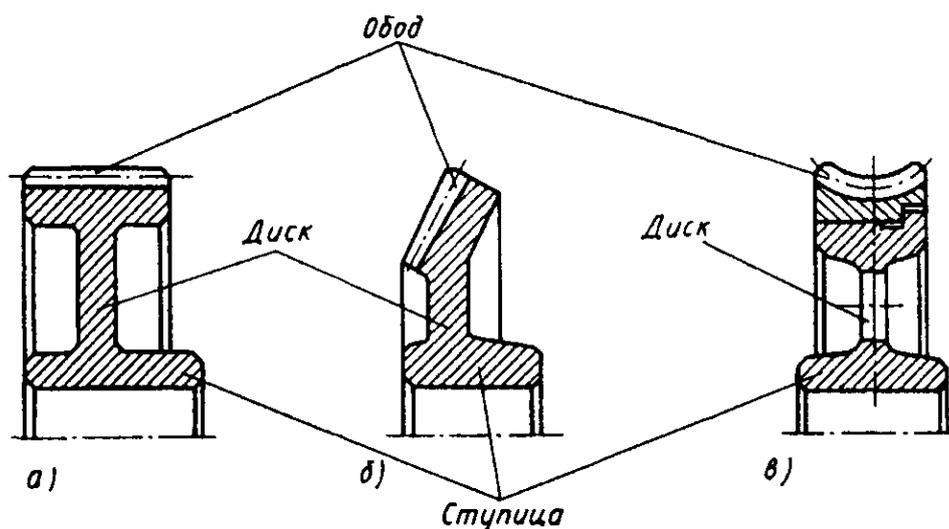


Рис. 4. Составные части зубчатых колес: а – цилиндрическое; б – коническое; в – червячные зубчатые колеса

Для зубчатых передач расчеты на прочность ведутся по допускаемым напряжениям. Согласно этому методу максимальные напряжения, возникающие в зубчатых колесах при работе, не должны превышать допускаемой величины, свойственной материалу колеса.

Для предотвращения появления питтинга при расчете на контактную выносливость активных поверхностей зубьев расчетное контактное напряжение в полюсе зацепления  $\sigma_H$ , МПа, должно удовлетворять условию прочности [7]

$$\sigma_H \leq \sigma_{HP}, \quad (5)$$

где  $\sigma_{HP}$  – допускаемое контактное напряжение, МПа.

При расчете зубьев на выносливость при изгибе расчетное напряжение изгиба зубьев  $\sigma_F$ , МПа, должно удовлетворять условию прочности [7]

$$\sigma_F \leq \sigma_{FP}, \quad (6)$$

где  $\sigma_{FP}$  – допускаемое напряжение изгиба зубьев, МПа.

Допускаемое контактное напряжение  $\sigma_{HP}$  определяется по формуле (7) и зависит от предела контактной выносливости  $\sigma_{Hlim}$ . Этот параметр является функцией механических характеристик выбранных марок сталей и их термообработки, таких как твердость.

Габаритные размеры передачи определяются контактной прочностью зубчатых колес. Чем выше уровень допустимых контактных напряжений, тем меньше межосевое расстояние передачи. Расчетное значение межосевого расстояния  $a_w$ , мм, определяется по выражению (14). На него влияют передаваемый вращающий момент  $T$  и допускаемое контактное напряжение  $\sigma_{HP}$ .

Допускаемое напряжение изгиба зуба  $\sigma_{FP}$  рассчитывают по формуле (12), оно зависит от предела выносливости материала (твердости) зубьев при изгибе  $\sigma_{Flim}$ .

На прочность зуба также влияют его размеры, которые зависят от важнейшего геометрического параметра – модуля  $m$ , связанного с шагом зуба  $Pt$ ,  $m = Pt/\pi$  (рис. 5). Для некорригированных зубчатых колес, в которых не внесены изменения в геометрию, высота головки зуба  $h_a$  и высота ножки зуба  $h_f$  равны модулю. Делительный диаметр колеса равен  $d = mZ$ , где  $Z$  – число зубьев.

Таким образом, главная цель расчета на изгиб заключается в определении значения модуля зубчатого колеса, а следовательно, и в определении размеров зубьев. Значение модуля  $m$ , мм, вычисляется

по формуле (16), зависит от выносливости зубьев при изгибе  $\sigma_{FR}$  и передаваемого вращающего момента  $T$  для принятого межосевого расстояния зубчатой передачи  $a_w$ .

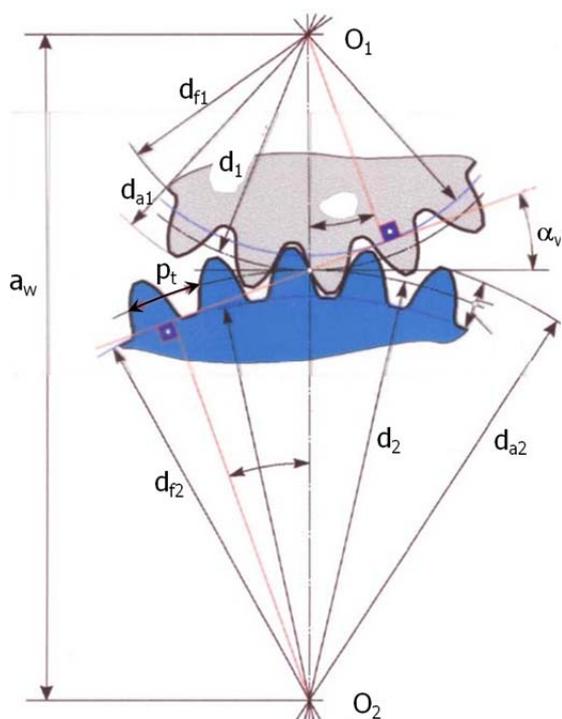


Рис. 5. Геометрические параметры зубчатых колес: ( $d$  – делительный диаметр;  $d_a$  и  $d_f$  – диаметры окружностей вершин и впадин;  $P_t$  – окружной шаг;  $\alpha_w$  – угол зацепления;  $a_w$  – межосевое расстояние [11]. Диаметры окружностей вершин и впадин определяются по формулам  $d_a = d + 2m$ ;  $d_f = d - 2(m + c) = d - 2,5m$ , где  $c = 0,25 m$  – радиальный зазор

Значения основных параметров зубчатых колес редуктора по результатам расчетов содержатся в примере расчета корригирования прямозубой передачи второй ступени (табл. 11).

При оценке работоспособности по условию контактной выносливости (5) необходимо вычислить фактические контактные напряжения, возникающие на боковых поверхностях зубьев. Экспериментальные исследования показывают, что разрушение профилей зубьев начинается в местах, расположенных в зоне начальных окружностей, т. е. окружностей, которые катятся без скольжения при вращении зубчатых колес. Для некорригированных зубчатых колес диаметры начальных окружностей совпадают с диаметрами делительных окружностей. Для определения контактных напряжений

исходной является формула Герца – Беляева [11]

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{\frac{q \cdot E}{\rho(1-\mu^2)}},$$

где  $q$  – распределенная по длине зуба нагрузка, Н/мм;  $E$  – приведенный модуль упругости, МПа;  $\rho$  – приведенный радиус кривизны поверхности, мм;  $\mu$  – коэффициент Пуассона.

Проверочный расчет на контактную выносливость выполняется в результате расчета контактных напряжений в полюсе зацепления ( $\sigma_H$ , МПа) по формуле (32). Результаты проверочного расчета зубча-

тых колес на контактную прочность приведены в расчете на контактную выносливость зубьев (табл. 13).

Для проверочного расчета зубчатых колес на выносливость при изгибе определяется расчетное местное напряжение изгиба в опасном сечении на переходной поверхности зубьев со стороны растяжения по формуле (37). Результаты расчета зубчатых колес редуктора на выносливость при изгибе содержатся в п. 6.3 (табл. 15).

#### 4.1. Определение допускаемых контактных напряжений

Допускаемые контактные напряжения определяются отдельно для шестерни и колеса согласно [6] по формуле

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{Hlim} Z_N}{S_H} Z_R Z_V Z_L Z_X, \quad (7)$$

где  $\sigma_{Hlim}$  – предел контактной выносливости, МПа (табл. 5);  $S_H$  – коэффициент запаса прочности (для зубчатых колес с поверхностным упрочнением  $S_H = 1,2$ ; для колес с однородной структурой материала (нормализация, улучшение)  $S_H = 1,1$ ;  $Z_N$  – коэффициент долговечности, определяемый по формулам:

$$Z_N = \sqrt[6]{\frac{N_{Hlim}}{N_K}} \quad \text{при } N_K \leq N_{Hlim}, \quad (8)$$

но не более 2,6 при  $S_H = 1,1$  и не более 1,8 при  $S_H = 1,2$ ;

$$Z_N = \sqrt[20]{\frac{N_{Hlim}}{N_K}} \quad \text{при } N_K > N_{Hlim}, \quad (9)$$

но не менее 0,75.

Здесь  $N_{Hlim}$  – базовое число циклов напряжений, которое соответствует пределу выносливости

$$N_{Hlim} = 30 (10HRC)^{2,4} \leq 1,2 \cdot 10^8 \text{ циклов}; \quad (10)$$

$N_K$  – число циклов напряжений в соответствии с заданным сроком службы

$$N_K = L_h \cdot 60 \cdot n, \quad (11)$$

где  $L_h$  – срок службы, ч;  $n$  – частота вращения колеса, для материала которого определяют допускаемые напряжения,  $\text{мин}^{-1}$ .

$Z_R$  – коэффициент, учитывающий шероховатость сопряженных поверхностей зубьев;  $Z_V$  – коэффициент, учитывающий окружную скорость;  $Z_L$  – коэффициент, учитывающий влияние смазки;  $Z_X$  – коэффициент, учитывающий размер зубчатого колеса. Для проекторочного расчета можно принять  $Z_R Z_V Z_L Z_X = 0,9$  [6].

Результаты расчета по формуле (7) приведены в табл. 6.

Таблица 5. Расчетные формулы для определения предела контактной выносливости [7]

Способ термической обработки	Средняя твердость поверхности зубьев	Сталь	Формула для расчета значений $\sigma_{Hlim}$ , МПа
Нормализация, или улучшение	Менее 350 НВ	Углеродистая и легированная	$\sigma_{Hlim} = 2HB + 70$
Объемная или поверхностная закалка	38 – 50 HRC		$\sigma_{Hlim} = 17HRC_3 + 200$
Цементация или нитроцементация	Более 56 HRC	Легированная	$\sigma_{Hlim} = 23HRC_3$
Азотирование	Более 550 НВ		$\sigma_{Hlim} = 1050$

Таблица 6. Результаты расчета допускаемых контактных напряжений  $\sigma_{HP}$  (при  $S_H = 1,2$ )

Объект расчета	Сталь	Средняя твердость HRC	$\sigma_{Hlim}$ , МПа (табл. 5)	$N_K$ циклов формула (11)	$N_{Hlim}$ циклов формула (10)	$Z_N$	$\sigma_{HP}$ , МПа формула (7)
Шестерня I ступени	40ХН	50,5	1059	$1,05 \cdot 10^9$	$9,8 \cdot 10^7$	$0,8_9$	707
Колесо I ступени	40Х	47,5	1008	$1,47 \cdot 10^8$	$8 \cdot 10^7$	$0,9_7$	733
Шестерня II ступени	40ХН	50,5	1059	$1,47 \cdot 10^8$	$9,8 \cdot 10^7$	$0,9_8$	778
Колесо II ступени	40Х	47,5	1008	$4 \cdot 10^7$	$8 \cdot 10^7$	$1,1_2$	846

В результате расчета принимаем:

для I ступени  $\sigma_{HP} = 707$  МПа,

для II ступени  $\sigma_{HP} = 778$  МПа.

#### 4.2. Определение допускаемых напряжений при изгибе зуба

Допускаемые напряжения при изгибе зуба  $\sigma_{FP}$  определяют для шестерни и колеса согласно [6] по формуле

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{Flim}}{S_F} Y_N Y_R, \quad (12)$$

где  $\sigma_{Flim}$  – предел выносливости зубьев при изгибе, определяемый по табл. 7;  $S_F$  – коэффициент запаса прочности, значения которого для вероятности неразрушения, равной 0,99, принимают  $S_F = 1,55 - 1,7$  (см. табл. 7);

$Y_R$  – коэффициент, учитывающий шероховатость переходной поверхности зуба. При шероховатости не более  $R_a = 1,6$  мкм  $Y_R = 1$ ;  $Y_N$  – коэффициент долговечности для зубчатых колес с однородной структурой и для зубчатых колес, закаленных при нагреве ТВЧ, определяется по формуле

$$Y_N = \sqrt[6]{\frac{N_{Flim}}{N_K}}, \quad (13)$$

где  $N_{Flim}$  – базовое число циклов нагружения ( $N_{Flim} = 4 \cdot 10^6$ ).

Если  $N_K > N_{Flim}$ , то следует принять  $Y_N = 1$ . Результаты вычисления  $\sigma_{FP}$  по формуле (12) приведены в табл. 8.

Таблица 7. Расчетные формулы для определения предела выносливости зубьев при изгибе [6]

Марка стали	Способ термической обработки	Твердость зубьев	$\sigma_{Flim}$ , МПа	Коэффициент запаса прочности $S_F$
Углеродистая и легированная марок 45, 40ХН, 45Х	Нормализация, или улучшение	180 – 350 НВ	1,75 НВ	1,7
Легированная марок 40Х, 45Х, 40ХН	Объемная закалка	45 – 55 HRC	500	1,7
Цементуемая сталь 18ХГТ, 20Х, 20ХГТ	Цементация и закалка	57 – 63 HRC	820	1,55

Таблица 8. Результаты расчета допускаемых напряжений при изгибе

Объект расчета	Сталь	Средняя твердость, НВ	$\sigma_{Flim}$ , МПа	Коэффициенты			$\sigma_{FP}$ , МПа
				$S_F$	$Y_N$	$Y_R$	
Шестерня I ступени	40ХН	285,5	500	1,7	1	1	294
Колесо I ступени	40Х	285,5	500	1,7	1	1	294
Шестерня II ступени	40ХН	285,5	500	1,7	1	1	294
Колесо II ступени	40Х	285,5	500	1,7	1	1	294

## 5. ПРОЕКТИРОВОЧНЫЙ РАСЧЕТ ЗАКРЫТОЙ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧИ

### 5.1. Определение межосевого расстояния передачи

Ориентировочное значение межосевого расстояния  $a_w$  передачи определяется из условия контактной выносливости согласно [4] по формуле

$$a_w = K_a (U + 1) \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot K_{H\beta}}{U \cdot \psi_{ba} \cdot \sigma_{HP}^2}}, \quad (14)$$

где  $K_a$  – вспомогательный коэффициент: для прямозубых передач  $K_a = 495$ , для косозубых  $K_a = 430$ ;  $U$  – передаточное число зубчатой передачи соответствующей ступени;  $T_1$  – вращающий момент на ведущем валу, Н·м;  $\psi_{ba} = b_2/a_w$  – коэффициент ширины венца  $b_2$  колеса, равный 0,4 – 0,5 при симметричном расположении и 0,25 – 0,4 – при несимметричном расположении колес относительно опор. Индекс 1 у параметров относится к ведущему колесу (шестерне), индекс 2 – к ведомому зубчатому колесу;

$\sigma_{HP}$  – допускаемое контактное напряжение колеса с менее прочным зубом, МПа;

$K_{H\beta}$  – коэффициент неравномерности нагрузки по длине зуба.

Его значения приведены в табл. 9. Величина этого коэффициента зависит от характера расположения зубчатых колес в редукторе и ширины венца  $b_2$  колеса. Эта ширина выражается коэффициентом  $\psi_{bd} = b_2/d_2$ , где  $d_2$  – делительный диаметр зубчатого колеса. Соотношение между коэффициентами  $\psi_{ba}$  и  $\psi_{bd}$  выражается следующим образом [7]:

$$\psi_{bd} \approx 0,5\psi_{ba}(U + 1). \quad (15)$$

Для определения коэффициента  $K_{H\beta}$  следует установить значение коэффициента  $\psi_{ba}$ , затем по формуле (15) рассчитать  $\psi_{bd}$  и по табл. 9 получить искомую величину.

Таблица 9. Значения коэффициента  $K_{H\beta}$

$\psi_{bd}$	Твердость зубьев $H_1 \leq 350$ HB, $H_2 \leq 350$ HB			Твердость зубьев $H_1 > 350$ HB, $H_2 > 350$ HB		
	БП	ТП схемы № 1 или № 2	ТП схе- мы № 3	БП	ТП схемы № 1 или № 2	ТП схе- мы № 3
0,2	1,03	1,01	1	1,06	1,02	1
0,4	1,05	1,02	1	1,13	1,05	1,01
0,6	1,08	1,04	1,01	1,2	1,1	1,02
0,8	1,12	1,06	1,02	1,3	1,15	1,04
1,0	1,15	1,08	1,03	1,4	1,2	1,06
1,2	1,2	1,1	1,04	1,5	1,25	1,09
1,4	1,25	1,13	1,05	–	1,32	1,13
1,6	1,3	1,15	1,07	–	–	–

*Примечание.* БП – быстроходная передача для всех схем, ТП – тихоходная передача для указанных схем, номера схем см. на рис. 1.

Для первой (быстроходной) ступени рекомендуется принять  $\psi_{ba} = 0,25$ ; для второй –  $0,315$ . Тогда для быстроходной ступени  $\psi_{bd} \approx 1,01$ , а для тихоходной  $\psi_{bd} \approx 0,72$ . Для низкой твердости зубьев быстроходной ступени  $K_{H\beta} = 1,15$ , а при высокой твердости зубьев  $K_{H\beta} = 1,4$ . Аналогично для тихоходной передачи схемы № 1 этот коэффициент примет соответственно значения  $K_{H\beta} = 1,05$  и  $K_{H\beta} = 1,13$ . Значение коэффициента  $K_{H\beta}$  для промежуточных значений коэффициента  $\psi_{bd}$  определяется интерполяцией.

Расчётное значение межосевого расстояния следует округлять до ближайшего стандартного значения из ряда размеров [8]: 40, 50, 60, 71, 80, 90, 100, 112, 125, 140, 160, 180, 200, 224, 250.

## 5.2. Определение модуля зубчатого зацепления

Ориентировочное значение модуля  $m$  определяется из условия выносливости зубьев при изгибе для принятого межосевого расстояния  $\alpha_w$  согласно [6] по формуле, мм

$$m = K_{ma} \frac{T_1(U+1) 10^3}{\alpha_w b'_2 \sigma_{FP}}, \quad (16)$$

где  $K_{ma} = 6,8$  – вспомогательный коэффициент для прямозубых передач,  $K_{ma} = 5,8$  – то же для косозубых передач;  $b'_2$  – предварительная ширина венца колеса ( $b'_2 = \psi_{ba} \cdot \alpha_w$ ), мм;  $\sigma_{FP}$  – допускаемое напряжение при изгибе зуба менее прочного колеса, МПа.

Полученное значение модуля  $m$  в миллиметрах округляется в большую сторону до стандартного значения из любого ряда чисел:

1-й ряд: 1,25; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8.

2-й ряд: 1,375; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7.

В силовых зубчатых передачах при твердости зубьев колес менее 350 НВ рекомендуется принимать модуль  $m \geq 1,25$  мм, при твердости одного из колес более 45 HRC:  $m \geq 1,5$  мм.

Результаты расчета межосевых расстояний  $a_w$  и модулей  $m$  для первой и второй ступеней редуктора приведены в табл. 10. В этой таблице ширина венца определена по формуле  $b'_2 = \psi_{ba} \cdot a_w$  с учетом коэффициента  $\psi_{ba}$ , принимающего значение для первой ступени 0,25; для второй – 0,315. В таблице указаны источники информации в виде номеров таблиц и формул (номера в скобках).

Таблица 10. Результаты расчета межосевых расстояний  $a_w$  и модулей  $m$  для первой и второй передач (ступеней) редуктора

Объект расчета	$T_1$ , Н·м (табл. 3)	$U$ (табл. 3)	$\Psi_{ba}$	$\Psi_{bd}$	$K_{H\beta}$	$\sigma_{HP}$ , МПа (табл. 6)
Косозубая передача I ступени	47,8	7,1	0,25	1,01	1,4	706,5
Прямозубая передача II ступени	325,9	3,55	0,315	0,72	1,1	778
Объект расчета	$a_w$ расчетное, мм (14)	$a_w$ принятое, мм	$b'_2$ , мм	$\sigma_{FP}$ , МПа (табл.8)	$m$ расчетное, мм (16)	$m$ принятое, мм
Косозубая передача I ступени	147	140	35	294	1,51	2,0
Прямозубая передача II ступени	182	180	56	294	3,22	3,5

### 5.3. Определение угла наклона зубьев и числа зубьев в колесах

Минимальное значение угла наклона зуба для косозубой передачи первой ступени определяется по формуле

$$\beta_{\min} = \arcsin \frac{3,5m}{b_2}. \quad (17)$$

Не рекомендуется выбирать максимальное значение угла наклона зуба более  $22^\circ$ , а для шевронных колёс более  $30 - 40^\circ$  в связи с возрастанием осевой составляющей нагрузки.

Выбрав угол  $\beta$ , определяем суммарное число зубьев колеса и шестерни по формуле

$$Z_{\Sigma} = Z_1 + Z_2 = \frac{2\alpha_w \cdot \cos\beta}{m}. \quad (18)$$

Принимаем ближайшее целое число. Уточним действительную величину угла наклона зубьев первой ступени

$$\beta = \arccos[Z_{\Sigma} \cdot m / 2\alpha_w]. \quad (19)$$

Определим число зубьев (для первой и второй ступеней):

$$Z_1 = Z_{\Sigma} / (U + 1), \quad (20)$$

$$Z_2 = Z_{\Sigma} - Z_1. \quad (21)$$

Для того чтобы не допустить подрезки зуба при нарезании червячной фрезой, минимальное число зубьев шестерни не должно быть меньше 17, т. е.  $Z_1 \geq 17$ . Если расчётное число окажется меньше 17, то следует принять 17, изменив число зубьев колеса  $Z_2$  в соответствии с формулой (21).

Так следует сделать, чтобы не изменять межосевого расстояния. При этом изменится передаточное число первой ступени. Для того чтобы сохранить передаточное число редуктора, необходимо соответственно изменить передаточное число второй ступени. Фактическое передаточное число любой ступени рассчитывается по формуле:

$$U_{\phi} = Z_2 / Z_1. \quad (22)$$

*В дальнейших расчетах следует пользоваться только фактическими передаточными числами.*

Обозначим фактическое передаточное число редуктора  $U_{\phi} = U_{\phi 1} \cdot U_{\phi 2}$ , где  $U_{\phi 1}$  и  $U_{\phi 2}$  – соответственно передаточные числа первой и второй ступеней.

Отклонение фактического передаточного числа редуктора от заданного значения  $U$  определяется по формуле

$$\Delta U = \frac{|U_{\phi} - U|}{U} 100 \leq 4 \%. \quad (23)$$

Если отклонение  $\Delta U$  больше 4 %, необходимо соответственно изменить передаточное число второй ступени, изменяя числа зубьев шестерни и колеса при сохранении их стандартного межосевого расстояния (т. е.  $Z_{\Sigma}$ ).

Определим межосевые делительные расстояния:

для первой ступени  $\alpha_1 = (Z_1 + Z_2)m / 2\cos\beta$ ;

для второй ступени  $\alpha_2 = (Z_1 + Z_2)m / 2. \quad (24)$

Числовое значение межосевого расстояния для первой ступени  $a_1$  должно совпасть со стандартным значением. Это можно отрегулировать, изменяя значение угла наклона зуба  $\beta$ .

Если межосевое расстояние для второй ступени  $a_2$  будет отличаться от стандартного, то его необходимо изменить путем применения зубчатых колес со смещением исходного контура, которое называется корригированием зубчатых колёс.

Коэффициент суммы смещений  $x_\Sigma$  при заданном межосевом расстоянии  $a_w$  рассчитывают следующим образом. Определяется коэффициент воспринимаемого смещения (для прямозубой передачи  $\cos\beta = 1$ ) [10]

$$y = \frac{a_w}{m} - \frac{z_1+z_2}{2\cos\beta}. \quad (25)$$

Коэффициент суммы смещений определяется по формуле

$$x_\Sigma = x_1 + x_2 = y + \Delta y, \quad (26)$$

где  $x_1$  и  $x_2$  – коэффициенты смещения исходного контура соответственно шестерни и колеса (при корригировании диаметры колёс изменяются на величину  $x \cdot m$ ), а коэффициент уравнительного смещения  $\Delta y$  (для прямозубой передачи  $\mu = 0$ ), в свою очередь, находится по формуле с учётом вспомогательных величин А и Б [10]

$$\Delta y = \left( \frac{Б}{1000} - \mu \right) \frac{z_1+z_2}{\cos\beta}. \quad (27)$$

Величина А служит для определения величины Б по номограмме на рис. 6. Она определяется по формуле ( $\cos\beta = 1$ )

$$А = \frac{1000y \cdot \cos\beta}{z_1+z_2}. \quad (28)$$

Если  $x_\Sigma > 0$ , то принимаем  $x_1 = x_\Sigma$ . В этом случае повысится прочность прямозубой шестерни второй ступени.

При положительном смещении исходного контура увеличивается диаметр заготовки колеса под нарезку зуба. В результате профиль зуба формируется участком эвольвенты, более удалённым от основной окружности. Это повышает контактную и изгибную прочность зуба. Поэтому положительное смещение целесообразно применить для самого слабого зубчатого колеса – шестерни с наименьшим числом зубьев.

Если  $x_\Sigma < 0$ , то следует принять  $x_2 = x_\Sigma$ . В этом случае небольшое снижение прочности ведомого зубчатого колеса практически не повлияет на долговечность зубчатой передачи. Это колесо за ресурс

воспринимает такое число циклов нагружений, которое в несколько раз (на величину передаточного числа) меньше, чем шестерня.

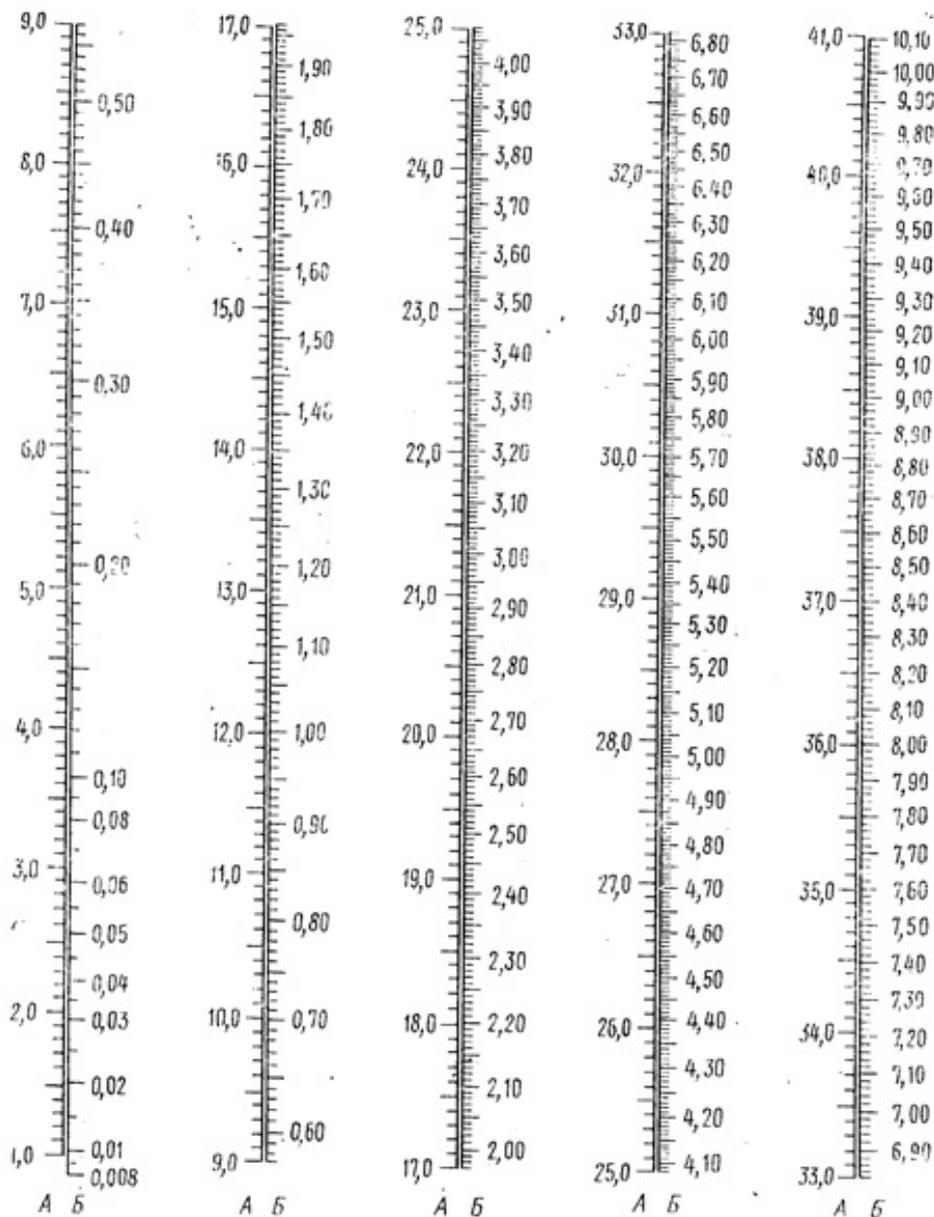


Рис. 6. Номограмма для определения вспомогательной величины Б по значению величины А при заданном межосевом расстоянии  $a_w$  [10]

В качестве примера рассчитаем корригирование прямозубой передачи второй ступени рассматриваемого редуктора по формулам (24) – (28).

Исходные данные:  $\beta = 0$ ;  $\cos \beta = 1$ ;  $\mu = 0$ ;  $Z_1 = 23$ ;  $Z_2 = 80$ ;  $Z_\Sigma = Z_1 + Z_2 = 103$ , модуль  $m = 3,5$  мм; стандартное межосевое расстояние  $a_w = 180$  мм.

Решение:

1. Межосевое делительное расстояние для второй ступени  $a_2 = \frac{(Z_1+Z_2)m}{2} = (103 \cdot 3,5) / 2 = 180,25$  мм. Это расстояние на 0,25 мм больше стандартного межосевого расстояния  $\alpha_w$ . Поэтому нужна коррекция передачи.

2. Коэффициент воспринимаемого смещения  $y = \frac{\alpha_w}{m} - \frac{Z_1+Z_2}{2\cos\beta} = 180/3,5 - 103/2 = -0,071$ . Знак «минус» означает, что нужно уменьшать размеры зубчатых колёс. Для устранения погрешности в значении этого коэффициента на следующем этапе определяется поправка.

3. Коэффициент уравнивающего смещения  $\Delta y$  определяется по формуле (27). Предварительно находим величину  $A = \frac{1000y \cdot \cos\beta}{Z_1+Z_2} = (1000 \cdot 0,071)/103 = 0,689$  (значение  $y$  берётся по модулю). Так как величина  $A < 1$ , то по номограмме рис. 6 величина  $B \approx 0,008$ . Коэффициент уравнивающего смещения

$$\Delta y = \left( \frac{B}{1000} - \mu \right) \frac{Z_1+Z_2}{\cos\beta} = 0,008 \cdot 103 / 1000 \approx 0,001.$$

4. Коэффициент суммы смещений по формуле (26)

$$x_{\Sigma} = x_1 + x_2 = y + \Delta y = -0,071 + 0,001 = -0,07.$$

5. Так как  $x_{\Sigma} < 0$ , следует принять  $x_2 = x_{\Sigma} = -0,07$ . В этом случае небольшое снижение прочности ведомого зубчатого колеса практически не повлияет на долговечность зубчатой передачи. Результаты расчетов параметров зубчатых колес представлены в табл. 11.

Для предотвращения подрезания ножки зуба, если  $Z_1 < 17\cos^3\beta$ , также необходима коррекция. При  $Z_1 < 17$  и  $\alpha_w = 0,5(Z_1 + Z_2)m$  рекомендуется принимать высотную коррекцию:  $x_1 = 0,3$ ;  $x_2 = -0,3$  [10]. Если за счет смещения исходного контура не удастся достигнуть стандартного межосевого расстояния, следует изменить число зубьев колеса. После коррекции межосевое расстояние  $\alpha_w$  проверяют на соответствие стандартному значению по выражению

$$\alpha_w = m[0,5(Z_1+Z_2) + y]. \quad (29)$$

Таблица 11. Основные параметры зубчатых колес редуктора

Параметр	Расчетная формула	Косозубая передача		Прямозубая передача	
		ше- стерня	колесо	ше- стерня	колесо
Межосевое расстояние, мм	$a_w$	140		180	
Нормальный модуль, мм	$m$	2		3,5	
Делительный диаметр, мм	$d=mZ / \cos \beta$	34,74	245,26	80,5	280
Начальный диаметр, мм	$dw_1 = 2a_w/(u_\phi+1)$ $dw_2 = 2a_w u_\phi/(u_\phi+1)$	34,74	245,26	80,39	279,61
Диаметр вершин зубьев, мм	$d_a = d + 2(1+x-y)m$	38,74	249,26	87,5	286,5
Диаметр впадин зубьев, мм	$d_f = d - (2,5 - x)m$	29,74	240,26	71,75	270,76
Ширина венца колеса, мм: предварительная окончательная	$b_2'$ – табл. 10 $b_2$ – табл. 13	– –	35 38	– –	56 45
Суммарное число зубьев	$Z_\Sigma$	137		103	
Действительная величина наклона зуба	$\beta = \arccos[Z\Sigma m/2 \alpha_w]$	11°53'		0°	
Число зубьев	$Z_1 = Z_\Sigma/(1 + u_\phi)$ $Z_2 = Z_\Sigma - Z_1$	17	120	23	80
Передаточное число	$u_\phi = Z_2/ Z_1$	7,059		3,478	
Коэффициент смещения исходного контура	$x$ (формула (26))	0	0	0	-0,07
Коэффициент уравнивающего смещения	$\Delta y$	0	0	0	0,001
Нормальный исходный контур	–	по ГОСТ 13755-81			
Степень точности по ГОСТ 1643-81	Принимаем	8-B		8-B	

## 6. ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ЗАКРЫТОЙ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧИ

### 6.1. Проверка пригодности заготовок

Габаритные размеры заготовок в массовом производстве ограничиваются значениями глубины прокаливаемости стали. Условия пригодности заготовок колес:

$$D_{\text{заг}} \leq D_{\text{пред}}, \quad (30)$$

$$S_{\text{заг}} \leq S_{\text{пред}}. \quad (31)$$

В табл. 4 указаны предельные размеры зубчатых колес из наиболее употребляемых марок стали в зависимости от вида термообработки (твердости).

Предельные размеры диаметра  $D_{\text{пред}}$  и ширины венца  $S_{\text{пред}}$  заготовок зависят от глубины прокаливаемости применяемой стали. Легирование стали хромом, никелем и другими химическими элементами служит прежде всего для увеличения глубины её прокаливаемости, определяемой толщиной поверхностного слоя, в котором образуются закалочные структуры в результате термической обработки. Эти структуры обеспечивают твердость, прочность и износостойкость деталей. В справочниках для стандартных марок стали содержится информация о глубине прокаливаемости.

Для стали 40Х с твердостью 269 – 302 НВ, применяемой для зубчатых колес редуктора, предельные размеры составляют  $D_{\text{пред}} = 125$  мм,  $S_{\text{пред}} = 80$  мм.

Диаметр заготовки шестерни  $D_{\text{заг}} = d_{\text{ал}} + 6$  мм. Ширина венца заготовки колеса  $S_{\text{заг}} = b_2 + 4$  мм. В этих размерах учтены припуски на механическую обработку деталей. Размеры шестерен первой и второй ступеней с диаметрами вершин зубьев, равными 38,7 и 87,5 мм (см. табл. 11), удовлетворяют неравенству (30). Ширина венцов зубчатых колес в рассматриваемом примере удовлетворяет неравенству (31). Следовательно, глубина прокаливаемости материалов достаточна, чтобы обеспечить качественную термическую обработку (улучшение) заготовок зубчатых колес, т. е. их закалку и высокий отпуск.

### 6.2. Проверочный расчет на контактную выносливость зубьев

Расчетное контактное напряжение в полюсе зацепления ( $\sigma_H$ , МПа) определяется согласно [6] по формуле

$$\sigma_H = Z_H Z_M Z_\varepsilon \sqrt{\frac{F_t}{bd_{w1}} \frac{u+1}{u} K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\nu}}, \quad (32)$$

где  $Z_H$  – коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев, определяется в зависимости от  $\beta$ ,  $x_i$ ,  $Z_i$  по графику рис. 7;

$Z_M$  – коэффициент, учитывающий механические свойства материалов сопряженных зубчатых колес. Для стальных колес коэффициент  $Z_M = 275$ , Н<sup>1/2</sup>/мм;

$Z_\varepsilon$  – коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий, определяется по графику рис. 8 в зависимости от коэффициентов  $\varepsilon_\alpha$  и  $\varepsilon_\beta$ ,  $b$  – рабочая ширина венца более узкого зубчатого колеса.

Коэффициенты торцового  $\varepsilon_\alpha$  и осевого  $\varepsilon_\beta$  перекрытий определяются по формулам

$$\varepsilon_\alpha = [1,88 - 3,2 (1 / Z_1 + 1 / Z_2)] \cos \beta; \quad (33)$$

$$\varepsilon_\beta = b_w \sin \beta / \pi m. \quad (34)$$

$F_t$  – расчетная окружная сила, которая определяется по формуле, Н,

$$F_t = \frac{2T_1 \cdot 10^3}{d_{w1}}, \quad (35)$$

где  $T_1$  – вращающий момент на ведущем валу, Н·м (см. табл. 3);  $d_{w1}$  – начальный диаметр шестерни, мм (см. табл. 11);

$K_{H\alpha}$  – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями. Для прямозубых колес  $K_{H\alpha} = 1$ . Для косозубых  $K_{H\alpha}$  зависит от окружной скорости колес ( $v = \frac{\omega d}{2 \cdot 10^3}$ , м/с) и степени точности передачи. При окружной скорости  $\sim 3$  м/с (в рассматриваемом примере по табл. 13  $v = 2,64$  м/с) для зубчатых колес можно принять восьмую степень точности и  $K_{H\alpha} \approx 1,07$ ;

$K_{H\beta}$  – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца (см. табл. 10);

$K_{H\nu}$  – коэффициент динамической нагрузки в зацеплении, зависящий от окружной скорости колес и степени точности передачи. Для восьмой степени точности величина  $K_{H\nu}$  приведена в табл. 12.

Как указывалось выше, расчётное контактное напряжение в полюсе зацепления  $\sigma_H$  не должно превышать допускаемое контактное напряжение  $\sigma_H \leq \sigma_{HP}$ .

Однако для обеспечения высокого технического уровня редуктора и эффективного использования материала зубчатых колёс допускаются недогрузка передачи ( $\sigma_H < \sigma_{HP}$ ) не более чем на 10 % и пере-

грузка ( $\sigma_H > \sigma_{HP}$ ) до 5 %. Если указанные рекомендации не соблюдаются, следует изменить ширину зубчатого венца колеса  $b_2$

$$b_2 = b'_2 \left( \frac{\sigma_H}{\sigma_{HP}} \right)^2. \quad (36)$$

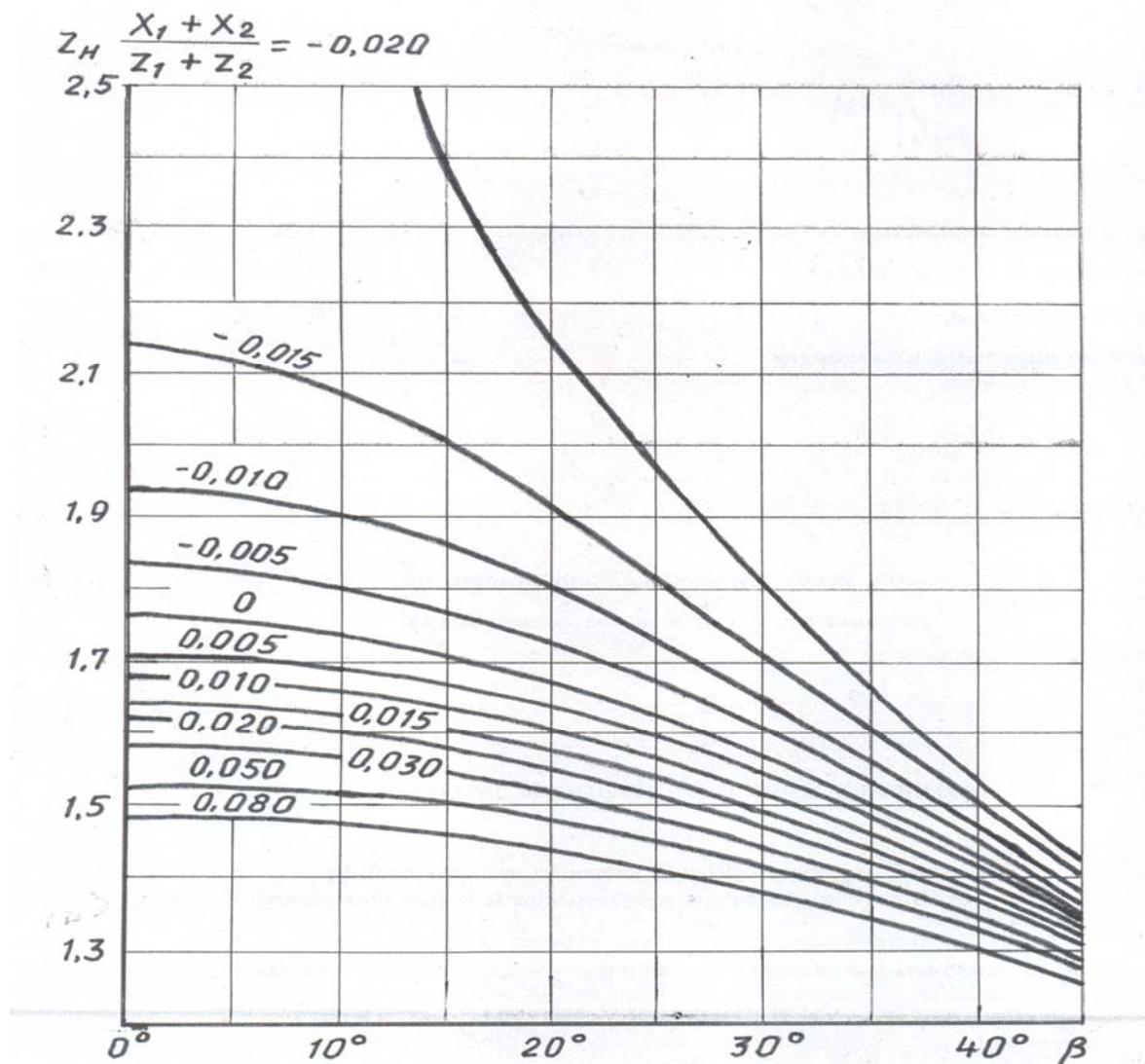


Рис. 7. График для определения коэффициента  $Z_H$  [7] (над графиками приведены значения отношений суммы смещений исходного контура к сумме зубьев шестерни и колеса, т. е.  $(x_1+x_2)/(Z_1 + Z_2)$ )

Таблица 12. Значение коэффициента динамической нагрузки  $K_{Hv}$

Окружная скорость $v$ , м/с	1	2	4	6	8	10
$K_{Hv}$ для прямозубых колес	1,04	1,08	1,16	1,24	1,32	1,4
$K_{Hv}$ для косозубых колес	1,01	1,02	1,04	1,06	1,07	1,08

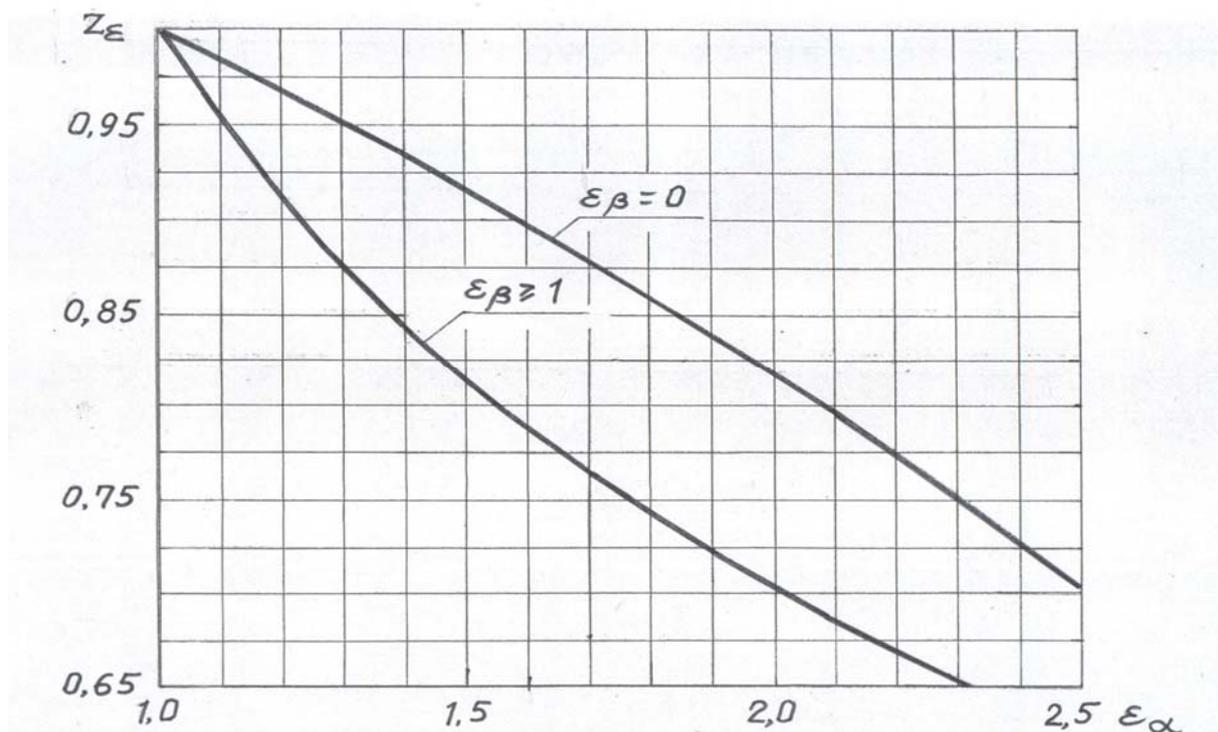


Рис. 8. График для определения коэффициента  $Z_\varepsilon$  [7]  
(у прямозубой передачи  $\varepsilon_\beta = 0$ )

Результаты проверочного расчета зубчатых колес редуктора на контактную прочность по формуле (32) приведены в табл. 13. Как следует из этих результатов, для первой ступени допущена перегрузка на 0,6 %, а для второй – недогрузка на 13,8 %. Результаты проверочного расчёта первой ступени признаны удовлетворительными. В связи с большой недогрузкой следует скорректировать ширину зубчатого венца второй передачи по формуле (36)

$$b_2 = b'_2 \left( \frac{\sigma_H}{\sigma_{HP}} \right)^2 = 60 (671/778)^2 = 44,6 \text{ мм.}$$

Таблица 13. Результаты расчета зубчатых колес  
на контактную прочность

Передача	Обозначение параметра							
	$Z_H$	$Z_M$	$Z_\varepsilon$	$T_1$ , Н·м	$d_{w1}$ , мм	$F_b$ , Н	$u_\phi$	$v$ , м/с
Косозубая I ступени	1,73	275	0,78	47,78	34,74	2752	7,06	2,64
Прямозубая II ступени	1,77	275	0,88	325,9	80,39	8108	3,48	0,86

Передача	Обозначение параметра							
	$K_{H\alpha}$	$K_{H\beta}$	$K_{H\nu}$	$\varepsilon\alpha$	$\varepsilon\beta$	$\sigma_{HP}$ , МПа	$b_2$ мм	$\sigma_H$ МПа
Косозубая I ступени	1,07	1,4	1,03	1,63	1,257	707	38	711
Прямозубая II ступени	1,0	1,1	1,03	1,67	0	778	60	671

По результатам проверочного расчёта на контактную прочность примем уточненное значение ширины зубчатого венца второй передачи  $b_{2y} = 45$  мм. Принятое уточнение необходимо проверить расчетами на выносливость зубчатых колес при изгибе.

### 6.3. Проверочный расчет зубчатых колес на выносливость при изгибе

Расчетное местное напряжение изгиба в опасном сечении на переходной поверхности зубьев со стороны растяжения определяется согласно [6] по формуле

$$\sigma_{F2} = \frac{F_t \cdot Y_F \cdot Y_\beta \cdot Y_\varepsilon}{b_2 \cdot m} K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\nu}, \quad (37)$$

где  $F_t$  – расчетная окружная сила, значения которой приведены в табл. 13;

$Y_F$  – коэффициент, учитывающий форму зуба. Под коэффициентом  $Y_F$  понимают максимальное местное напряжение на переходной поверхности зуба. Это напряжение вызывается удельной расчетной окружной силой, равной единице и приложенной к вершине зуба прямозубого колеса, изготовленного из упругого материала, с модулем  $m = 1$  мм.  $Y_F$  зависит от коэффициента смещения  $x$  (см. табл. 11) и эквивалентного числа зубьев колеса  $Z_v$ , определяемого по формуле

$$Z_v = \frac{Z}{\cos^3 \beta}, \quad (38)$$

Для прямозубых передач  $\beta = 0$  и  $Z_v = Z$ .  $Y_F$  рассчитывается для ведущих и ведомых зубчатых колес

$$Y_F = 3,47 + \frac{13,2}{Z_v} - \frac{29,7x}{Z_v} + 0,092x^2; \quad (39)$$

$Y_\beta$  – коэффициент, учитывающий наклон зуба. Для прямозубых передач  $Y_\beta = 1$ . Для косозубых или шевронных передач  $Y_\beta$  находят по формуле [4]

$$Y_\beta = 1 - \beta/140, \quad (40)$$

где  $\beta$  – в градусах. При  $\beta \geq 42^\circ$   $Y_\beta = 0.7$ . Для значения угла наклона зуба в рассматриваемой задаче  $\beta = 12^\circ$ , коэффициент  $Y_\beta = 1 - \beta/140 = 1 - 0,086 = 0,914$ ;

$Y_\varepsilon$  – коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев. Предварительно для прямозубых и косозубых передач принимают  $Y_\varepsilon = 1$ ;

$K_{Fv}$  – коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку в зацеплении, он зависит от окружной скорости и степени точности зубчатых колес. В табл. 14 приведены значения этого коэффициента для восьмой степени точности;

$K_{F\alpha}$ ,  $K_{F\beta}$  – коэффициенты, учитывающие распределение нагрузки между зубьями и по ширине венца соответственно. Метод определения и числовые значения этих коэффициентов приведены в табл. 15.

Расчетное местное напряжение изгиба в опасном сечении на переходной поверхности зубьев со стороны растяжения для ведомых зубчатых колес  $\sigma_{F2}$ , вычисленное по формуле (37), представлено в табл. 15. Для ведущих зубчатых колес (шестерен) расчетное местное напряжение изгиба рассчитывается по выражению

$$\sigma_{F1} = \sigma_{F2} \cdot Y_{F1}/Y_{F2}. \quad (41)$$

По условию прочности расчетные напряжения изгиба для ведомого и ведущего зубчатых колес  $\sigma_F$  не должны превышать допустимых значений  $\sigma_{FP}$ .

Таблица 14. Значение коэффициента  $K_{Fv}$  для зубчатых колес восьмой степени точности

Окружная скорость $v$ , м/с	1-я	2-я	4-я	6-я	8-я	10-я
$K_{Fv}$ прямозубых колес	1,10	1,20	1,38	1,58	1,78	1,96
$K_{Fv}$ косозубых колес	1,03	1,06	1,11	1,17	1,23	1,29

Как следует из результатов расчетов, представленных в табл. 15, для первой ступени расчетные напряжения изгиба составили: в ше-

стерне – 225 МПа, в ведомом зубчатом колесе – 191 МПа. Для второй ступени соответственно: в шестерне – 247 МПа, в ведомом зубчатом колесе – 221 МПа. Допускаемые напряжения для зубчатых колес первой и второй ступеней равны  $\sigma_{FR} = 294$  МПа.

Таблица 15. Результаты расчета зубчатых колес редуктора на выносливость при изгибе

Параметр	Обозначение	Источник	Косозубая передача I ступени	Прямозубая передача II ступени
Нормальный модуль, мм	$m$	табл. 11	2	3,5
Угол наклона зуба	$\beta$	табл. 11	11°53′	0
Коэффициент смещения шестерни	$x_1$	табл. 11	0	0
Коэффициент смещения колеса	$x_2$	табл. 11	0	0,07
Ширина зубчатого венца колеса (уточненная), мм	$b_2$	табл. 13	38	45
Число зубьев шестерни	$Z_1$	табл. 11	17	23
Число зубьев колеса	$Z_2$	табл. 11	120	80
Эквивалентное число зубьев шестерен	$Zv_1$	формула (38)	18,14	23
Эквивалентное число зубьев колес	$Zv_2$	формула (38)	128,06	80
Окружная сила на делительном цилиндре, Н	$F_t$	табл. 13	2752	8108
Окружная скорость, м/с	$v$	табл. 13	2,64	0,86
Коэффициент, учитывающий форму зуба шестерни	$Y_{F1}$	формула (39)	4,2	4,04
Коэффициент, учитывающий форму зуба колеса	$Y_{F2}$	формула (39)	3,57	3,61
Коэффициент наклона зуба	$Y_\beta$	формула (40)	0,914	1
Коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев	$Y_\epsilon$	ГОСТ [4]	1	1
Коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями	$K_{F\alpha}$	$K_{F\alpha} = K_{H\alpha}$ (табл. 13)	1,07	1
Коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по ширине венца	$K_{F\beta}$	$K_{F\beta} \approx K_{H\beta}$ (табл. 13)	1,4	1,1

Параметр	Обозначение	Источник	Косозубая передача I ступени	Прямозубая передача II ступени
Коэффициент динамической нагрузки в зацеплении	$K_{Fv}$	$K_{Fv} = f(v)$ (табл. 13)	1,08	1,08
Расчетное напряжение изгиба в зубьях колес, МПа	$\sigma_{F2}$	формула (37)	191	221
Расчетное напряжение изгиба в зубьях шестерен, МПа	$\sigma_{F1}$	формула (41)	225	247
Допускаемое напряжение изгиба, МПа	$\sigma_{FP}$	табл. 8	294	294

Следовательно, условие прочности на выносливость зубчатых колес редуктора при изгибе выполняется. Более того, напряжение  $\sigma_F$  при проверочном расчете оказалось значительно меньше допускаемого. В этом случае нагрузочная способность зубчатых колес ограничивается контактной прочностью.

Если при проектировании окажется, что расчетное напряжение превысит допускаемое ( $\sigma_F > \sigma_{FP}$ ) более чем на 5 %, то надо увеличить ширину зубчатого венца  $b$  или модуль  $m$ , пересчитать числа зубьев  $Z_1$  и  $Z_2$  и повторить проверочный расчет на изгиб.

## 7. РАСЧЕТ ВАЛОВ

### 7.1. Теоретические сведения

Валы – это детали, служащие для передачи вращающего момента вдоль своей оси и удержания расположенных на них других деталей (зубчатых колес, шкивов, звездочек и т. п.) и восприятия действующих сил.

На рис. 9 приведены чертёж и пространственное изображение в аксонометрии ступенчатого вала для зубчатой передачи. В местных разрезах на чертеже показаны пазы под сегментную и призматическую шпонки, предназначенные для образования шпоночных соединений. Шпоночное соединение состоит из вала, шпонки и ступицы зубчатого колеса, шкива или другой детали [4] (рис. 10).

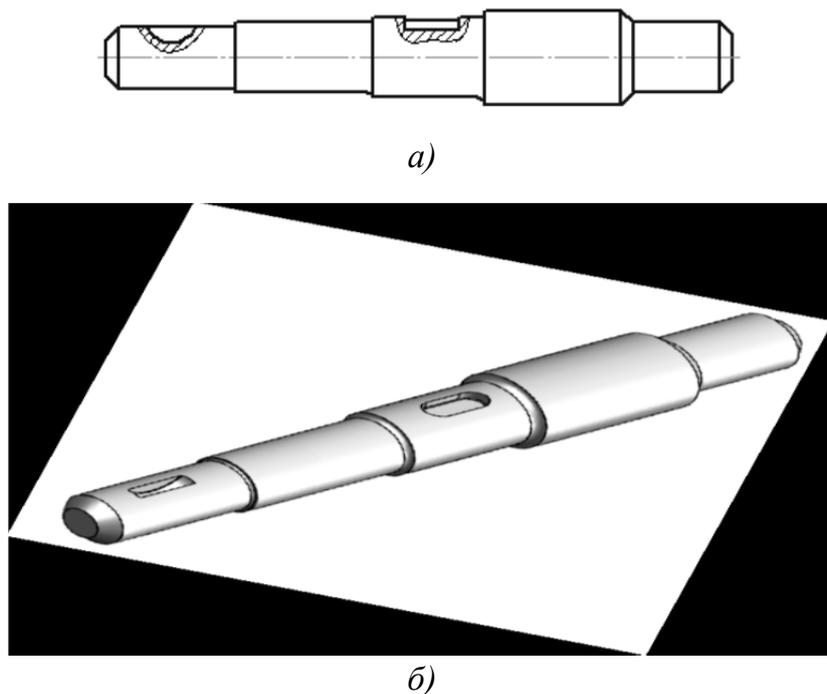


Рис. 9. Ступенчатый вал зубчатой передачи: а – чертеж; б – вид в аксонометрии [11]

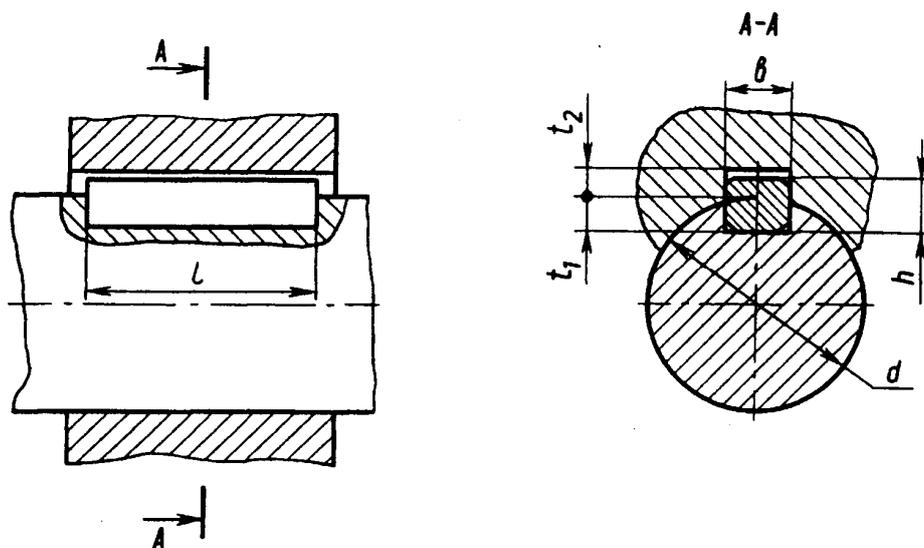


Рис. 10. Шпоночное соединение вала со ступицей зубчатого колеса [4]:  
 $L$ ,  $b$ ,  $h$  – соответственно длина, ширина и высота призматической шпонки;  
 $d$  – диаметр вала;  $t_1$  и  $t_2$  – соответственно глубина паза вала и ступицы

Шпонка (рис. 11) – это деталь, устанавливаемая в пазах двух соприкасающихся деталей и препятствующая их относительному повороту. Шпоночные соединения предназначены для передачи вращающего момента от вала к закрепленным на нем деталям и наоборот. Пример расчета этого соединения приведен в п. 9.

Достоинства шпоночного соединения – конструктивная простота и сравнительная легкость сборки и разборки.

Для соединения редуктора с электродвигателем и рабочей машиной применяют муфты, предназначенные для передачи механической энергии – вращающего момента между двумя соединенными соосно валами. В зависимости от условий эксплуатации муфты могут соединять валы постоянно, например фланцевые муфты (рис. 12), либо периодически при помощи оператора (муфты сцепления).

Фланцевая муфта имеет наибольшее распространение [11]. Она состоит из двух полумуфт, соединенных болтами. Вращающий момент передается силами трения между полумуфтами при постановке болтов с зазором или сопротивлением самих болтов на сдвиг при их установке без зазоров. В этом случае муфты получаются меньших размеров.

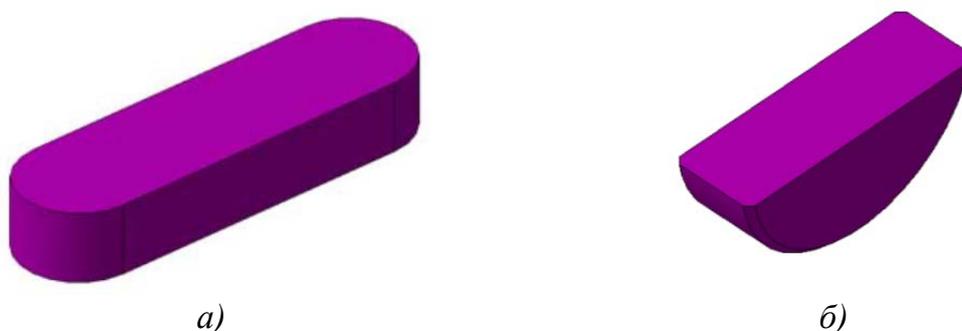


Рис. 11. Шпонки: а – призматическая; б – сегментная

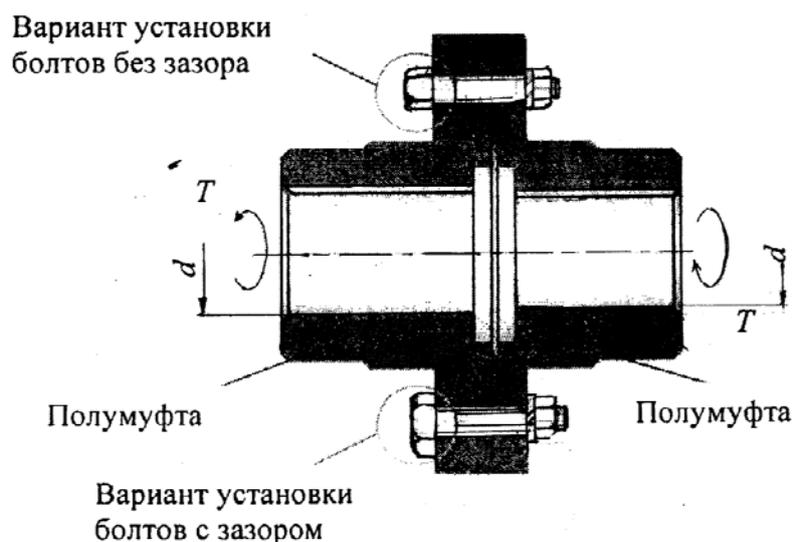


Рис. 12. Фланцевая муфта

Предварительно до установки полумуфт следует обеспечить соосное расположение выходных валов электродвигателя и редуктора (рис. 13).

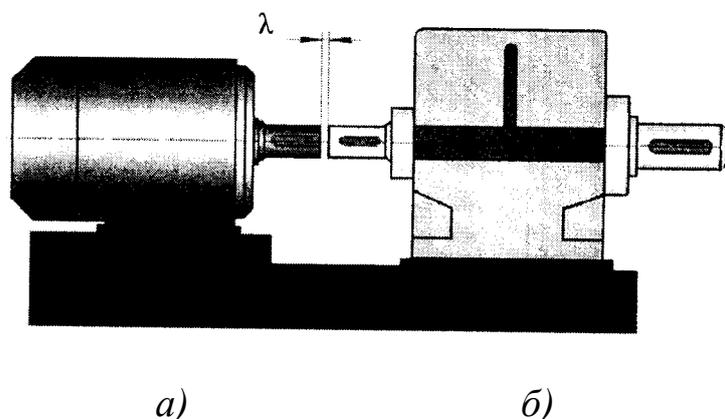


Рис. 13. Требования к соосной установке выходных валов электродвигателя (а) и редуктора (б) до их соединения муфтой

## 7.2. Последовательность работы

В курсовой работе предусмотрен проектировочный расчет валов. Рекомендуется следующая последовательность выполнения работы:

- а) выбор материала для валов;
- б) проектировочный расчет валов;
- в) расчет подшипников качения (п. 8), выполняющих роль опор валов.
- г) уточнение размеров посадочных мест под подшипники, уплотнительные манжеты, полумуфты и шпоночные пазы;
- д) эскизная компоновка редуктора (п. 10) в части определения длины отдельных участков валов на основе расчетов габаритных размеров зубчатых колес;

В прил. 4 приведены образцы элементов конструкции редуктора и значения их параметров, которые рекомендуется использовать при проектировании.

## 7.3. Материалы для валов

Для валов применяют углеродистые и легированные стали, в качестве заготовок – прокат, штамповки (в массовом производстве) или поковки. Для валов рекомендуется применять качественные углеродистые и легированные стали марок 45 по ГОСТ 1050-89; 40Х, 40ХН по ГОСТ 543-71.

Основным видом термической обработки валов служит улучшение. Для конструкций вида «вал-шестерня» (рис. 14) после улучшения применяется закалка ТВЧ зубьев шестерни, предварительно до закалки нарезанных червячной фрезой.

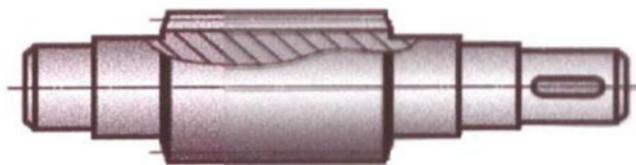


Рис. 14. Конструкция вала-шестерни  
(на местном разрезе – зуб шестерни)

Механические характеристики сталей, наиболее часто применяемых для изготовления валов, даны в табл. 4.

#### 7.4. Конструкция вала-шестерни

Такая конструкция применяется, если расчетный диаметр вала близок к делительному диаметру шестерни. Это приводит к проблеме изготовления шестерни. На рис. 15 показано, как решается эта проблема для различных сочетаний размеров вала и шестерни.

Если диаметр впадин ( $d_{fl}$ ) больше расчетного диаметра вала, обозначенного  $d_3$ , то проблем с нарезанием зубьев червячной фрезой не будет (рис. 15, а). В этом случае нет препятствий для входа и выхода фрезы.

Если расчетный диаметр вала равен делительному диаметру шестерни (рис. 15, б), то на валу следует предусмотреть с обеих сторон от шестерни участки для входа и выхода фрезы ( $l_b$ ). В остальных рассмотренных случаях (рис. 15, в и г) ширина этих участков ( $l_b$ ) должна быть увеличена.

#### 7.5. Проектировочный расчет валов

В ходе проектировочного расчета диаметры валов приближенно могут быть найдены по величине вращающего момента [11]

$$d_{\min} \geq 10 \sqrt[3]{\frac{T}{0,2[\tau]_k}}, \text{ мм}, \quad (42)$$

где  $T$  – расчетный вращающий момент на соответствующем валу (см. табл. 3), Н·м;  $[\tau]_k$  – допускаемое касательное напряжение на кручение, МПа.

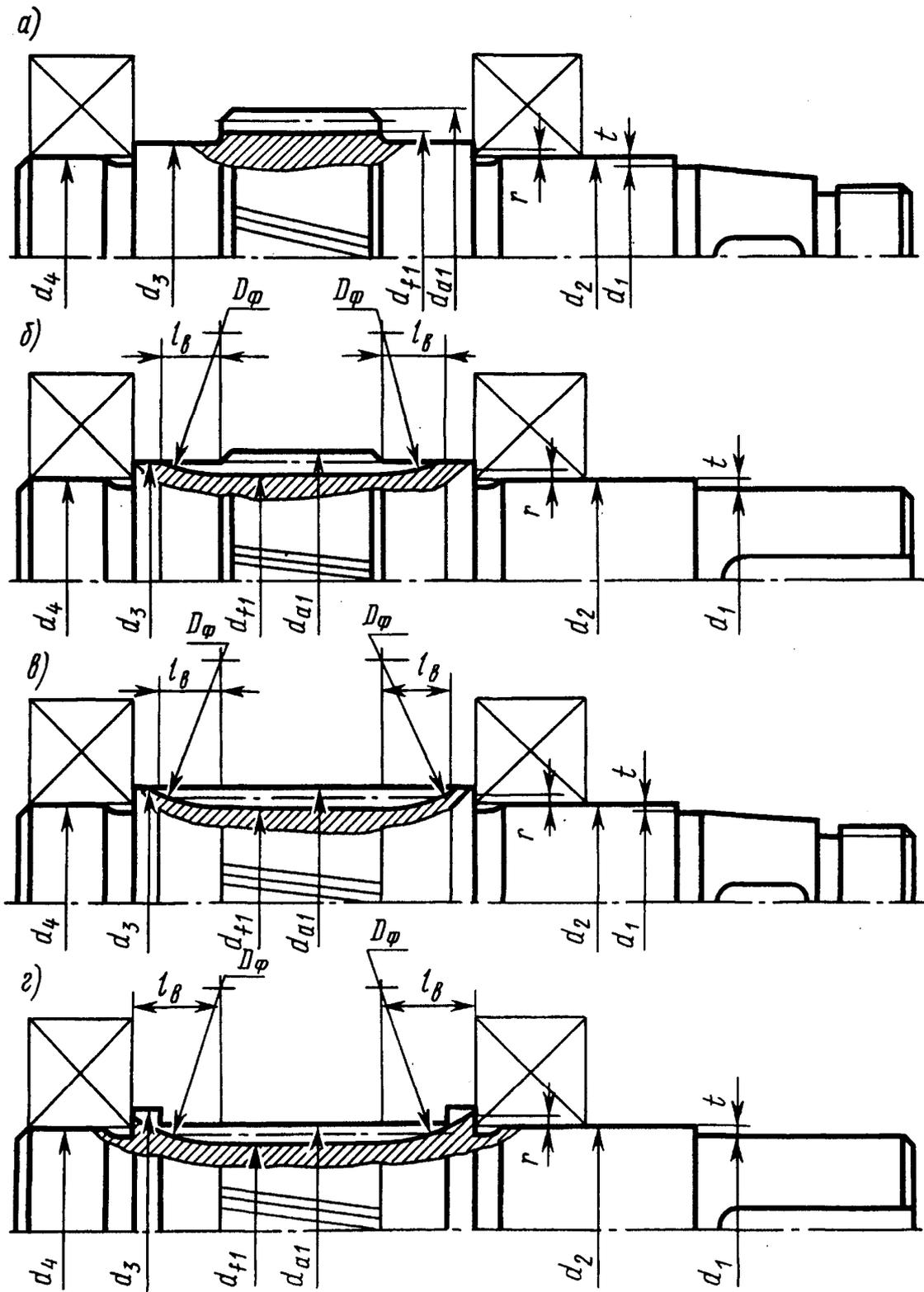


Рис. 15. Конструкции вала-шестерни [4]: а – расчетный диаметр вала  $d_3$  меньше диаметра впадин  $d_{\phi 1}$ ; б –  $d_3 = d$ ; в –  $d_3 = d_{\alpha 1}$ ; г –  $d_3 > d_{\alpha 1}$ .  
Размеры ступеней вала согласно прил. 4

Рекомендуется принимать для быстроходных валов  $[\tau]_k = 10 - 13$  МПа, для промежуточных  $[\tau]_k = 10 - 20$  МПа, для тихоходных валов  $[\tau]_k = 25 - 35$  МПа [11].

Если между двигателем и редуктором стоит муфта, то диаметр выходного конца быстроходного вала редуктора принимают равным  $d = (0,8 - 1,2) d_1$ , где  $d_1$  – диаметр выходного вала электродвигателя, приведенный в прил. 3.

В многоступенчатых редукторах диаметр ведомого вала под колесом  $i$ -й ступени  $d_i = (0,33 - 0,45) \alpha_{wi}$ , мм ( $\alpha_{wi}$  – межосевое расстояние  $i$ -й ступени).

Диаметры других участков валов назначаются по конструктивным соображениям. При этом следует обратить внимание на необходимость обеспечить возможность сборки вала с сопрягаемыми деталями.

Диаметры посадочных мест валов и корпусов редуктора под подшипники качения должны быть приняты с учетом соответствующих размеров подшипников (прил. 5).

По результатам расчетов принимается ближайшее большее значение диаметра вала из ряда стандартных чисел по ГОСТ 6636-69 (прил. 6).

## 8. ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ПОДШИПНИКОВ

### 8.1. Расчет составляющих сил в зацеплении и реакций опор

Для выбора подшипников следует определить значения сил, действующих в зацеплении, а также значения опорных реакций. Для этого используются соотношения в расположении зубчатых колес и опор, которыми служат подшипниковые узлы.

В косозубых передачах в зацеплении между зубьями действует сила, направленная по нормали к поверхностям зубьев в месте контакта. Для удобства расчетов эту силу раскладывают на три составляющие: окружную  $F_t$ , осевую  $F_a$  и радиальную  $F_r$  (рис. 16). Формулы для определения этих сил приведены в табл. 16.

Таблица 16. Формулы для определения сил в зацеплении

Тип зацепления	Силы, Н		
	Окружная	Радиальная	Осевая
Цилиндрические косозубые	$F_t = 2T_1 \cdot 10^3 / d_{w1}$	$F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha_\omega / \cos \beta$	$F_a = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta$
Цилиндрические прямозубые	$F_t = 2T_1 \cdot 10^3 / d_{w1}$	$F_r = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha_\omega$	–

В табл. 16 обозначены:  $T_1$  – вращающий момент на ведущем колесе, Н·м;  $d_w$  – диаметр начальной окружности этого же колеса, мм;  $\beta$  – угол наклона зуба колеса.

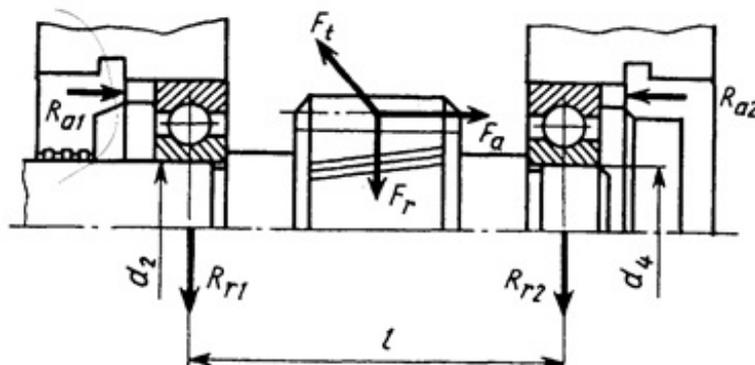


Рис. 16. Схема сил в зацеплении зубьев косозубой передачи [4]

В расчетах ввиду незначительной разницы в размерах вместо диаметра начальной окружности допускается принимать диаметр делительной окружности, т. е. принять  $d_w = d$  и угол зацепления  $\alpha_w = \alpha = 20^\circ$ .

В табл. 17 даны результаты уточненного расчета нагрузок на подшипники для рассматриваемого примера.

Таблица 17. Результаты определения сил, действующих на подшипниковые узлы

Параметр	Валы редуктора		
	Быстроходный	Промежуточный	Тихоходный
Вращающий момент, Н·м (табл. 3)	47,8	325,9	1111,0
Делительный диаметр зубчатых колес I ступени $d_1$ , мм (табл. 11)	34,74	245,26	–
Делительный диаметр зубчатых колес II ступени $d_2$ , мм (табл. 11)	–	80,5	280
Окружная сила $F_{t1}, F_{t2}$ , Н (табл. 16)	2752	2752	–
Окружная сила $F_{t3}, F_{t4}$ , Н (табл. 16)	–	8097	8097
Радиальная сила $F_{r1}, F_{r2}$ , Н (табл. 16)	1024	1024	–
Радиальная сила $F_{r3}, F_{r4}$ , Н (табл. 16)	–	2947	2947
Осевая сила $F_{a1}, F_{a2}$ , Н* <sup>1</sup> (табл. 16)	585	585	–
Равнодействующая окружных и радиальных сил I ступени $F_1$ , Н* <sup>2</sup>	2936	2936	
Равнодействующая окружных и радиальных сил II ступени $F_2$ , Н* <sup>2</sup>	–	8617	8617

Параметр	Валы редуктора		
	Быстроходный	Промежуточный	Тихоходный
Радиальная составляющая реакции опоры I ступени $R_{r1}$ , Н* <sup>3</sup>	2071	2071	–
Радиальная составляющая реакции опоры II ступени $R_{r2}$ , Н* <sup>3</sup>	–	6739	6739
Соотношение $s = R_{ri}/F_i$ * <sup>4</sup>	0,71	0,78	0,78

*Примечание:* \*<sup>1</sup> Осевая сила  $F_a$  уравнивается осевой составляющей  $R_a$  реакции одной из опор, поэтому они равны, т. е.  $R_a = F_a$ .

\*<sup>2</sup> Равнодействующая окружных  $F_t$  и радиальных  $F_r$  сил определяется по формуле  $F = \sqrt{F_t^2 + F_r^2}$ .

\*<sup>3</sup> Максимальная радиальная реакция опоры  $R_r = \sqrt{R_B^2 + R_r^2}$ , где  $R_B$  и  $R_r$  – соответственно вертикальная и горизонтальная составляющие реакции опоры, расположенной ближе к шестерне быстроходного вала и ближе к шестерне и колесу второй ступени для промежуточного и тихоходного валов. Значения этих составляющих определяются по эпюрам изгибающих моментов от проекций сил на валы в вертикальной и горизонтальной плоскостях. В таблице приведены уточненные значения опорных реакций  $Rr$  для первой и второй ступеней. Эти значения определены для выявления соотношения  $s = R_{ri}/F_i$ , которое оказалось в рассматриваемом примере в диапазоне  $s = (0,71 - 0,78)$ .

\*<sup>4</sup>  $i = 1$  или  $2$ , или  $3$  – относится соответственно к быстроходному, промежуточному или тихоходному валу.

Учитывая, что конструкция редукторов, проектируемых студентами, подобна конструкции, приведенной в примере, можно упростить определение реакций опор валов редуктора с целью подбора подшипников качения. Для числовых значений реакций опор можно использовать приближенную формулу

$$R_r = s \cdot F, \quad (43)$$

где  $s$  – коэффициент, который в соответствии с примечанием к табл. 17 можно принять равным  $s = 0,75$ , а  $F$  – равнодействующая окружных и радиальных сил.

## 8.2. Расчет подшипников и уточнение размеров посадочных мест под подшипники на валах

Опорами валов в редукторах служат подшипники качения (рис. 17), которые обычно содержат наружное кольцо 1, внутреннее кольцо 2, тела качения в виде шариков, роликов или игл 3, сепаратор, отделяющий тела качения друг от друга 4.

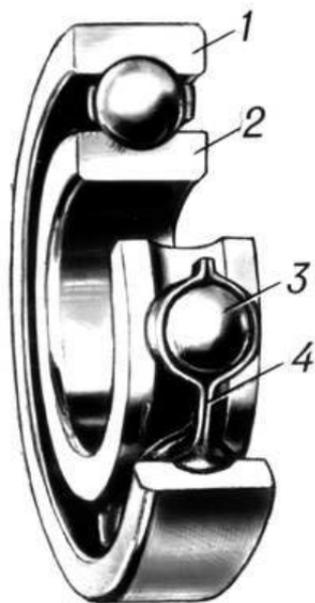


Рис. 17. Устройство подшипника качения [4]

При сборке подшипниковых узлов подшипники внутренними кольцами насаживаются на посадочные поверхности вала, а наружными устанавливаются в расточки корпуса редуктора. Валы обычно опираются на два подшипниковых узла.

Исходными данными для расчета подшипников являются составляющие опорных реакций. Радиальная составляющая  $R_r$  определяется по формуле (43) на основании значения равнодействующей окружных и радиальных сил  $F$  в зацеплении соответствующей ступени (см. табл. 17). Осевая составляющая  $R_a = F_a$  (см. прим. к табл. 17). Имеются в виду наиболее нагруженные опоры, расположенные близко к ведущим зубчатым колесам.

Кроме того, к исходным данным относятся угловые скорости валов  $\omega$ ,  $\text{с}^{-1}$  (см. табл. 3) и заданная долговечность редуктора  $L_h$ , ч. Результаты расчета для рассматриваемого примера сведены в табл. 18.

Таблица 18. Результаты расчета подшипниковых узлов

Параметр	Валы редуктора		
	Быстроходный	Промежуточный	Тихоходный
<b>Исходные данные</b>			
Радиальная составляющая реакции опоры $R_r$ , I ступень Н: (формула (43))	2202	2202	–
Радиальная составляющая реакции опоры $R_r$ , II ступень Н: (формула (43))		6463	6463
Осевая составляющая реакции опоры $R_a$ , I ступень Н: (табл. 17)	585	585	–
Угловая скорость $\omega$ , $\text{с}^{-1}$ (табл. 3)	152	21,4	6,0
Долговечность редуктора $L_h$ , ч	12000	12000	12000
Расчётный диаметр вала $d_{\min}$ , мм (формула (42))	25,2	42	57
Стандартный диаметр вала $d$ , мм (прил. 6)	28	48	60
Внутренний диаметр подшипника, мм	25	45	55
Подшипник легкой серии (прил. 5): предварительный выбор * <sup>1</sup>	36205	36209	211

Параметр	Валы редуктора		
	Быстроходный	Промежуточный	Тихоходный
Динамическая радиальная грузоподъемность этих подшипников $C, Н$ (прил. 3)	16 700	41 200	43 600
Статическая радиальная грузоподъемность этих подшипников $C_0, кН$ (прил. 3)	9,1	25,1	25
<b>Расчёт</b>			
Коэффициент вращения $V$	1	1	1
Коэффициент безопасности $K\sigma$	1,2	1,2	1,2
Температурный коэффициент $K\tau$ (при $t$ масла меньше $100\text{ }^\circ\text{C}$ )	1	1	1
Относительная осевая нагрузка на подшипник $R_a/C_0$ * <sup>2</sup>	0,064	0,023	–
Предельное значение отношения осевой нагрузки к радиальной « $e$ » * <sup>3</sup>	0,38	0,33	–
Расчётное значение отношения осевой нагрузки к радиальной $R_a/VR_r$ (коэф. $V = 1$ ) * <sup>4</sup>	$0,27 < e$	$0,091 < e$	–
Коэффициент $X$	1	1	1
Коэффициент $Y$	0	0	0
Эквивалентная динамическая нагрузка на подшипники $RE, Н$ (формула (45))	2642	7756	7756
Требуемая расчетная динамическая грузоподъемность подшипника $C_{тр}, Н$ (46)	26 812	40 947	26 800
Номера принятых подшипников средней и легкой серий	46305	46308	211
Динамическая грузоподъемность принятого подшипника $C, Н$	26 900	50 800	43 600

В табл. 18 значками обозначено: \*<sup>1</sup> Предварительно подшипники выбирают по конструктивным соображениям, в частности, по диаметру вала в посадочном месте под подшипник. Если после проверки подшипников на динамическую грузоподъемность окажется, что они не выдерживают расчетных нагрузок, то по таблицам прил. 5 следует подобрать им замену \*<sup>2</sup>. При определении относительной осевой нагрузки на подшипник по формуле  $R_a/C_0$  значения статической грузоподъемности  $C_0$  следует подставлять не в килоньютонах, а в ньютонах \*<sup>3</sup>. Предельное значение отношения осевой нагрузки к радиальной « $e$ » находится по табл. 5.4 прил. 5. Оно необходимо для определения коэффициентов  $X$  и  $Y$ . В этой таблице отношение « $e$ » находят по зна-

чению относительной осевой нагрузки на подшипник  $R_a / C_0$ . В рассматриваемом примере для радиально-упорного подшипника типа 36000 быстроходного вала для относительной нагрузки  $R_a / C_0 = 0,064$  нет прямого соответствия значения «е». Поэтому приходится применять интерполяцию. В табл. 5.4 прил. 5 значению  $R_a / C_0 = 0,057$  соответствует значение  $e = 0,37$ , а  $R_a / C_0 = 0,086$  соответствует  $e = 0,41$ . Поэтому для значения  $R_a / C_0 = 0,064$  принято  $e = 0,38$ . Аналогично для промежуточного вала по значению  $R_a / C_0 = 0,023$  принято  $e = 0,33$ <sup>\*4</sup>. В результате расчётные значения отношения осевой нагрузки к радиальной  $R_a / V R_r$  оказались меньше предельных значений «е». Поэтому для всех валов коэффициенты  $X = 1$ , а  $Y = 0$ , т. е. следует учитывать только радиальную нагрузку, а осевой нагрузкой можно пренебречь (формула (44)).

На первом этапе следует определить диаметры валов по формуле (42) и выбрать для них ближайшие большие стандартные значения размеров согласно прил. 2.

Размеры посадочных мест на концах валов под подшипники качения должны быть кратными пяти в соответствии со значениями внутренних диаметров подшипников. Подшипники выбираются из таблиц прил. 5.

Первая ступень редуктора состоит из косозубых зубчатых колёс, в зацеплении которых возникают осевые силы. Поэтому для быстроходного и промежуточного валов рекомендуется применять шариковые радиально-упорные подшипники типа 36000 или подобных типов.

Для тихоходного вала, у которого нет осевой нагрузки, применяют радиальные подшипники типа 0000. Такие же подшипники используют для всех валов при проектировании редуктора по схеме № 3 (см. рис. 1). По этой схеме первая ступень состоит из двух косозубых шестерен на быстроходном валу и двух косозубых колес на промежуточном валу с одинаковыми по значению углами наклона зубьев, которые направлены противоположно для каждого вала. В результате возникающие одинаковые по значению, но противоположно направленные осевые силы взаимно уравниваются.

Для подобных целей применяются также шевронные зубчатые колеса. По сути схема № 3 представляет собой разнесенные вдоль оси вала полушевроны.

В таких конструкциях достигаются положительные эффекты от применения косозубых зубчатых колес для повышения долговечности

и снижения шума передач. В то же время исключается воздействие на подшипники осевых сил, возникающих в зацеплении. Недостаток вызывается усложнением и удорожанием конструкции редуктора.

Исходными данными к расчёту подшипников служат динамическая  $C$  и статическая  $C_0$  радиальные грузоподъемности, выражаемые в ньютонах. Расчет на долговечность основан на динамической грузоподъемности  $C$ , представляющей собой постоянную эквивалентную нагрузку, которую подшипник может выдержать в течение  $10^6$  оборотов (одного миллиона оборотов) при частоте вращения более  $1 \text{ мин}^{-1}$  ( $\text{мин}^{-1}$  означает оборот в минуту, т. е. ранее применяющееся обозначение об/мин).

Статическая грузоподъемность подшипника  $C_0$  – это такая статическая нагрузка, при которой общая остаточная деформация тела качения (шарика или ролика) или колец в наиболее нагруженной зоне не превышает  $0,0001$  диаметра тела качения при частоте вращения до  $1 \text{ мин}^{-1}$ . Для редукторов расчет на статическую грузоподъемность не проводится. В то же время этот параметр используется в расчете динамической грузоподъемности.

На первом этапе расчета на долговечность необходимо определить эквивалентную динамическую нагрузку на подшипники по формуле [11]

$$R_E = (XVR_r + YR_a)K_\sigma K_\tau, \quad (44)$$

где  $X$  и  $Y$  – коэффициенты радиальной  $R_r$  и осевой  $R_a$  нагрузок соответственно, они определяются по табл. 5.4 прил. 5;  $V$  – коэффициент вращения.  $V = 1$  при вращении внутреннего кольца по отношению к направлению нагрузки, как это происходит для валов редуктора. При неподвижном по отношению к направлению нагрузки внутреннем кольце  $V = 1,2$ ;  $R_r$  – наибольшая из двух радиальных нагрузок, которая действует на одной из опор вала, Н;  $R_a$  – осевая нагрузка на подшипник, или осевая составляющая нагрузки, действующей на подшипник, Н;  $K_\sigma = 1,2 - 1,4$  – коэффициент безопасности;  $K_\tau = 1$  – температурный коэффициент (при температуре масла меньше  $100^\circ\text{C}$ ).

Для нахождения значений коэффициентов  $X$  и  $Y$  определяется относительная осевая нагрузка  $R_a / C_0$  для выбранного подшипника (табл. 5.1 – 5.3 прил. 5). Табл. 5.4 прил. 5 позволяет определить коэффициент «е» по значению относительной осевой нагрузки  $R_a / C_0$ . Этот

коэффициент отражает предельное значение отношения осевой нагрузки к радиальной  $R_a/VR_r$ , где  $V$  – коэффициент вращения.

Если расчетное значение этого отношения не превысит предельного значения, т. е.  $R_a/VR_r \leq e$ , то принимаются значения коэффициентов  $X = 1$  и  $Y = 0$ . Это значит, что в дальнейшем расчете будет учитываться только радиальная составляющая реакции опоры. Такой результат получен в примере расчета (см. табл. 18).

Если расчетное значение превысит предельное значение «е», то следует учитывать обе составляющие. В этом случае коэффициенты  $X$  и  $Y$  определяются по табл. 5.4 прил. 5.

Как следует из результатов расчета (см. табл. 18), формула (44) для определения эквивалентной динамической нагрузки  $R_E$  на подшипники всех трёх валов в данном примере упрощается

$$R_E = R_r K_\sigma. \quad (45)$$

Результаты расчета по этой формуле также приведены в табл. 18.

Требуемая расчетная динамическая грузоподъемность подшипника  $C_{тр}$ , Н, зависит от эквивалентной динамической нагрузки  $R_E$  и заданной долговечности редуктора  $L_h$ .

$$C_{тр} = R_E \cdot \sqrt[m]{573 \cdot \frac{\omega \cdot L_h}{10^6}}, \quad (46)$$

где  $m$  – показатель степени корня ( $m = 3$  – для шариковых подшипников и  $m = 3,33$  – для роликовых);  $L_h$  – требуемая долговечность, ч;  $\omega$  – угловая скорость,  $c^{-1}$ .

Для проверки пригодности предварительно выбранных в рассматриваемом примере подшипников легкой серии (для быстроходного вала – 36205, для промежуточного – 36209 и для тихоходного – 211) следует сравнить их динамическую грузоподъемность  $C$  с требуемой расчетной динамической грузоподъемностью для этих подшипников  $C_{тр}$ . Как следует из табл. 18, у подшипников быстроходного и промежуточного валов грузоподъемность оказалась меньше требуемой, т. е.  $C < C_{тр}$ . Следовательно, эти подшипники не удовлетворяют требованиям долговечности и должны быть заменены. Подобраны следующие подшипники, удовлетворяющие требованиям долговечности: для быстроходного – 46305, для промежуточного вала – 46308, для тихоходного вала оставлен подшипник 211.

При выборе подшипника быстроходного вала важно было не увеличивать диаметр вала под посадочное место подшипника ( $d = 25$  мм), так как вал-шестерня быстроходной ступени имеет диаметр впадин

зубьев меньше 30 мм ( $d_f = 29, 74$  мм (см. табл. 11)). Для того чтобы нарезать зубья червячной фрезой без повреждения вала, диаметры вала в непосредственной близости к зубчатому венцу должны быть меньше диаметра впадин. Это обеспечивается размером выбранного подшипника. Для промежуточного вала удалось подобрать подшипник меньшего размера. В этом случае нет ограничений по размерам подшипников, валов и зубчатых венцов.

## 9. РАСЧЕТ ШПОНОЧНОГО СОЕДИНЕНИЯ

Чертеж шпоночного соединения показан на рис. 10, а стандартные значения даны в подп. 4.6.3 прил. 4.

Призматические шпонки (см. рис. 11, а) проверяются на работоспособность по напряжениям смятия  $\sigma_{см}$  и среза  $\tau_{ср}$ . Условия прочности на смятие и срез выражаются формулами соответственно [11]:

$$\sigma_{см} = \frac{2T}{Zkl(d+k)} \leq [\sigma_{см}]; \quad (47)$$

$$\tau_{ср} = \frac{2T}{Zbld} \leq [\tau_{ср}], \quad (48)$$

где  $T$  – вращающий момент, Н · мм;  $Z$  – число шпонок;  $k$  – высота выступающей части шпонки, мм;  $l$  – длина шпонки, мм;  $d$  – диаметр вала, мм;  $b$  – ширина шпонки, мм;  $[\sigma_{см}]$  – допускаемое напряжение смятия, МПа;  $[\tau_{ср}]$  – допускаемое напряжение среза, МПа.

Смятие поверхностей шпонки, контактирующей с поверхностями пазов в ступице колеса и вала, носит местный характер, так как напряжения сжатия быстро затухают по мере удаления от поверхности контакта. Поэтому допускаемое напряжение смятия принимается значительно бóльшим, чем при осевом сжатии [12]

$$[\sigma_{см}] = (2 - 2,5)[\sigma], \quad (49)$$

где  $[\sigma]$  – допускаемое напряжение при осевом сжатии, МПа.

Расчет на срез считается обязательным видом расчета, так как при срезе шпоночное соединение, а вместе с ним и весь механизм выходят из строя.

Напряжение среза является касательным напряжением. Это напряжение связано с допускаемым нормальным напряжением при растяжении или сжатии зависимостью [12]

$$[\tau_{ср}] = 0,5[\sigma]. \quad (50)$$

Для материала шпонки из стали 45 после нормализации (т. е. из проката) до твердости 163 – 192 НВ или улучшения до твердости 235 –

265 НВ пределы текучести  $\sigma_T$  соответственно равны 320 и 540 МПа (см. табл. 4). При коэффициенте запаса  $n = 2$  нормальное допускаемое напряжение  $[\sigma] = \frac{\sigma_T}{n}$  соответственно равно 160 и 270 МПа, касательное  $[\tau_{ср}]$  по формуле (50) – 80 и 135 МПа, а напряжение смятия  $[\sigma_{см}]$  по формуле (49) – 320 и 540 МПа. Выбор материала для шпонок зависит от их нагруженности.

Расчет шпоночного соединения для рассматриваемого примера расчета редуктора содержится в табл. 19. В результате расчета установлено, что по срезу и смятию условие прочности выполняется для шпонок из нормализованной стали 45.

Существует рекомендация в качестве критерия оптимизации параметров шпоночного соединения принимать ограничение недогрузки соединения не более 20 % или его перегрузки до 10 % от расчетной нагрузки [11].

С этой целью при компоновке редуктора следует проанализировать возможность изменения длины шпонки и ступицы колеса, а также материала и других параметров шпонки.

Таблица 19. Результаты расчета шпоночного соединения зубчатых колёс I и II ступеней с промежуточным и тихоходным валами

Ведомое колесо	Вал		Зубчатый венец			Ступица, мм		Вращающий момент	
	$d_B$ , мм (табл. 18)		Ширина $b$ , мм (табл. 11)			Диаметр* <sup>1</sup> $D_{ст} \geq 1,6 d_B$	Длина* <sup>2</sup> $L_{ст} = (1 - 2)d_B$	$T$ , Н·м (табл. 3)	
I ступени	48		38			80	50	325,9	
II ступени	60		45			100	60	1 111	
Ведомое колесо	Шпонка, мм п. 4.1.6 (прил. 4)					Напряжение, МПа		Допускаемое напряжение, МПа	
	$b$	$h$	$L$ * <sup>3</sup>	$t_1$ * <sup>4</sup>	$k$ * <sup>5</sup>	среза $\tau_{ср}$ по (50)	смятия $\sigma_{см}$ по (49)	среза $[\tau_{ср}]$	смятия $[\sigma_{см}]$
I ступени	14	9	36	5,5	3,5	26,95	100,5	80	320
II ступени	18	11	42	7	4	49,0	206,7	80	320

*Примечание.* \*<sup>1</sup> Рекомендуемый диаметр ступицы  $D_{ст} = (1,6 - 2) d_B$  [11].  
\*<sup>2</sup> Окончательная длина ступицы определяется по результатам расчета шпонки на срез. Причём длина шпонки выбирается из ряда в подп. 4.1.6 прил. 4. \*<sup>3</sup> Расчетная длина шпонки  $L = L_{ст} - b$ , так как концы шпонок длиной  $b/2$  не работают.  
\*<sup>4</sup>  $t_1$  – глубина паза вала, мм (см. прил. 4, подп. 4.1.6). \*<sup>5</sup>  $k$  – высота выступающей части шпонки, мм. Определяется по формуле  $k = h - t_1$ .

## 10. ЭСКИЗНАЯ КОМПОНОВКА РЕДУКТОРА

### 10.1. Конструирование корпуса редуктора

При разработке конструкции редуктора следует руководствоваться стандартом [3]. Эскизная компоновка редуктора выполняется на основе расчетных значений размеров зубчатых колес, валов, размеров выбранных подшипников с учетом рекомендуемых параметров конструктивных элементов корпусных и крепежных деталей, зубчатых колес, валов и подшипников редуктора согласно прил. 4, 5 и 7.

Корпус редуктора служит для размещения зубчатых передач, защиты их от загрязнений, обеспечения смазки деталей и восприятия действующих сил. Корпусные детали обычно отливают из серого чугуна. Корпус горизонтального цилиндрического редуктора выполняется разъемным, нижняя часть которого называется основанием, верхняя часть – крышкой [4].

Для технологичности, эстетичности и прочности рекомендуется прямоугольная форма корпуса с гладкими наружными стенками без выступающих конструктивных элементов. Подшипниковые бобышки и ребра размещаются внутри. Крышки подшипниковых узлов преимущественно врезные. Фундаментные лапы не выступают за габариты корпуса (рис. 18) [4].

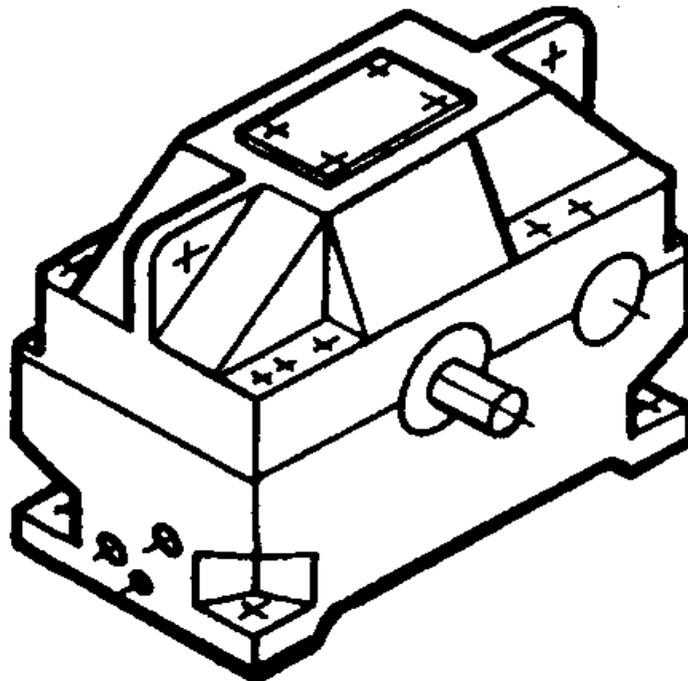


Рис. 18. Внешний вид цилиндрического горизонтального одноступенчатого редуктора

Габаритные размеры корпуса определяются размерами расположенных внутри зубчатых передач. Вертикальные стенки корпуса должны быть перпендикулярны основанию, верхняя плоскость крышки корпуса – параллельна основанию. Пары зубчатых колес редуктора вписываются в параллелепипед (рис. 19) [4].

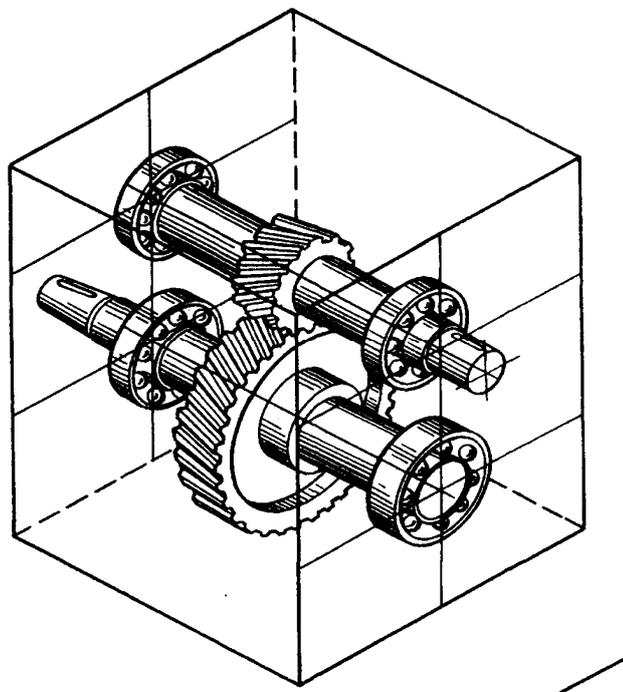


Рис. 19. Определение габаритных размеров одноступенчатого цилиндрического редуктора

Учитывая изложенное, следует иметь в виду, что проектирование зубчатых передач первой и второй ступени, валов и подшипниковых узлов, размеры которых определены расчетом, целесообразно выполнять во взаимосвязи с конструированием корпуса редуктора.

Толщина стенок и ребер основания и крышки редуктора определяется по формуле [4]

$$\delta = 1,12 \sqrt[4]{T_2} \geq 6 \text{ мм}, \quad (51)$$

где  $T_2$  – вращающий момент на тихоходном валу, Н·м.

Корпуса горизонтальных цилиндрических редукторов обычно содержат пять фланцев:

- 1-й – фундаментный фланец основания корпуса (прил. 4, подп. 4.1.2, 4.1.3, 4.1.4, 4.1.10);
- 2-й – фланец подшипниковой бобышки основания и крышки корпуса (прил. 4, подп. 4.1.1, 4.1.5, 4.1.6);

3-й – соединительный фланец основания и крышки корпуса (прил. 4, подп. 4.1.7, 4.1.8);

4-й – фланец крышки подшипникового узла (прил. 4, пп. 4.2);

5-й – фланец крышки смотрового люка (прил. 4, подп. 4.1.11).

На рисунках прил. 4, п. 4.1 приняты следующие обозначения конструктивных элементов фланцев:  $K$  – ширина,  $C$  – координата оси отверстия под винт или болт,  $D_0$  и  $b_0$  – диаметр и высота опорной поверхности под головку винта (болта),  $d_0$  – диаметр отверстия под винт (болт), который выбирают по табл. 20 в зависимости от диаметра  $d$  соответствующего крепежного винта (болта). К диаметру  $d$  привязаны размеры других конструктивных элементов фланцев. Значение этого диаметра зависит от рассматриваемого фланца. Самые большие размеры диаметра винта или болта применяются для крепления к фундаменту фланца № 1 (фланец фундаментного основания корпуса), для этого фланца диаметру винта (болта) присвоен индекс 1:  $d_1$ . Самые маленькие размеры диаметра винта или болта – для крепления крышки смотрового люка к фланцу № 5, его обозначение:  $d_5$ . Соответственно по номерам фланцев обозначены индексы к  $d$  для винтов (болтов) этих фланцев. Размеры этого диаметра зависят, кроме того, от главного геометрического параметра редуктора, в качестве которого принимается межосевое расстояние второй ступени  $\alpha_{w2}$ . В табл. 20 приведены значения диаметров винтов (болтов) для всех пяти фланцев.

Таблица 20. Диаметр винтов (болтов)  $d$  фланцев [4]

Главный геометрический параметр, мм	$d_1$	$d_2$	$d_3$	$d_4$	$d_5$
$100 \leq \alpha_{w2} < 160$	M14	M12	M10	M8	M6
$160 \leq \alpha_{w2} < 250$	M16	M14	M12	M10	M6

*Примечания* [4]: 1. Фундаментный фланец редуктора 1 крепится к раме (плите) болтами с шестигранной головкой или шпильками с диаметром стержня  $d_1$  и соответствующими гайками (прил. 7, пп. 7.1 и 7.4).

2. Фланцы подшипниковой бобышки крышки и основания корпуса 2 соединяются винтами диаметром стержня  $d_2$  с цилиндрической головкой и шестигранным углублением под ключ (прил. 7, п. 7.2). Также соединяются фланцы 3 крышки и основания корпуса на продольных длинных сторонах редуктора, объединенные с фланцами 2 (диаметр стержня винта  $d_2, d_3$ ).

3. Торцовые крышки подшипниковых узлов крепятся к фланцу 4 винтами диаметром стержня  $d_4$  с цилиндрической головкой и шестигранным углублением под ключ (прил. 7, п. 7.2).

4. Крышка смотрового люка крепится к фланцу 5 различными винтами диаметром  $d_5$  со шлицем под отвертку (прил. 7, п. 7.3).

Значения конструктивных элементов фланцев, изображенных на чертежах прил. 4, п. 4.1, содержатся в табл. 21.

Таблица 21. Конструктивные элементы фланцев, мм [4]

Элемент	Диаметр винта (болта) $d$											
	М6		М8		М10		М12		М14		М16	
фланца	Винт	Болт	Винт	Болт	Винт	Болт	Винт	Болт	Винт	Болт	Винт	Болт
К	13	16	18	22	22	27	26	32	31	38	35	43
С	6	7	9	10	11	12	13	14	16	17	18	19
$D_0$	11	–	15	18	18	20	20	24	24	26	26	30
$b_0$	8	–	11	–	13	–	16	–	18	–	21	–
$d_0$	7		9		11		14		16		18	

*Примечание.* Размер  $b_0$  для головок болтов (гаек) устанавливается конструктивно.

В качестве образца для проектирования на рис. 20 приведен сборочный чертеж цилиндрического одноступенчатого редуктора со шкивом на быстроходном валу и полумуфтой, связывающей тихоходный вал с приводимой рабочей машиной (на чертеже не показана). На рис. 20, *а* дан главный вид, а на рис. 20, *б* – вторая проекция: вид по стрелке АА [4], причем на этих видах изображение редуктора повернуто на  $90^\circ$  против часовой стрелки.

Хотя это одноступенчатый редуктор, но чертеж содержит все элементы корпусных деталей, валов, зубчатых колес и других деталей, которые будут полезными при проектировании заданного двухступенчатого горизонтального редуктора.

На рис. 20, *а* видно, что разрез по стрелке АА совпадает с плоскостью контакта фланцев основания (нижняя часть) и крышки (верхняя часть) корпуса. Поэтому поверхности контактирующих поверхностей фланцев в разрез не попадают и не штрихуются на чертеже (см. рис. 20, *б*).

В разрез попали и заштрихованы ступицы, диски и ободы ведомого зубчатого колеса и шкива, крышки подшипников, дистанционные кольца, уплотнительные манжеты, наружные и внутренние кольца подшипников, полумуфта, поперечные сечения болтов и штифтов (см. рис. 20, *б*). В разрез попали, но не штрихуются по правилам черчения валы, шпонки, тела качения (шарики) подшипников. Для того чтобы показать зуб вала-шестерни и шпонку шкива, сделаны местные разрезы.

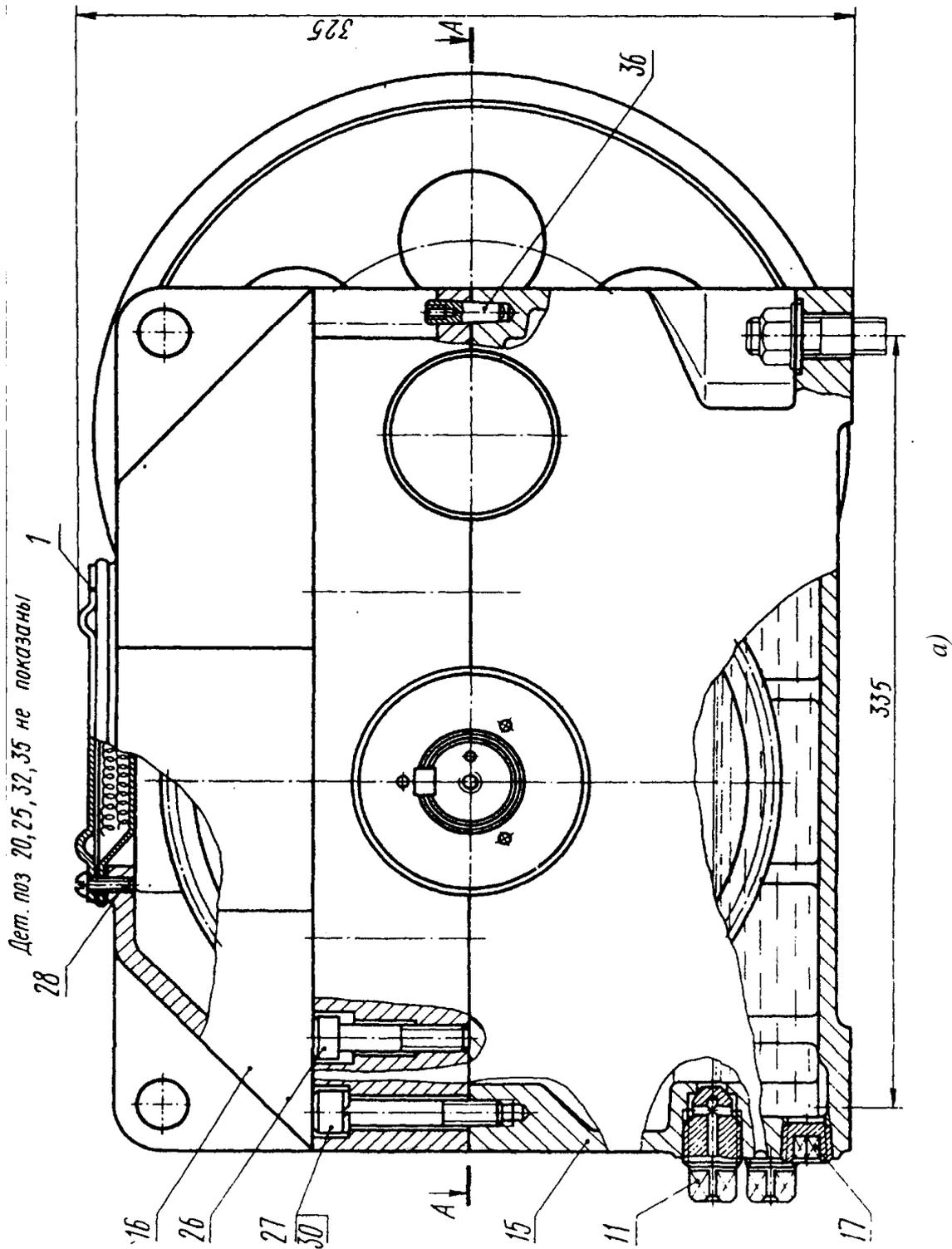
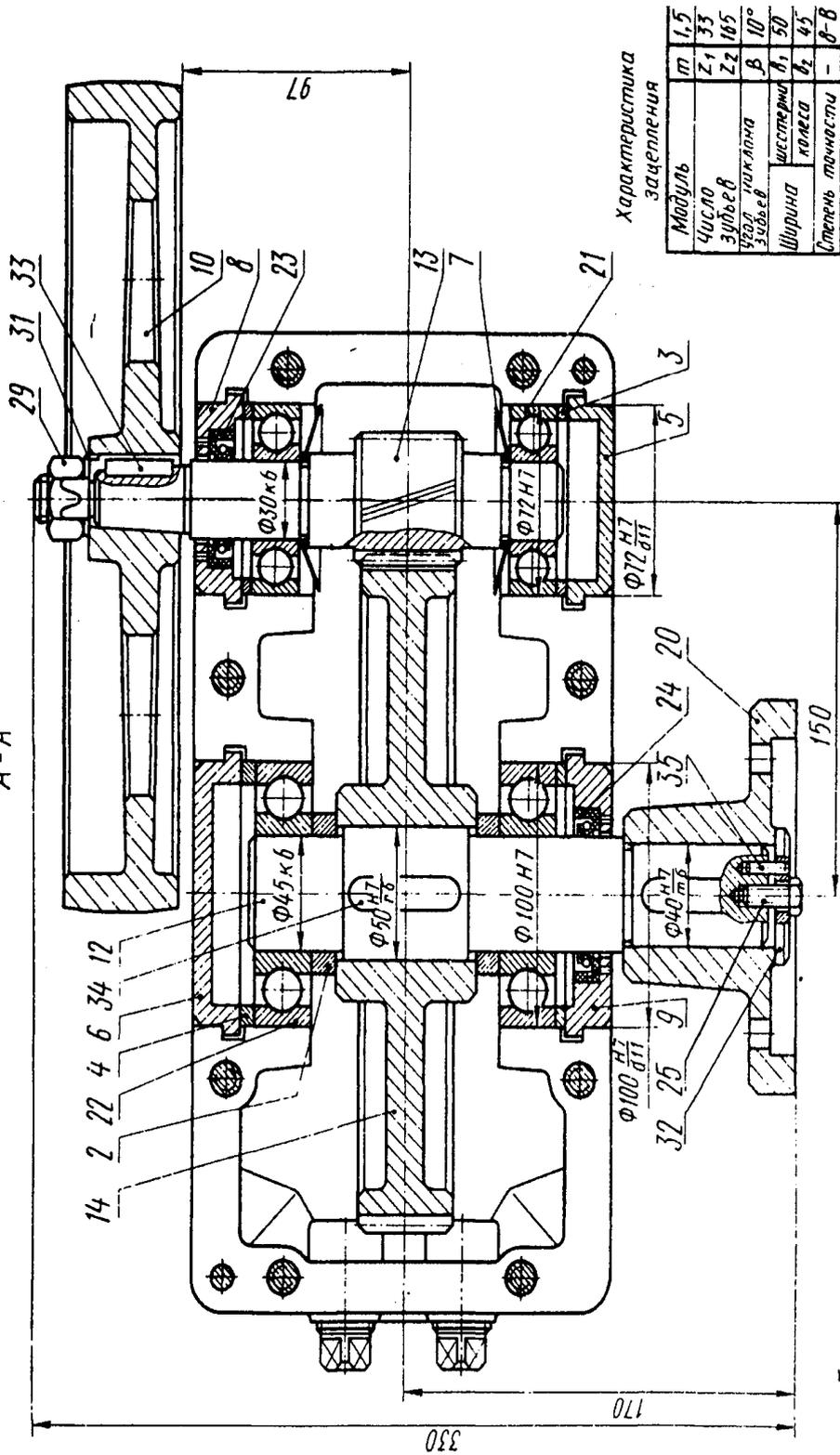


Рис. 20. Сборочный чертеж цилиндрического горизонтального одноступенчатого редуктора со шкивом и полумуфтой (главный вид). Полумуфта, шайба, болт и штифт не показаны [4] (окончание на с. 62)

A-A



Характеристика  
защелки

Модуль	m	1,5
Число зубьев	Z <sub>1</sub> Z <sub>2</sub>	33 / 165
Угол наклона	β	10°
Ширина шестерни	b	50
Степень точности	к	4-5
		8-8

Техническая характеристика

1. Передаточное число редуктора и т.д.
2. Вращающий момент на тихоходном валу  $T_2 = 295$  Н·м.
3. Частота вращения выстроходного вала  $n_2 = 360$  об/мин.

Технические требования

1. Размеры для справок
2. Редуктор заливать маслом: индустриальное И.Г.А. 46 ГОСТ 17474 4-81
3. Получается эксплуатировать редуктор с применением от горизонтального положения на угол до 5°. При этом валом быть обгладчен фрезой масло, достаточной для смазки защелки

АБВГ.303.115.094СБ	
Редуктор шлицевый	1:1
одноступенчатый	80
Сварочный чертеж	
Группа	

б)

Рис. 20. Окончание (начало на с. 61)

Прежде всего при разработке конструкции редуктора следует приблизительно выделить места на будущем сборочном чертеже для размещения его проекций.

Вверху на главном виде должна быть проекция корпуса с основанием и крышкой как на чертеже рис. 20, *а*. Внизу – вторая проекция: разрез по плоскости контакта фланцев основания и крышки, т. е. вид сверху на основание корпуса в сборе с деталями со снятой крышкой. Такой вид позволяет показать зубчатые передачи первой и второй ступеней, валы в сборе с зубчатыми колесами, подшипниками, манжетами уплотнения, крышками подшипниковых узлов выполняют как на чертеже рис. 20, *б*.

Компоновку следует начинать со второй проекции. Для этого, прежде всего, проводятся вертикальные штрихпунктирные линии, соответствующие осям быстроходного, промежуточного и тихоходного валов с межосевыми расстояниями, полученными в результате расчетов. На главном виде на продолжениях этих осей должны располагаться центры крышек подшипников соответствующих валов. Эти центры определяются пересечением указанных осей с горизонтальной осью, совпадающей с плоскостью контакта фланцев основания и крышки корпуса.

Пример эскизной компоновки двухступенчатого горизонтального редуктора (вид сверху со снятой крышкой) лучше рассмотреть на рис. 21. Проведенные оси валов должны служить базой для конструирования зубчатых колес, валов, подшипников и других деталей редуктора в сборе.

В проекции на рис. 21 допущены ошибки: не заштрихованы детали, попадающие в разрез. Для устранения ошибок следует учесть образец выполнения чертежа на рис. 20, *б*.

Числовые значения параметров зубчатых передач и деталей, содержащиеся в расчетно-пояснительной записке, должны быть отражены на сборочном чертеже и чертежах деталей. Рекомендации по конструкции и значениям параметров элементов корпуса редуктора и деталей, необходимые при проектировании, содержатся в прил. 4, 5 и 7.

Графическую часть работы лучше выполнять на ватмане в формате А1 и масштабе 1:1. Для тонких линий (осевых, выносных и т. п.) применяются твердые конструкторские карандаши, для контурных линий – более мягкие. Желательно показывать проект преподавателю в тонких линиях, а затем обводить контурные линии.

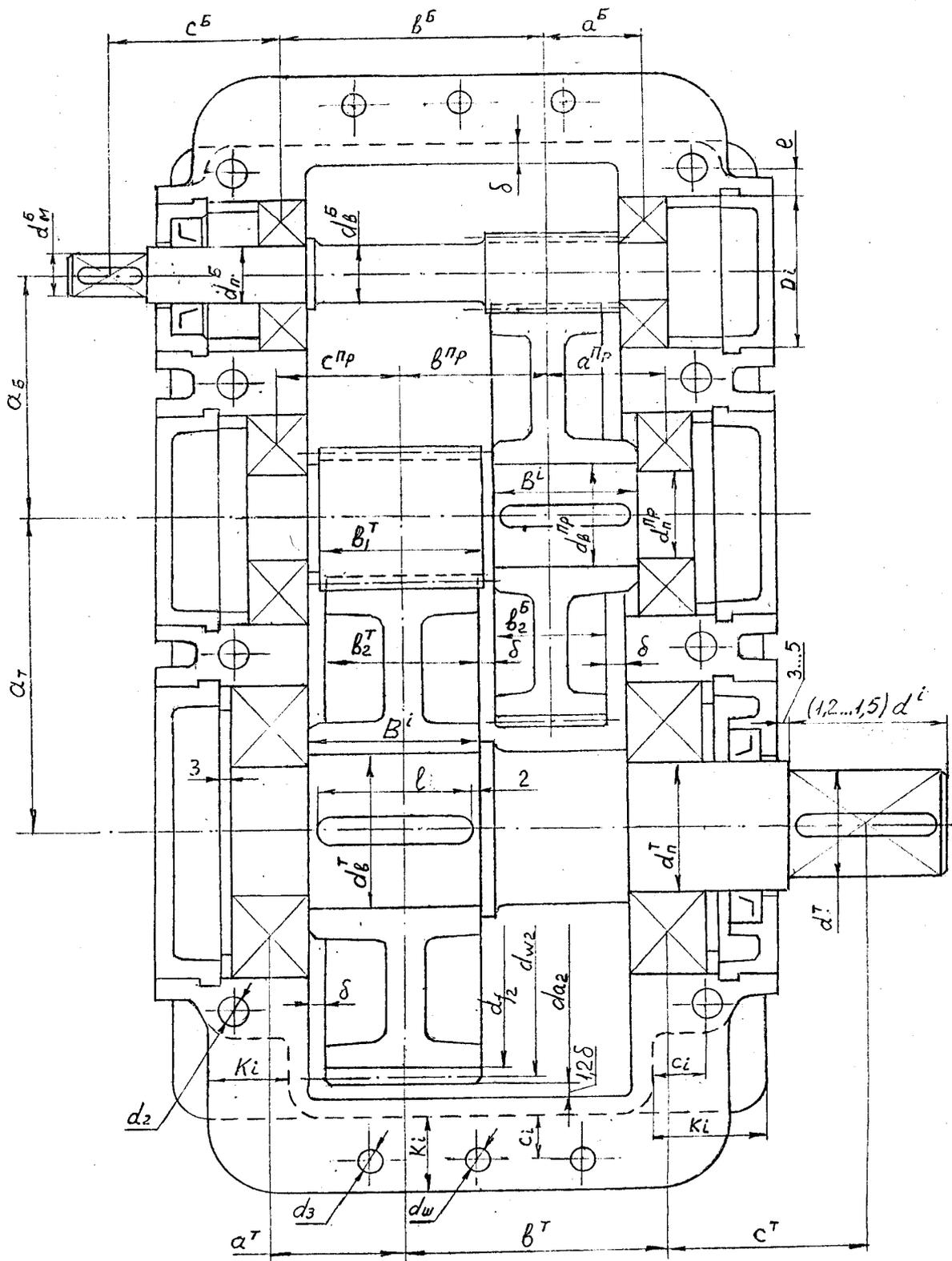


Рис. 21. Эскизная компоновка цилиндрического двухступенчатого горизонтального редуктора (вид сверху со снятой крышкой)

## 10.2. Конструирование зубчатых колес с валами и подшипниками в сборе

Основные параметры зубчатых колес (диаметр, ширина, модуль, числа зубьев) определены при проектировании передач первой и второй ступеней (см. табл. 11 и 15). Конструкция зубчатых колес зависит в основном от проектных размеров, материала, способа получения заготовки и масштаба производства.

В проектируемых редукторах для зубчатых колес характерны относительно небольшие диаметры, поэтому в качестве заготовок для них применяется круглый прокат или поковки.

Основными конструктивными элементами зубчатого колеса являются обод, диск и ступица. Значения параметров этих элементов, необходимые для конструирования, приведены в прил. 4, подп. 4.5.3.

Обод с зубчатым венцом воспринимает нагрузку от зубьев. Он должен быть достаточно прочным. Толщина обода  $S$  определяет его жесткость.

Ступица служит для соединения колеса с валом. Длина ступицы должна обеспечить устойчивость колеса на валу. Рекомендуется симметричное расположение ступицы относительно обода.

Диск соединяет обод и ступицу. Его толщина определяется способом получения заготовки колеса. При диаметре колеса до 500 мм выполнять отверстия в дисках для снижения массы не рекомендуется. Острые кромки на торцах ступицы и углах обода притупляют фасками  $f$ , размеры которых принимают по табл. 22.

Таблица 22. Стандартные размеры фасок [4], мм

Диаметр ступицы (обода)	20 – 30	31 – 40	41 – 50	51 – 80	81 – 120	121 – 150	151 – 250	251 – 500
$f$	1,0	1,2	1,6	2,0	2,5	3,0	4,0	5,0

*Примечание.* Размеры фасок предназначены для чертежей прил. 4, п. 4.5.

На рис. 22, *а, б, в, г* приведена последовательность конструирования зубчатых колес с деталями в сборе на примере компоновки цилиндрического вертикального одноступенчатого редуктора [4]. Используя эту информацию, нельзя забывать, что фактически проектируется двухступенчатый редуктор. Поэтому на каждом этапе конструирования следует вносить соответствующие коррективы.

На рис. 22, а показано зацепление шестерни (конструктивно вала-шестерни) с ведомым зубчатым колесом первой ступени.

Тихоходный вал на рис. 22, б следует рассматривать как промежуточный для проектируемого редуктора. Поэтому на нем, кроме колеса первой ступени, нужно поместить шестерню второй ступени. В зависимости от значения наружного диаметра это может быть или вал-шестерня, или шестерня, посаженная на вал. Для того чтобы не допустить контакта зубчатых колес разных ступеней, необходимо обеспечить зазор между колёсами первой и второй ступеней.

Следует обратить внимание на то, что ширина внутренней полости редуктора лимитируется зубчатыми колёсами промежуточного вала. Поэтому для минимизации объёма редуктора нужно тщательно соблюдать рекомендации по проектированию.

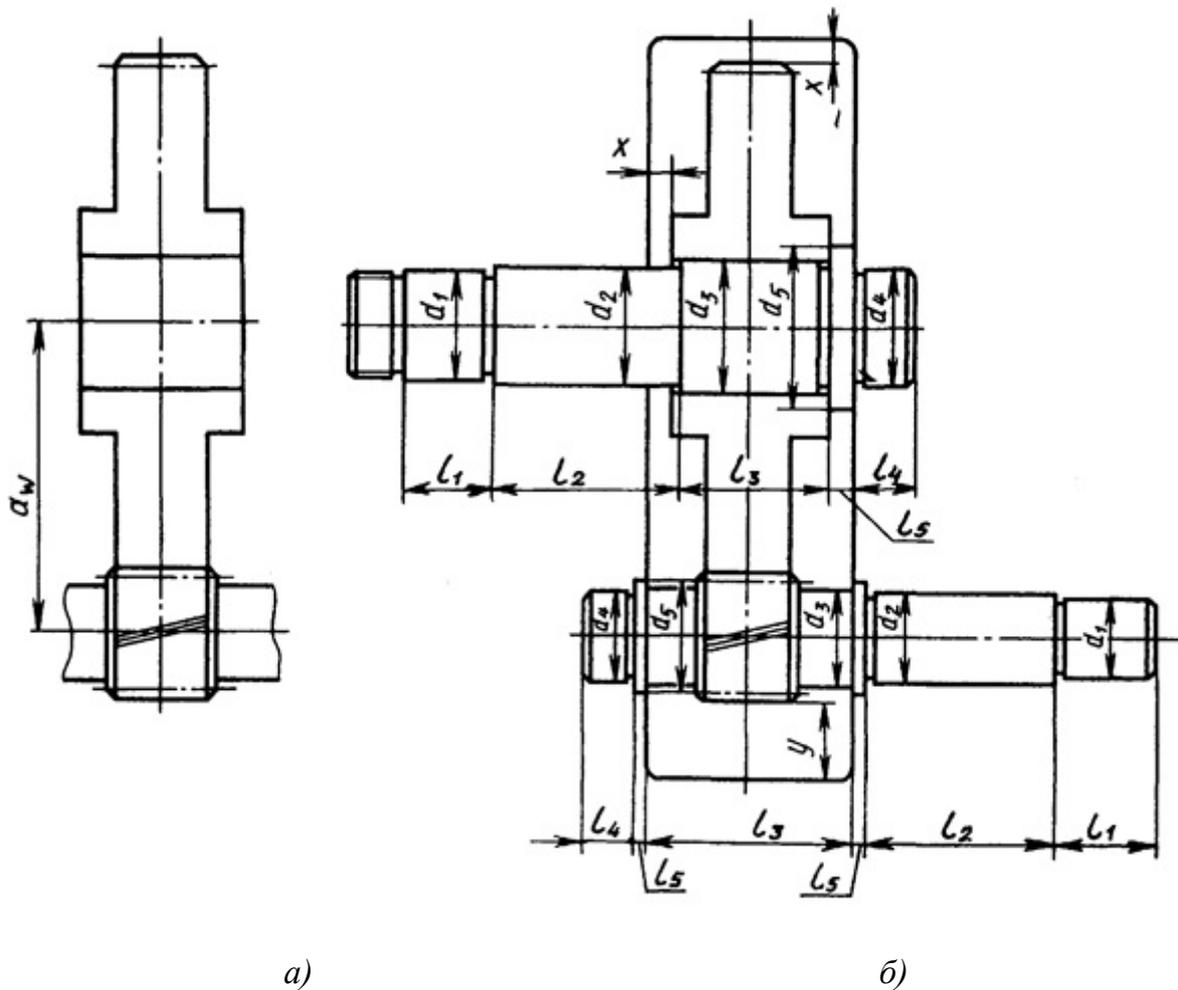
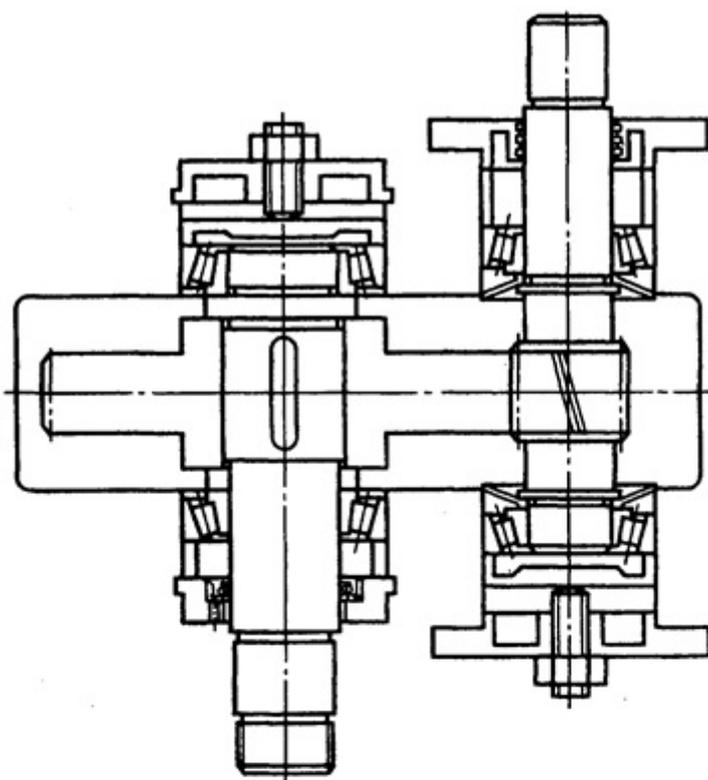
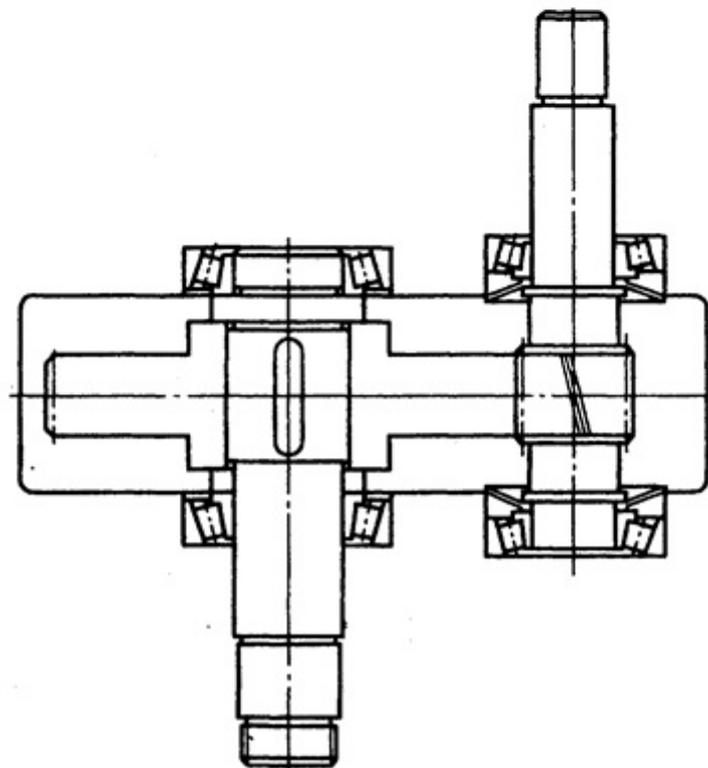


Рис. 22. Последовательность разработки чертежа общего вида цилиндрического одноступенчатого редуктора [4] (продолжение, окончание см. на с. 67, 68)

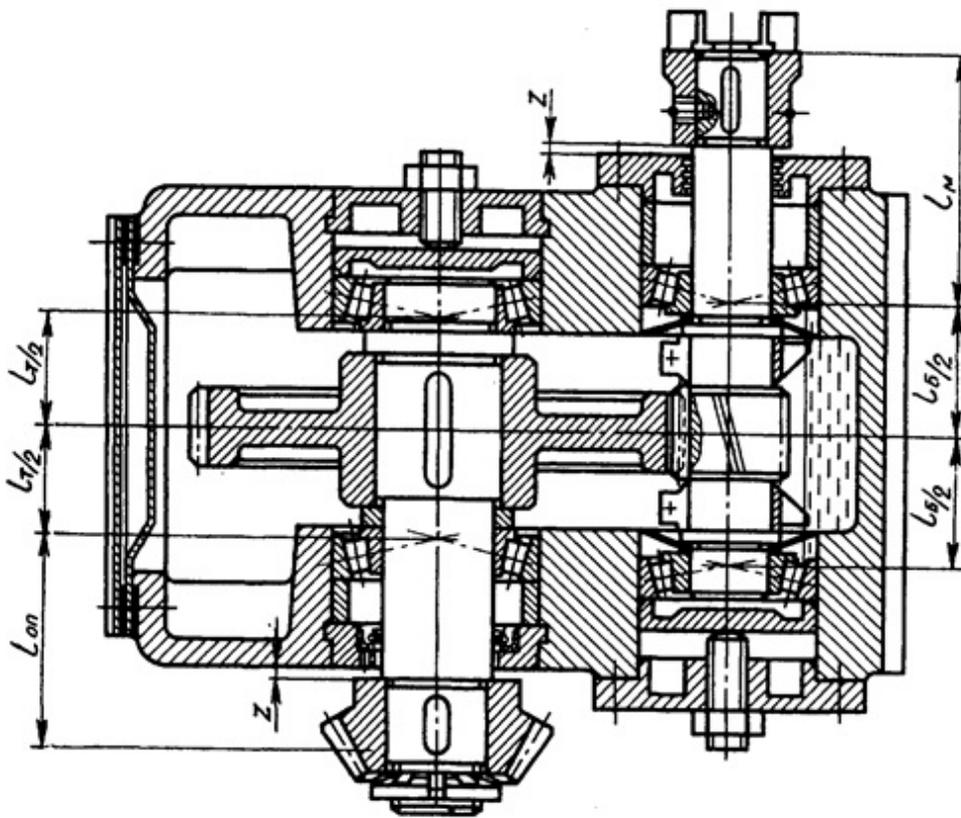


а)

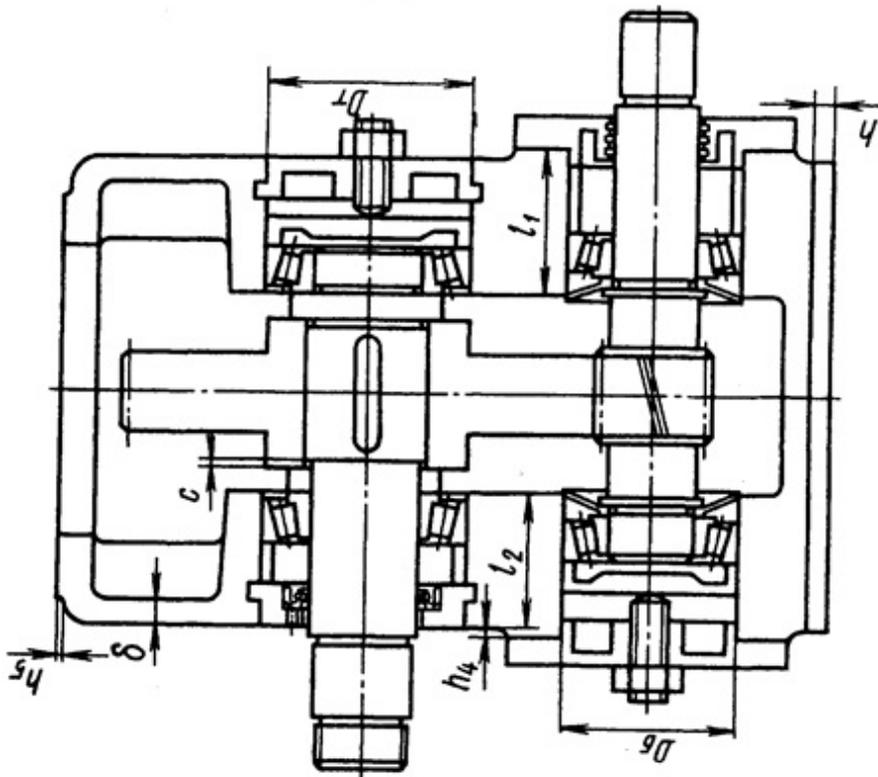


б)

Рис. 22. Продолжение (начало см. на с. 66)



e)



d)

Рис. 22. Окончание (начало см. на с. 66, 67)

Рекомендации по ширине зубчатых колёс приведены в табл. 23.

Таблица 23. Ширина колес цилиндрической передачи [4], мм

$b_2$	До 30	Св. 30 до 50	Св. 50 до 80	Св. 80 до 100
$b_1 / b_2$	1,08	1,07	1,06	1,05

*Примечание.*  $b_1$  и  $b_2$  – соответственно ширина шестерни и колеса,  $b_2$  – расчетное значение.

В результате первого этапа следует спроектировать обе ступени зубчатых колес с участками быстроходного, промежуточного и тихоходного валов. Проектирование первой, а также второй ступени должно базироваться на рекомендациях прил. 4, п. 4.5. Конструирование валов-шестерен выполняется с учетом положений подразд. 7.5 и конструкций вала-шестерни, приведенных на рис. 15.

На втором этапе в соответствии с рис. 22, б должно завершаться конструирование всех трёх валов с выходными концами и шпоночными пазами (см. прил. 4, подп. 4.6.3). Рекомендации по валам содержатся в прил. 4, п. 4.6.

Этапы в соответствии с рис. 22, в и г посвящены конструированию подшипниковых узлов (опор валов), начиная с установки подшипников на валах и заканчивая оформлением контуров расточек в бобышках, образованных во фланцах основания и крышки корпуса (см. прил. 4, подп. 4.1.5 и 4.1.7). Завершается этот этап конструированием крышек подшипников с установленными манжетами уплотнения (см. прил. 4, пп. 4.2 и 4.3). Если принята врезная крышка, то следует предусмотреть расточку канавки в бобышке под буртик крышки для ее осевой фиксации, обращая внимание на зазоры между буртиком и канавкой (примеры в прил. 4, подп. 4.6.5, 4.6.8 и 4.6.9).

Этапы в соответствии с рис. 22, д и е состоят в прорисовке внутренних, а также наружных контуров стенок корпуса, включая подшипниковые бобышки, с последующей штриховкой деталей, попавших в разрез.

Если корпус редуктора разъемный и плоскость разъема совпадает с поверхностями контакта фланцев основания и крышки, то эти плоскости, включая бобышки, не штрихуются. Это не совпадает с чертежом рис. 22, е, на котором в разрез попали стенки корпуса и подшипниковые бобышки неразъемного корпуса.

Для предотвращения задевания поверхностями вращающихся колес внутренних стенок корпуса контур стенок следует провести с зазором  $x = (1 - 1,2) \delta$ , но не менее 8 – 10 мм (см. рис. 21), где  $\delta$  – толщина стенок корпуса, определяемая по формуле (51). Подобные зазоры должны быть между зубчатыми колесами разных ступеней. Нельзя также допускать контакта ступиц зубчатых колес с неподвижными наружными кольцами подшипников.

Расстояние  $y$  между дном корпуса и поверхностями колес рекомендуется принять  $y \geq 4x$  [4]. Это расстояние должно соответствовать нижней отметке на щупе для проверки уровня масла в редукторе (см. прил. 4, п. 4.4).

На завершающей стадии оформляются смотровой люк с крышкой (показано в прил. 4, подп. 4.1.11) и система смазки редуктора (см. прил. 4, п. 4.4). В прил. 1 даны примеры выполнения и оформления чертежей деталей вала-шестерни, зубчатого колеса и тихоходного вала.

## 11. ПОСАДКИ СОПРЯГАЕМЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ

### 11.1. Рекомендации по применению допусков и посадок при проектировании редуктора

Переходные посадки  $H/j_s$ ,  $H/k$ ,  $H/m$ ,  $H/n$  используют в неподвижных разъемных соединениях, в частности, в соединениях отверстий в ступицах зубчатых колес с посадочными поверхностями валов. (Подробнее допуски и посадки изложены в прил. 7). Обозначения посадок соединяемых деталей следует понимать следующим образом:

- числитель дроби относится к отверстию (все буквенные обозначения отверстия выражаются прописными, т. е. большими буквами, а валов – строчными (маленькими) буквами);
- знаменатель дроби – к валу;
- буквы обозначают основные отклонения отверстия или вала.

*Правило:* основное отклонение – это одно из двух отклонений либо верхнее, либо нижнее, которое ближе к нулевой линии, соответствующей номинальному размеру.

Положение основных отклонений приведено на диаграмме рис. 8.3 в прил. 8), а значения – в таблицах основных отклонений ГОСТ 25346-89 «Основные нормы взаимозаменяемости. Единая система допусков и посадок. Общие положения, ряды допусков и основных отклонений»;

- основное отклонение « $H$ », при котором наименьший размер отверстия равен номинальному диаметру соединения, относится к основному отверстию. В стандарте предусмотрены два вида посадок: посадки в системе отверстия и посадки в системе вала. Первые образуются на базе основного отверстия  $H$ , вторые – на базе основного вала  $h$ . Рассматриваемые переходные посадки относятся к системе отверстия;

- термин «посадки» означает характер соединения отверстия и вала. Различают посадки с зазором, натягом или переходные. При зазоре размер отверстия больше размера вала и возможно взаимное перемещение вала и втулки (или ступицы) с отверстием. При натяге размер вала больше размера отверстия и образуется неподвижное соединение. При переходных посадках размеры отверстий и валов так близки друг к другу, что нельзя заранее предсказать, в соединении будет зазор или натяг.

Переходные посадки обеспечивают центрирование деталей за счет небольших зазоров и натягов в соединении. Чем точнее центрирование, тем меньше отклонение оси зубчатого венца от оси вращения вала с этим зубчатым колесом. Это проявляется в радиальном биении зубчатого венца, т. е. в сближении или удалении отдельных зубьев в зацеплении при вращении зубчатых колес. Радиальное биение зубчатых венцов приводит к динамическим нагрузкам в зацеплении, вибрациям, шуму, повышенному износу и снижению долговечности зубчатых передач.

Приведенные переходные посадки записаны в таком порядке, что при рассмотрении их слева направо уменьшаются зазоры и увеличиваются натяги в соединении отверстия с валом. Чем больше зазоры и меньше натяги, тем легче осуществить сборку деталей, но тем меньшее значение вращающего момента способно передать это соединение. При этом ухудшается центрирование зубчатых колес. Для гарантии передачи необходимого вращающего момента применяются дополнительные крепежные средства: шпонки, штифты, стопорные винты и т. п.

Для того чтобы получить небольшие зазоры и натяги, переходные посадки предусмотрены только в 4 – 8-м квалитетах. Квалитеты – это степени точности. Чем меньше значение квалитета, тем точнее деталь и выше ее качество, но тем она дороже. Точность вала принимается чаще всего на один квалитет выше точности отверстия.

Для рассмотренного примера определим допуски и посадки зубчатых колес на промежуточный и тихоходный валы. В соответствии с табл. 18 примем для посадочных мест этих валов под отверстия в ступицах колес стандартные значения диаметров в качестве номинальных размеров: для промежуточного вала – 48 мм, для тихоходного – 60 мм. Для отверстий того и другого зубчатого колеса примем основное отклонение  $H$  (т. е. это основные отверстия). Выберем достаточно высокую степень точности отверстия – 7-й квалитет. Переходная посадка в соединении обеспечивается за счет основных отклонений валов. Степень точности для валов примем более высокую – 6-й квалитет.

Так как промежуточный вал передает меньший по величине вращающий момент, то для этого вала можно принять основное отклонение  $k$  или  $m$ , для наиболее нагруженного тихоходного вала примем основное отклонение  $n$ , для которого характерны большие значения натягов.

Таким образом, на сборочном чертеже для соединения отверстия зубчатого колеса и промежуточного вала следует указать посадку, например,  $\phi 48 H7/k6$ , а для тихоходного вала редуктора –  $\phi 60 H7/n6$ .

## 11.2. Рекомендации по выбору посадок подшипников качения на валы и в корпус редуктора

Для соединения вала с подшипником применяются переходные посадки с основными отклонениями валов  $j_s$ ,  $k$ ,  $m$ ,  $n$ . В такой последовательности увеличиваются натяги. Чем больше радиальная нагрузка на подшипник  $P_R$ , тем больше должны быть натяги.

Интенсивность радиальной нагрузки на подшипник определяется по формуле

$$P_R = R_r/b, \quad (52)$$

где  $R_r$  – радиальная составляющая реакции опоры, Н;  $b$  – ширина подшипника, мм.

Для быстроходного вала радиальная составляющая реакции опоры  $R_r = 2071$  Н, для тихоходного составляющая реакции опоры  $R_r = 6739$  Н (см. табл. 17). Ширина подшипника 46305 быстроходного вала  $b = 15$  мм, подшипника 211 тихоходного вала  $b = 21$  мм.

Интенсивность радиальной нагрузки  $P_R$  для этих валов в соответствии с формулой (52) соответственно равна 138 и 321 Н/мм. Для выбора подшипниковых посадок рассматриваемых валов используем данные табл. 24.

Для быстроходного вала диаметром  $d = 25$  мм при  $P_R = 138$  Н/мм следует выбрать посадку, например,  $k6$  и изготавливать посадочное место вала под подшипник диаметром  $d_B = \text{ø}25k6$ , для тихоходного вала диаметром  $d = 55$  мм при  $P_R = 321$  Н/мм – размером  $d_T = \text{ø}55n6$  (см. табл. 24).

Таблица 24. Допустимые интенсивности радиальных нагрузок на посадочной поверхности вала

Диаметр отверстия внутреннего кольца подшипника, мм		Допустимые значения $P_R$ , МПа			
Свыше	До	$js\ 5, js\ 6$	$k\ 5, k\ 6$	$m\ 5, m\ 6$	$n\ 5, n\ 6$
18	80	До 30	30 – 140	140 – 160	160 – 300
80	180	До 60	60 – 200	200 – 250	250 – 400

Наружные кольца подшипников устанавливаются в корпус неподвижными. В этом случае нагрузка передается на одни и те же участки беговой дорожки кольца, т. е. это кольцо находится в условиях местного нагружения. Остальные части беговых дорожек не несут нагрузки. В результате эти подшипники будут быстро выходить из строя, так как на нагруженных участках появятся контактные разрушения в виде ямочек (питтинга), что вызовет шум и вибрацию редуктора. Чтобы этого не допустить, рекомендуется обеспечить установку наружных колец в корпус с небольшими зазорами. Во время работы редуктора под действием толчков и вибраций это позволит наружному кольцу постепенно поворачиваться по посадочной поверхности в расточке корпуса. Благодаря этому беговая дорожка наружного кольца подшипника изнашивается равномерно по всей длине. Посадочные места редуктора под наружные кольца рекомендуется выполнять по допускам H7 или H8. В частности, для рассматриваемого примера посадочные места в корпусе под подшипники 46305, 46308 и 211 должны иметь размеры: для быстроходного вала  $D_B = \text{ø}52H7$ , для промежуточного  $D_{пр} = \text{ø}80H7$  и для тихоходного вала  $D_T = \text{ø}100H7$ .

## 12. ТЕХНИЧЕСКИЙ УРОВЕНЬ РЕДУКТОРА

Стандарт ГОСТ 16162-93 «Редукторы общего назначения. Общие технические условия» регламентирует основные требования к редукторам, включая условия применения, технический уровень, показатели надежности, точности изготовления.

Критерием технического уровня принята относительная масса [4]  $\gamma = m/T_2$ , где  $m$  – масса редуктора, кг;  $T_2$  – вращающий момент на тихоходном валу, Н·м.

Этот критерий характеризует расход материала на передачу момента. Чем меньше этот критерий, тем выше технический уровень редуктора, так как меньше затрачивается материала на получение необходимого вращающего момента для привода рабочей машины.

Масса редуктора определяется по формуле  $m = \varphi \rho V \cdot 10^{-9}$ , где  $\varphi$  – коэффициент заполнения, определяемый по графику на рис. 23 по сумме обоих межосевых расстояний для двухступенчатого редуктора;  $\rho = 7,4 \cdot 10^3$  кг/м<sup>3</sup> – плотность чугуна;  $V$  – условный объем редуктора, определяемый как произведение наибольшей длины, ширины и высоты  $V = L \cdot B \cdot H$ , мм<sup>3</sup>.

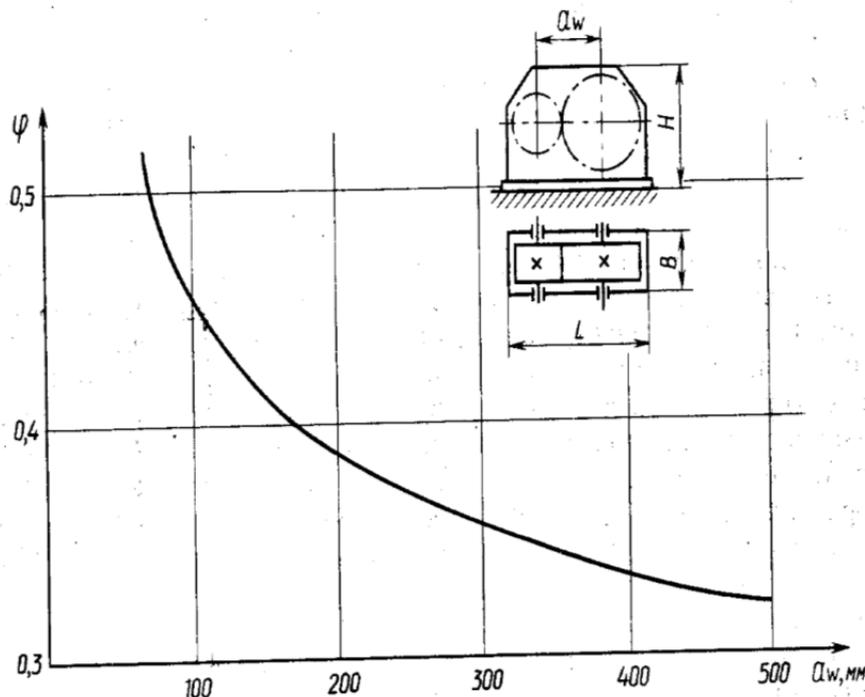


Рис. 23. График для определения коэффициента заполнения цилиндрического одноступенчатого редуктора [4] (для двухступенчатого редуктора принять вместо межосевого расстояния одноступенчатого редуктора сумму межосевых расстояний двухступенчатого редуктора, т. е.  $\alpha_w = \alpha_{w1} + \alpha_{w2}$ )

Качественная оценка технического уровня по критерию относительной массы  $\gamma$  характеризуется следующим образом [4]:

если  $\gamma > 0,2$  кг/Н·м, то технический уровень низкий;

если  $\gamma = (0,1 - 0,2)$  кг/Н·м, то технический уровень средний;

если  $\gamma = (0,06 - 0,1)$  кг/Н·м, то технический уровень высокий.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В соответствии с учебным планом курсовая работа по деталям машин предназначена для самостоятельной реализации студентами знаний, полученных при изучении курса «Детали машин» и других технических дисциплин. С этой целью решается техническая задача проектирования привода конкретной рабочей машины, начиная с обоснования параметров и последующего расчета и заканчивая проектом редуктора.

Как при решении всякой технической проблемы, при проектировании необходимо искать компромиссы между снижением материалоемкости, массы и объема редуктора, с одной стороны, и обеспечением его работоспособности, прочности, надежности и заданного ресурса – с другой. Выполняя самостоятельно подобную работу, студент получает навыки практического решения технических проблем и ценный опыт технического творчества, который востребован для современного преподавания технологии в школах. Для оценки качества результата работы конкретного студента определяется технический уровень спроектированного редуктора.

Учебное пособие составлено для оказания помощи студентам в их самостоятельной работе. В нем отражены технические проблемы и рассмотрены пути их решения, включая рекомендации к анализу их результатов.

В основной части книги содержатся подходы, направленные на определение параметров проектируемого изделия, выбор материалов для деталей и технологии их упрочнения. К наиболее сложной и трудоемкой части работы относится расчет зубчатых передач редуктора в соответствии с современным государственным стандартом. В пособии поясняются особенности расчетных методик и последовательность их применения. Для облегчения понимания и использования методик расчетов рассматривается числовой пример.

Часто сложности возникают при выполнении компоновочных сборочных чертежей общих видов редуктора. Базой для этого проектирования служат результаты расчетов. В пособии содержатся советы по этапам и последовательности проектирования, приводятся требования стандартов. В приложения включены примеры удачных конструкций отдельных элементов и справочные данные для стандартных изделий.

Для успешного изучения данной учебной дисциплины и расширения кругозора студентов рекомендуется список специальной литературы.

Таким образом, книга при относительно небольшом объеме охватывает все этапы выполнения курсовой работы и позволяет студентам самостоятельно и успешно справиться с поставленной задачей.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

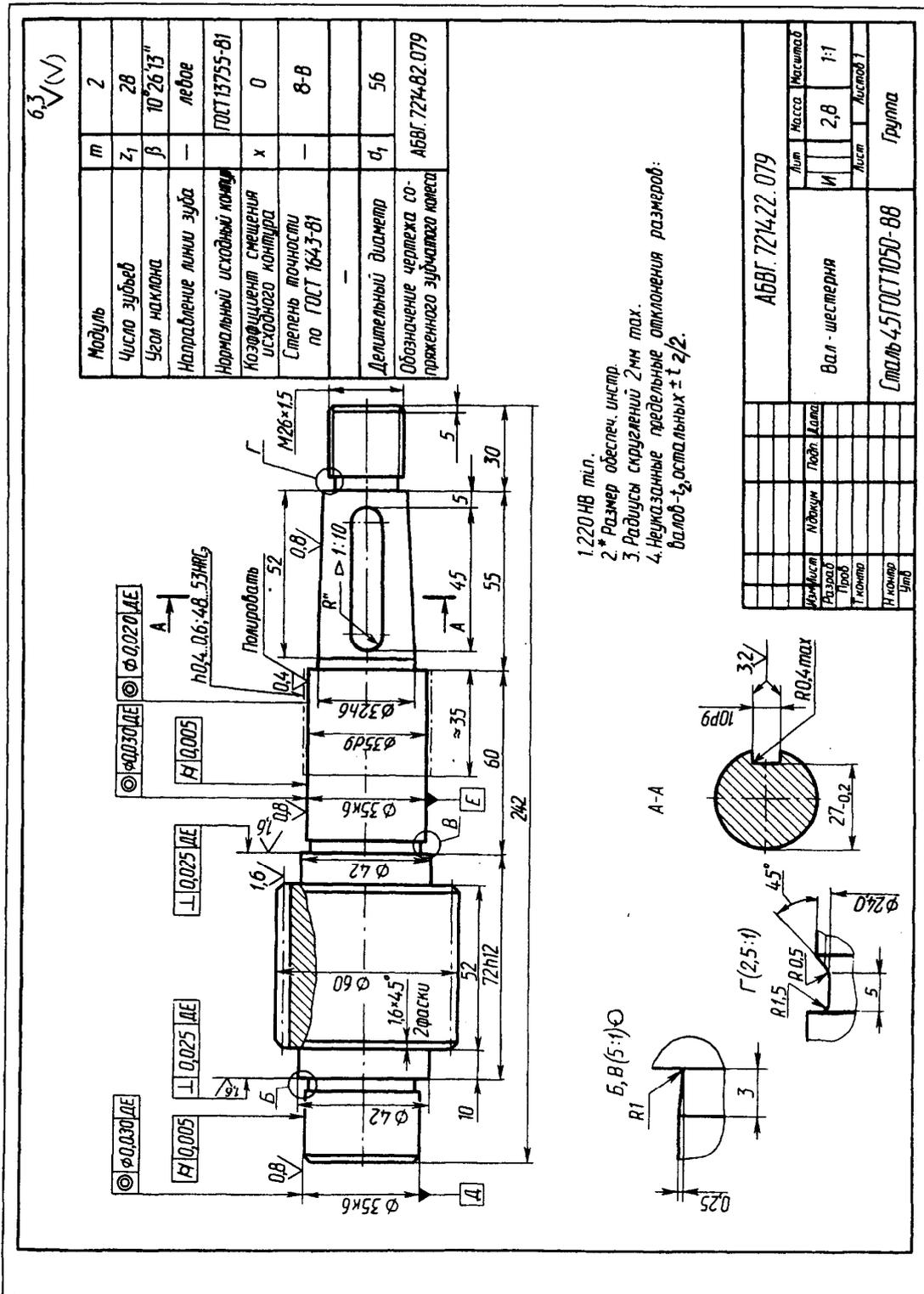
1. Андросов, А. А. Расчет и проектирование деталей машин : учеб. пособие / А. А. Андросов. – Ростов н/Д. : Феникс, 2006. – 285 с. – ISBN 5-222-09012-4.
2. Анурьев, В. И. Справочник конструктора-машиностроителя. В 3 т. Т. 3 / В. И. Анурьев ; под ред. И. Н. Жестковой. – 9-е изд., перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 2006. – 937 с. – ISBN 5-217-03345-2.
3. ГОСТ 2.305-2008. Единая система конструкторской документации (ЕСКД). Изображения – виды, разрезы, сечения. – М. : Госстандарт, 2008. – 43 с.
4. Шейнблит, А. Е. Курсовое проектирование деталей машин : учеб. пособие / А. Е. Шейнблит. – 2-е изд., перераб. и доп. – Калининград : Янтар. сказ, 2002. – 454 с.
5. Фролов, М. И. Техническая механика. Детали машин / М. И. Фролов. – 2-е изд., доп. – М. : Высш. шк., 2003. – 352 с. – ISBN 5-06-000100-8.
6. Решетов, Н. Д. Детали машин / Н. Д. Решетов. – 4-е изд., перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 1989. – 496 с. – ISBN 5-217-00335-9.
7. ГОСТ 21354-87. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные. Расчет на прочность. – М. : Госстандарт, 1988. – 28 с.
8. Иванов, М. Н. Детали машин : учеб. для студентов вузов / М. Н. Иванов, В. А. Финогенов. – 10-е изд., испр. – М. : Высш. шк., 2006. – 408 с. – ISBN 978-5-9916-3767-1.
9. ГОСТ 6636-69. Основные нормы взаимозаменяемости. Нормальные линейные размеры. – М. : Госстандарт, 2004. – 5 с.
10. ГОСТ 16532-70. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет геометрии. 1983. – М. : Госстандарт, 1983. – 119 с.
11. Галибей, Н. И. Детали машин. Версия 1.0 [Электронный ресурс] : конспект лекций / Н. И. Галибей, В. И. Сенькин, В. И. Кулешов. – Красноярск : СФУ, 2008. – 234 с. – ISBN 978-5-7638-1398-2.
12. Межецкий, Г. Д. Соппротивление материалов : учебник / Г. Д. Межецкий, Г. Г. Загребин, Н. Н. Решетник ; под общ. ред. Г. Д. Межецкого, Г. Г. Загребина. – 3-е изд.? перераб. и доп. – М. : Дашков и К°, 2013. – 432 с. – ISBN 978-5-394-01972-2.

# ПРИЛОЖЕНИЯ

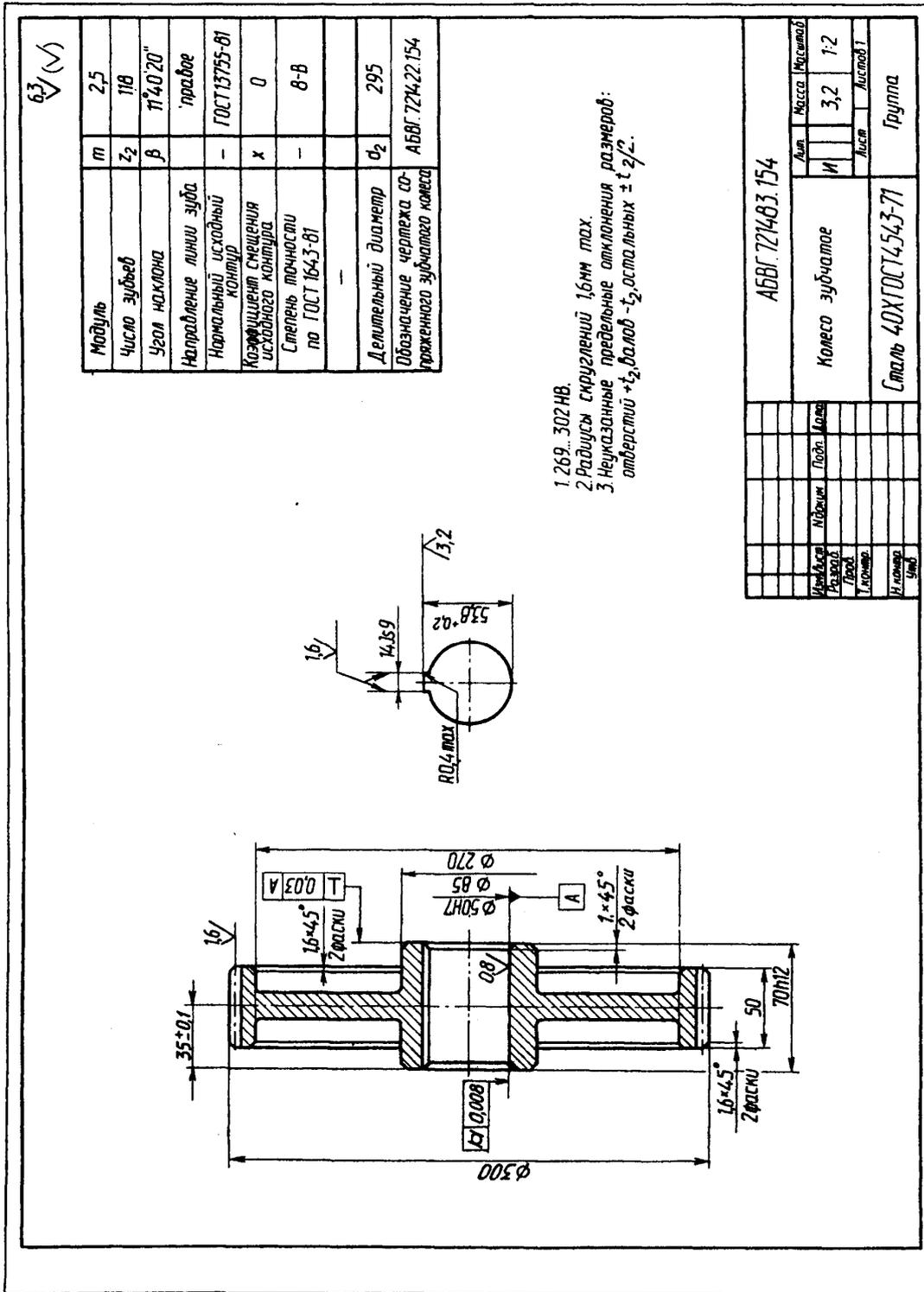
## Приложение 1

### ПРИМЕРЫ РАБОЧИХ ЧЕРТЕЖЕЙ ДЕТАЛЕЙ РЕДУКТОРА

#### 1.1. Вал-шестерня цилиндрическая



## 1.2. Цилиндрическое зубчатое колесо





*Приложение 2*

**Образец первого листа пояснительной записки**

					АБС 10.00.000.ПЗ					
					Привод ленточного конвейера Пояснительная записка					
						ВлГУ-ТЭО				

Технические характеристики асинхронных электродвигателей

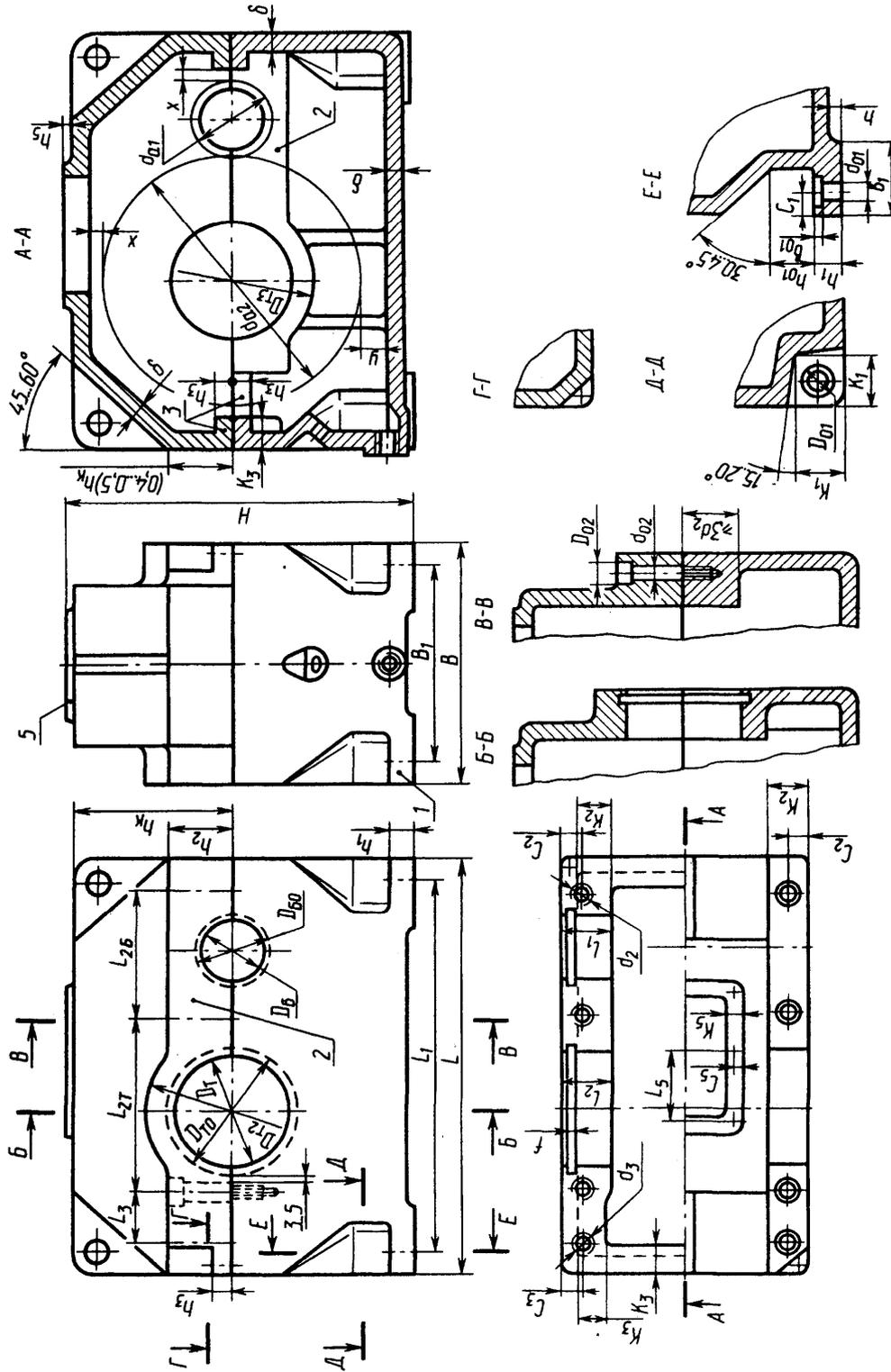
Тип двигателя	Мощность, кВт	Частота вращения, мин <sup>-1</sup>	Вращающий момент, Н·м	Масса, кг	Диаметр вала $d_1^{**}$ , мм	Высота центров $h^{**}$ , мм
$2p^*= 2, n^*= 3000 \text{ мин}^{-1}$						
5A80MA2	1,5	2850	5,0	14	22	80
5A80MB2	2,2	2850	7,4	15,5	22	80
5AI90L2	3	2850	10,1	23,5	24	90
5AI100S2	4	2895	13,4	32,5	28	100
5AI100L2	5,5	2895	18,4	36,5	28	100
5AMX112M2	7,5	2895	24,7	48,5	32	112
5AMX132M2	11	2915	36	69,5	38	132
$2p^*= 4, n^*= 1500 \text{ мин}^{-1}$						
5A80MB4	1,5	1410	10	14,7	22	80
5AI90L4	2,2	1410	14,9	33	24	90
5AI100S4	3	1440	20	34	28	100
5AI100L4	4	1440	26,5	36,5	28	100
5AMX112M4	5,5	1440	36,5	48,5	32	112
5AMX132S4	7,5	1450	49,4	64	38	132
5AMX132M4	11	1455	72,2	75,5	38	132
7AVER160S4	15	1450	98,8	127	48	160
$2p^*= 6, n^*= 1000 \text{ мин}^{-1}$						
5AI90L6	1,5	930	15,2	24,5	24	90
5AI100L6	2,2	950	22,3	32,5	28	100
5AMX112MA6	3	950	30,2	42,5	32	112
5AMX112MB6	4	955	40	47	32	112
5AMX132S6	5,5	960	54,7	63	38	132
5AMX132M6	7,5	960	74,6	74	38	132
7AVER160S6ie1C	11	970	108	119	48	160
$2p^*= 8, n^*= 750 \text{ мин}^{-1}$						
5AI100L8	1,5	710	20,2	36,5	28	100
5AMX112MA8	2,2	710	29,6	42	32	112
5AMX112MB8	3,0	710	40,4	46,5	32	112
5AMX132S8	4	715	53,4	63	38	132
5AMX132M8	5,5	715	73,5	74	38	132
7AVER 160S8	7,5	725	98,8	108	48	160
7AVER 60M8	11	725	145	124	48	160

**Примечание.** \*  $2p$  – число пар полюсов,  $n$  – синхронная частота вращения;  
 \*\*Габаритные и монтажные размеры электродвигателя:  $d_1$  – диаметр вала,  $h$  – высота центров, т.е. расстояние от оси вала-ротора до установочной плоскости.

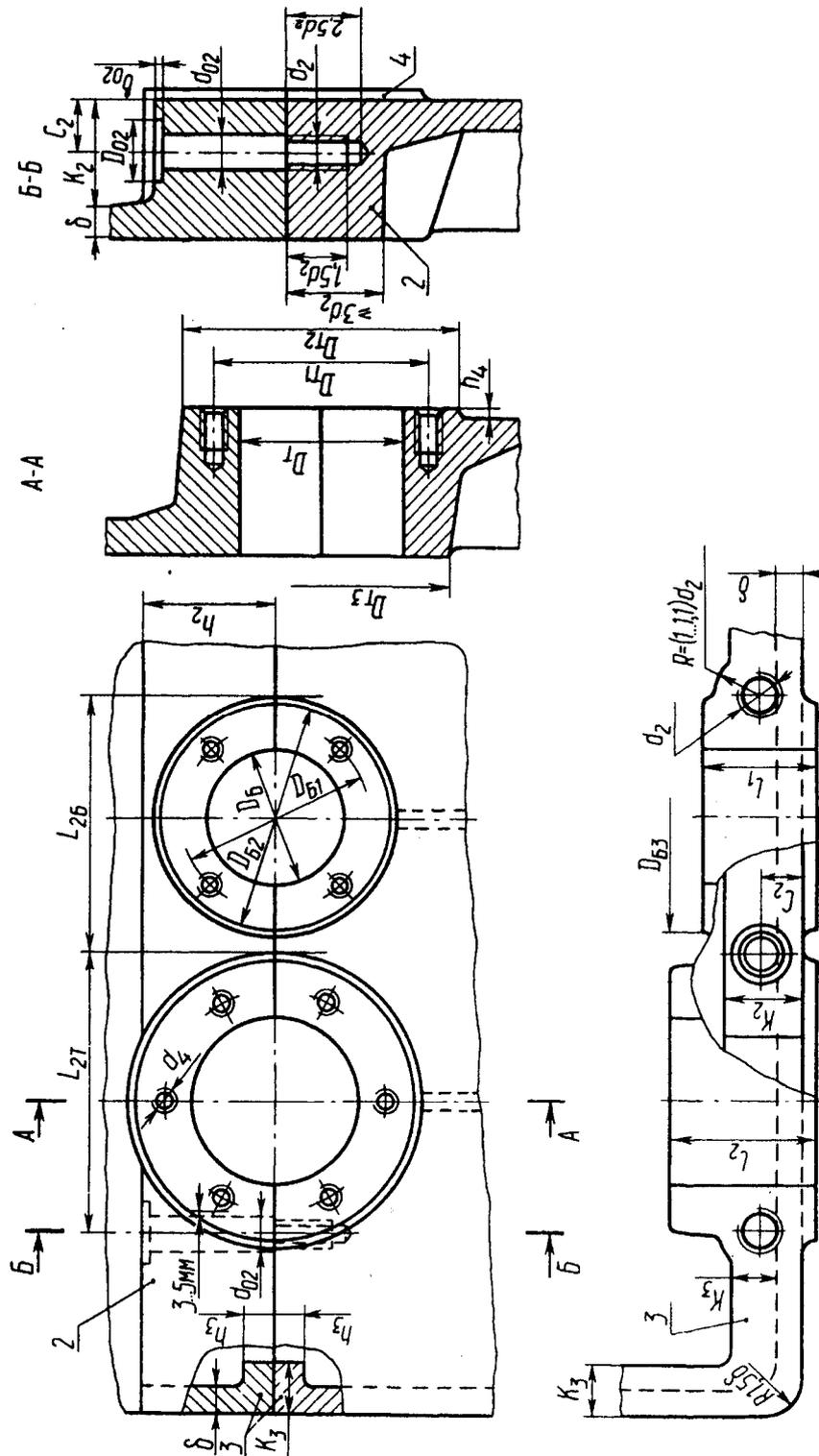
**Рекомендация:** диаметр конца быстроходного вала, соединяемого муфтой с электродвигателем, следует принимать равным диаметру вала электродвигателя  $d_1$ .

КОНСТРУКТИВНЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ РЕДУКТОРА

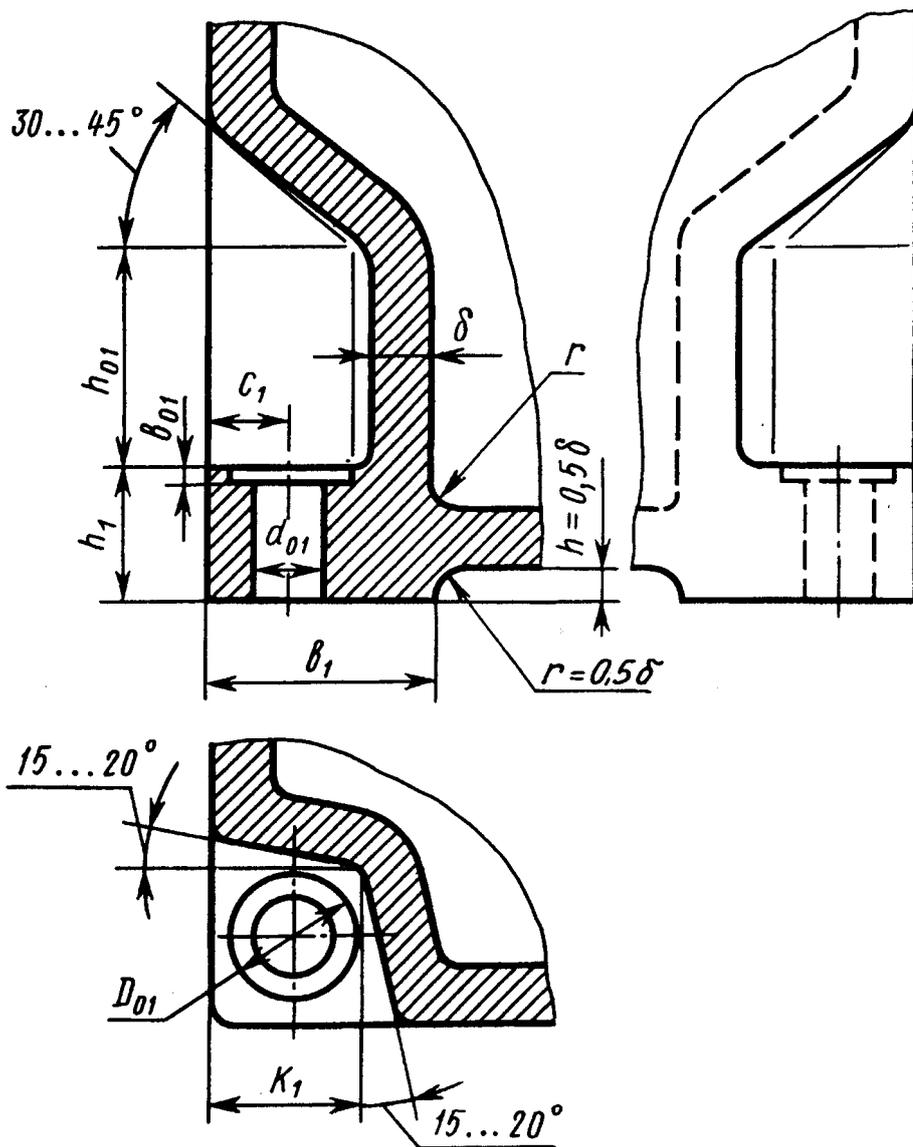
4.1. Корпус цилиндрического одноступенчатого горизонтального редуктора [4]



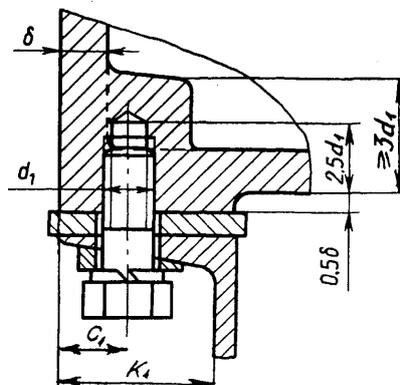
#### 4.1.1. Подшипниковая бобышка цилиндрического горизонтального редуктора [4]



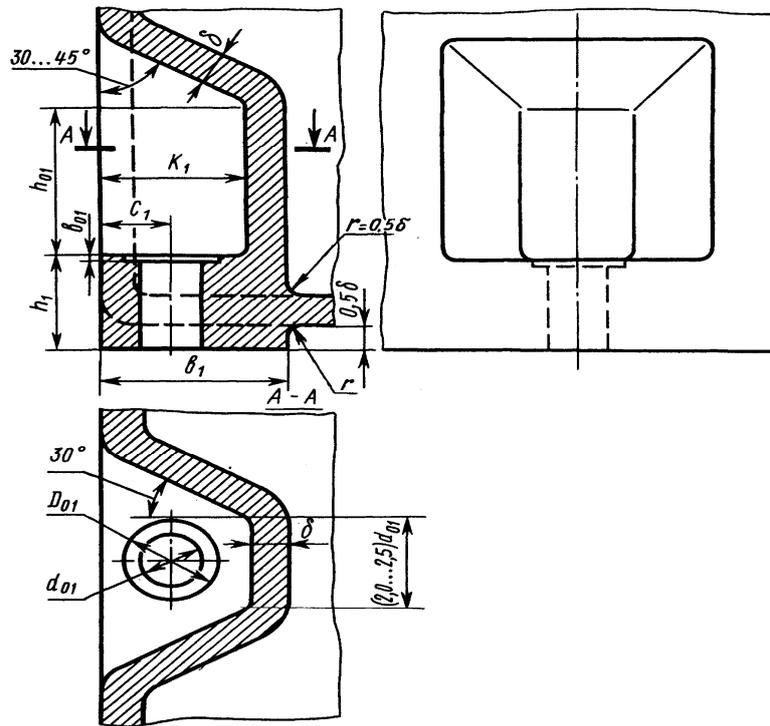
#### 4.1.2. Угловая ниша фундаментного фланца [4]



#### 4.1.3. Вариант крепления фундаментного фланца [4]



#### 4.1.4. Боковая ниша фундаментного фланца [4]

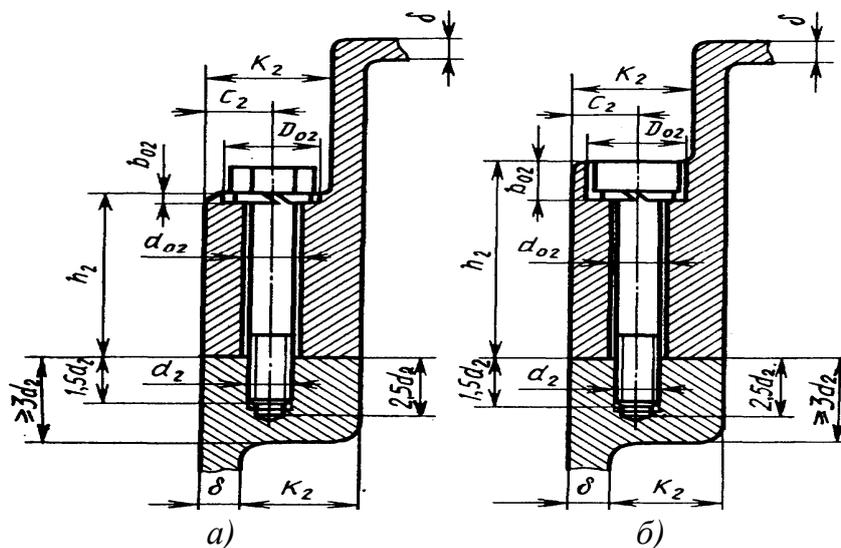


Размеры лап фланцев корпуса редукторов

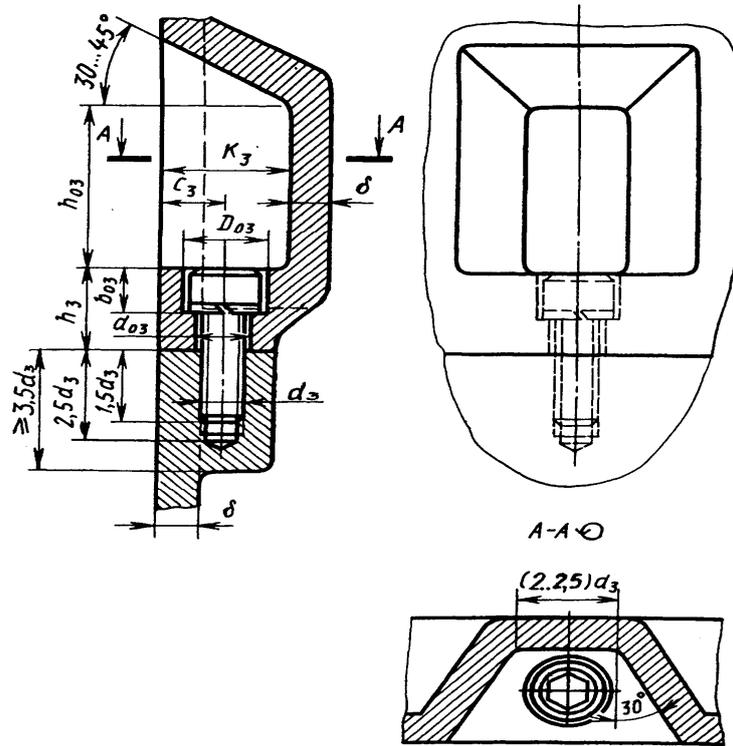
Параметры	Болты								
	M6	M8	M10	M12	M16	M20	M24	M27	M30
$K_i$	22	24	28	33	39	48	54	58	60
$c_i$	12	13	16	18	21	25	34	36	40

#### 4.1.5. Фланец подшипниковой бобышки с креплением [4]:

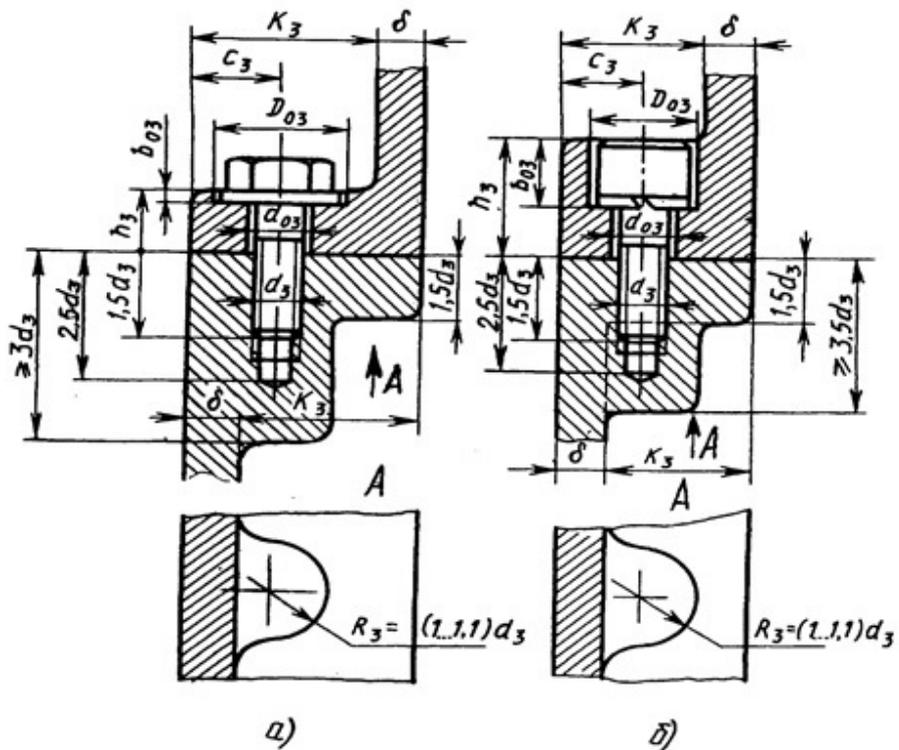
а – болтами; б – винтами



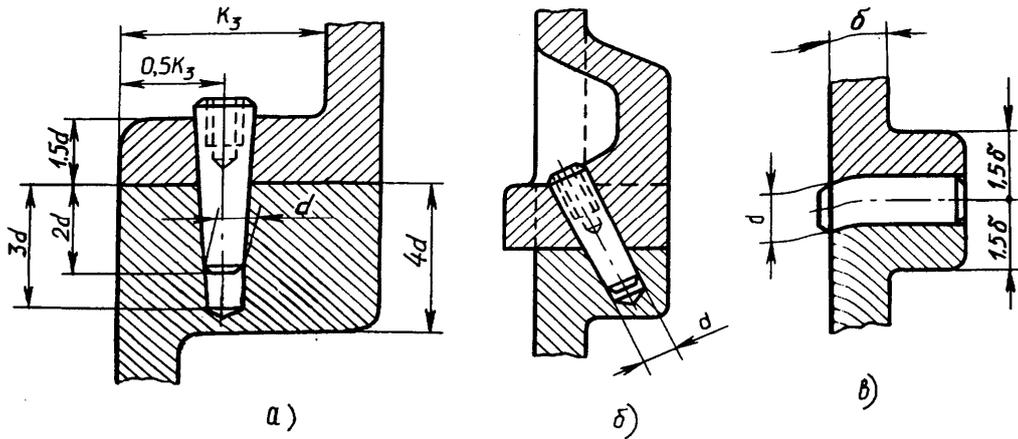
4.1.6. Ниша соединительного фланца или подшипниковой бобышки [4]



4.1.7. Соединительный фланец с креплением [4]:  
а – болтами; б – винтами



#### 4.1.8. Фиксирование крышки корпуса штифтами [4]

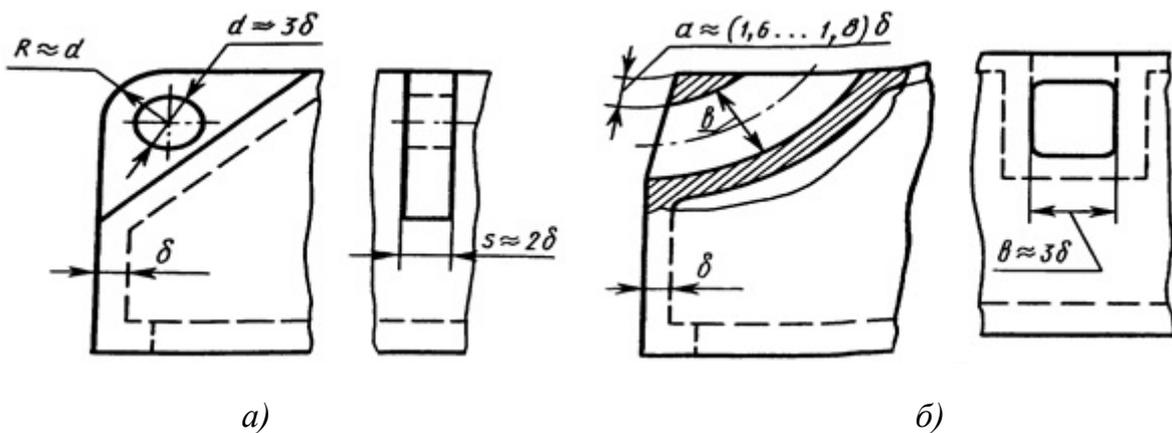


Штифты цилиндрические (ГОСТ 3128-70)

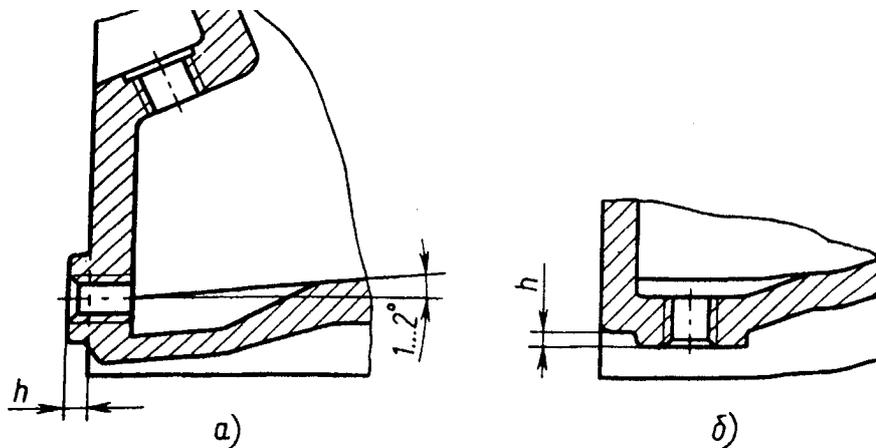
ММ					
<i>d</i>	6	8	10	12	16
<i>c</i>	1	1,2	1,6	1,6	2
<i>l</i>	20...40	25...50	30...60	35...70	40...80

Примечания: 1. Размер *l* в указанных пределах брать из ряда чисел табл. К2. 2. Пример условного обозначения штифта типа 2, диаметром  $d=10h8$ , длиной 40 мм: Штифт 10h8 × 40 ГОСТ 3128-70

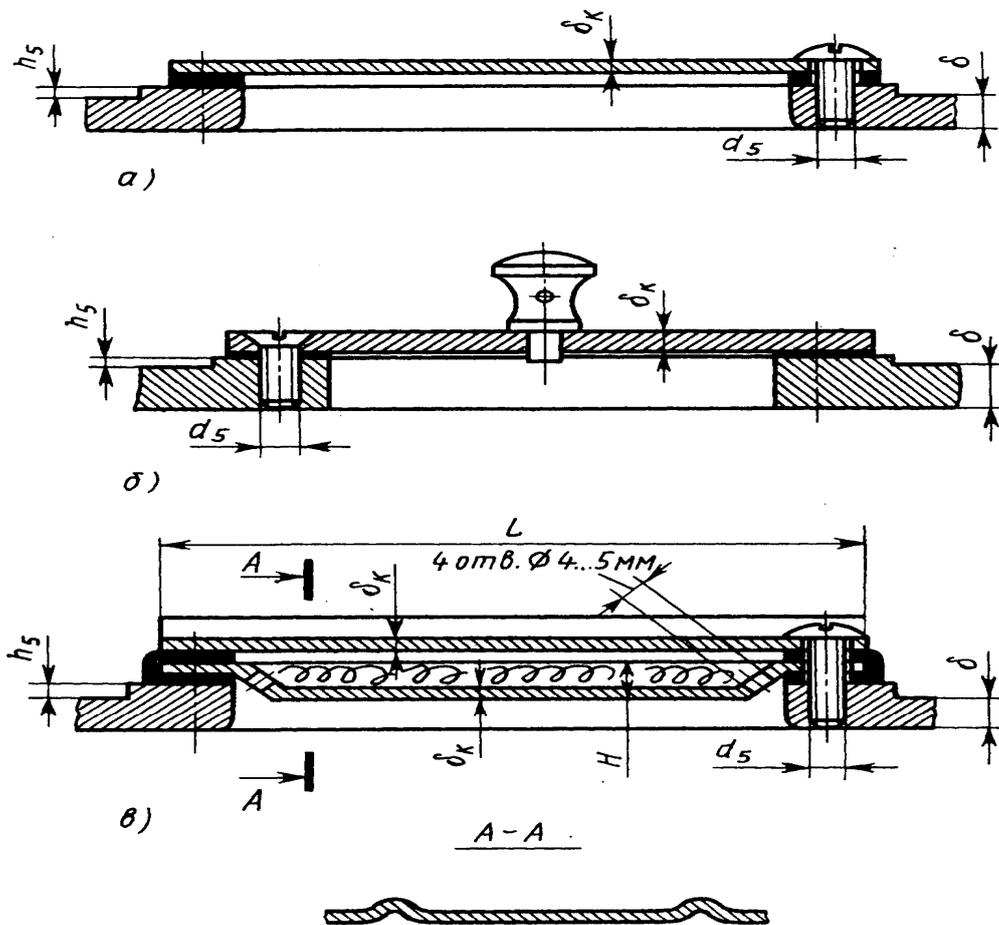
#### 4.1.9. Проушины для подъема редуктора в виде [4]: а – ребер с отверстиями; б – сквозных отверстий в корпусе



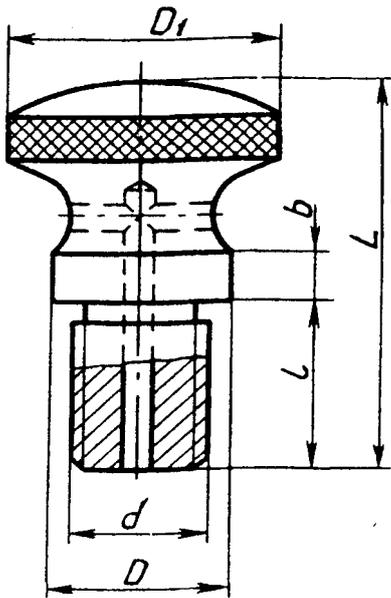
**4.1.10. Сливные отверстия [4]:**  
**а – на боковой стенке; б – в дне**



**4.1.11. Крышка смотрового люка редуктора с отдушиной [4]:**  
**а – крышка из стального листа; б – крышка с ручкой-отдушиной (с радиальными и осевым отверстиями для сообщения с атмосферой); в – штампованная крышка с отдушиной и фильтром**



## Ручка-отдушина [4]

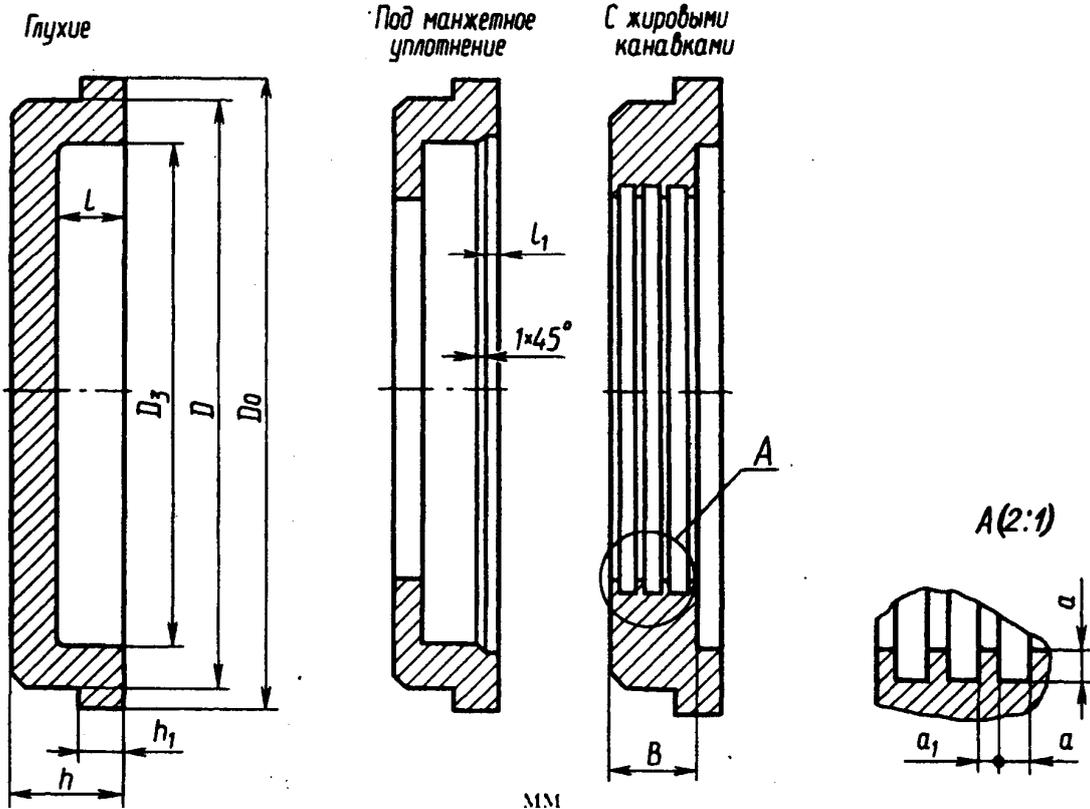


мм

$d$	$D$	$D_1$	$L$	$l$	$b$
M12×1,75	20	32	40	12	5,5
M16×2	25	40	50	16	7

## 4.2. Крышки подшипников

### 4.2.1. Крышки врезные [4]



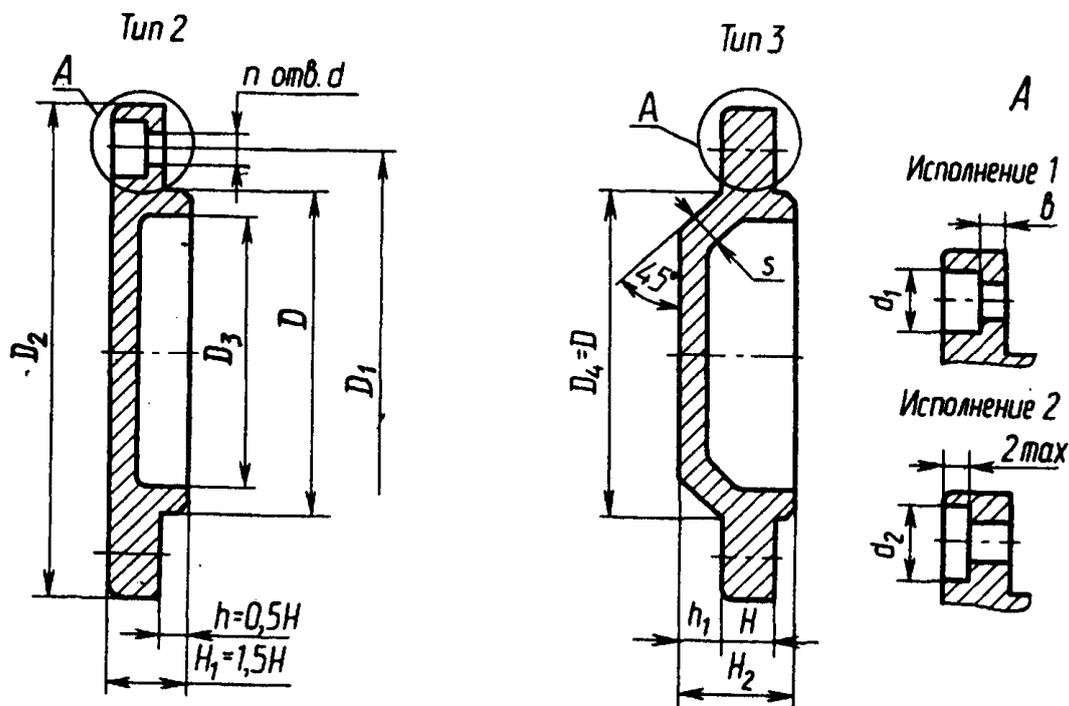
мм

### Параметры врезных крышек, мм

<i>D</i>	40	42	47	52	62	72	80	85	90	95	100	110
<i>D</i> <sub>0</sub>	43	46	52	56	67	77	85	92	95	102	105	117
<i>D</i> <sub>3</sub>	34	34	38	44	52	62	72	72	80	80	90	95
<i>h</i>	14				16				20			
<i>h</i> <sub>1</sub>	3	4	5				7					
<i>l</i>	8					10					12	
<i>l</i> <sub>1</sub>	2										3	
<i>B</i>	10										15	

- Примечания.**
1. Размеры под манжетное уплотнение см. табл. К19.
  2. Диаметр отверстия в крышке (допускаемое отклонение по H12 для крышки с манжетным уплотнением и A11 — с жировыми канавками) определяется по соответствующему диаметру вала или втулки.
  3. Допускаемое отклонение диаметра крышки *D* по h8.
  4. Размер *a* = 2 мм, *a*<sub>1</sub> = 1 мм при *D* < 95 мм; *a* = 3 мм, *a*<sub>1</sub> = 1,5 мм при *D* > 100 мм.

### 4.2.2. Крышки торцовые глухие (ГОСТ 18511 – 73)



Параметры торцовых крышек, мм

<i>D</i>	<i>D</i> <sub>1</sub>	<i>D</i> <sub>2</sub>	<i>D</i> <sub>3</sub>	Отверстия под винты (болты)				<i>H</i>	<i>H</i> <sub>2</sub>	<i>h</i> <sub>1</sub>	<i>b</i>	<i>s</i>	
				<i>d</i>	<i>d</i> <sub>1</sub>	<i>d</i> <sub>2</sub>	<i>n</i>						
40; 42 44; 47	54 60	70 78	34 38	7	12	14	4	10	20	5	4	5	
50; 52	66	82	44						22				7
55; 58 60; 62	75	95	48 52										
65; 68 70; 72	84	105	58	9	15	20	4	12	26	8	4	6	
75	90	110	62										
80; 85 90; 95	100 110	120 130	72 80										6
100 105; 110	120 130	145 155	90 95	11	18	24	6	15	32	9	5	7	

Примечание. Пример условного обозначения глухой крышки типа 2 исполнения 1, диаметром *D* = 62 мм: Крышка 21-62 ГОСТ 18511-73.

### 4.2.3. Крышки торцовые с отверстием для манжетного уплотнения (ГОСТ 18512 – 73)

D	D <sub>1</sub>	D <sub>2</sub>	D <sub>3</sub>	D <sub>4</sub>	D <sub>5</sub>	D <sub>6</sub>	Отверстия под винты (болты)				H	h	h <sub>1</sub>	B	b	s	B <sub>1</sub>	h <sub>1</sub>	l	h <sub>2</sub>
							d	d <sub>1</sub>	d <sub>2</sub>	n										
40; 42 47	54	70	34	40										13			12	8		
	60	78	38	47										13; 15			12; 15	8; 11	2	
52	66	82	44	50						15	5	10		15	4	5	15	11		
	75	95	48	50																
60; 62	78	95	52	60																

D	D <sub>1</sub>	D <sub>2</sub>	D <sub>3</sub>	D <sub>4</sub>	Отверстия под винты (болты)				H	h	h <sub>1</sub>	B	b	s	B <sub>1</sub>	b <sub>1</sub>	l	h <sub>2</sub>
					d	d <sub>1</sub>	d <sub>2</sub>	n										
65; 68	84	105	58	68											15		2; 3	2
70; 72	90	110	62	72				4	17				4	5	12; 15	11	3	—
75	90	110	64	72	9	15	20			6	12	15		6				
80; 85	100	120	72	80											15	11; 13,6	3	—
90; 95	110	130	80	92				6	20									
100	120	145	90	100	11	18	24		23	8	15	18; 20	5	7	17			
105; 110	130	155	95	110								20						

Примечания: 1. Размеры под манжетное уплотнение см. табл. К19;

2. Диаметр отверстия в крышке (отклонение по H12) определяется по соответствующему диаметру вала или втулки.

3. Значения H<sub>1</sub>, h<sub>1</sub>, l<sub>1</sub> для крышек подшипников быстрого вала конического редуктора выбирать из ряда:

Размеры	Диаметр вала или втулки									
	15	17	20	25	30	35	40	45	50	
H <sub>1</sub>	22	22	27	28	28	30	28	31	33	
h <sub>3</sub>	7	7	12	13	10	10	12	13	15	
l <sub>1</sub>	10	10	12	12	13	13	15	16	18	

4. Пример условного обозначения крышки типа 1 исполнения 2 диаметром D=68 мм, с диаметром вала или втулки 35 мм: Крышка 12-68 × 35 ГОСТ 18512-73.

### 4.3. Уплотнение валов

#### Резиновые армированные манжеты (ГОСТ 8752-79)

мм

Диаметр вала $d$	$D_1$		$h_1$	$h_2$ , не более	Диаметр вала $d$	$D_1$		$h_1$	$h_2$ , не более
	1-й ряд	2-й ряд	1-й и 2-й ряды			1-й ряд	2-й ряд	1-й и 2-й ряды	
20	40	35	8	12	42	62	62	10	14
		37					65		
		38	10	14	44	—	68		
		42				62			
21	40	37	8	12	45	65	65	10	14
35		10	14	62					
42		8	12	70					
22	40	42	10	14	48	70	65	10	14
42		72							
24	40	42	10	14	50	70	72	10	14
45		72							

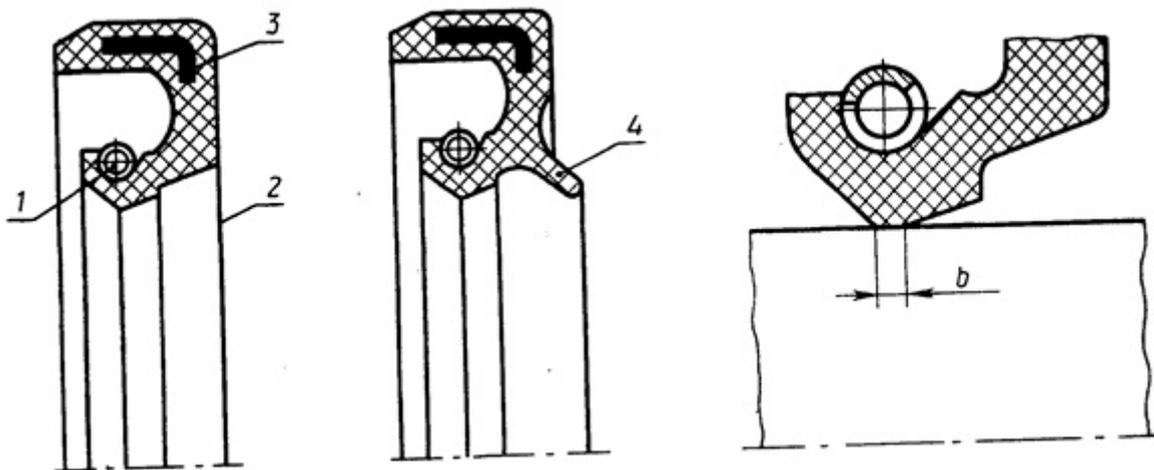
Окончание таблицы

Диаметр вала $d$	$D_1$		$h_1$	$h_2$ , не более	Диаметр вала $d$	$D_1$		$h_1$	$h_2$ , не более
	1-й ряд	2-й ряд	1-й и 2-й ряды			1-й ряд	2-й ряд	1-й и 2-й ряды	
25	42	40	8	12	50	70	75	10	14
		45	10	14			80	12	16
26	45	40	8	12	52	75	72	10	14
		47					80	12	16
28	—	45	10	14	55	80	75	10	14
		47					82	12	16
		50					—	10	14
30	52	45	10	14	58	80	75	12	16
		47					82	12	16
		50					82	12	16
32	52	45	10	14	60	85	80	10	14
		50					82		
		47					80		
35	58	50	10	14	62	—	82	12	16
		55					85		
		57					90		
36	58	52	10	14	63	90	—	10	14
		55					95		
		55					90		
38	60	60	10	14	68	—	90	12	16
		62					95		
		55					100		
40	60	55	10	14	70	95	100	10	14
		58					—		
40	60	58	10	14	75	100	—	12	16
		—					102		

**Примечание.** Пример условного обозначения манжеты типа 1, для вала диаметром  $d = 30$  мм, с наружным диаметром  $D = 52$  мм, из резины группы 1: Манжета 1.1-30×52 – ГОСТ 8752–79.

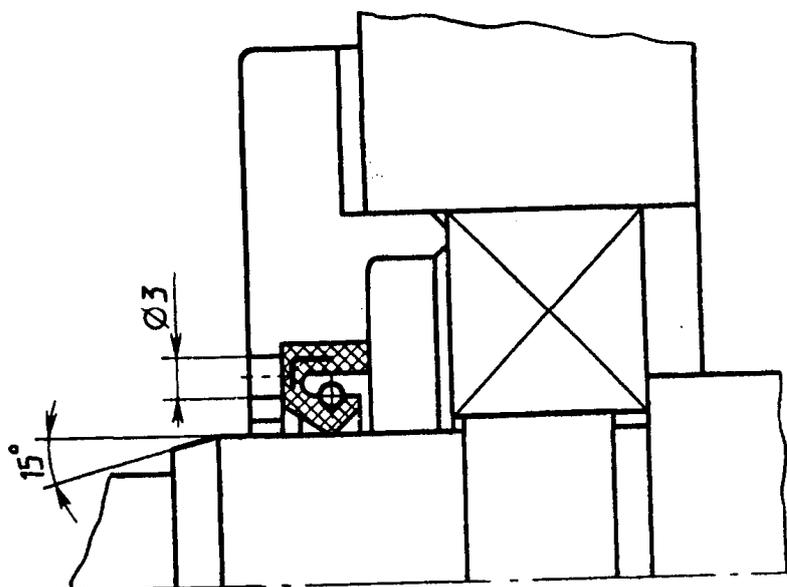
Пример обозначения: Манжета 1-50×70-14 ГОСТ 8752-79

## Контакт резиновой армированной манжеты с валом



1 – пружина; 2 – резиновая манжета; 3 – металлический каркас

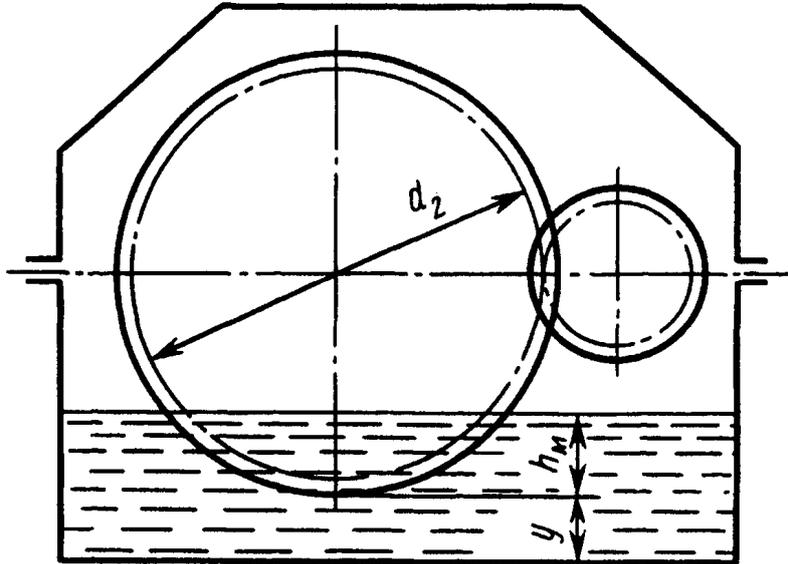
## Установка резиновой армированной манжеты в крышку подшипника [4]



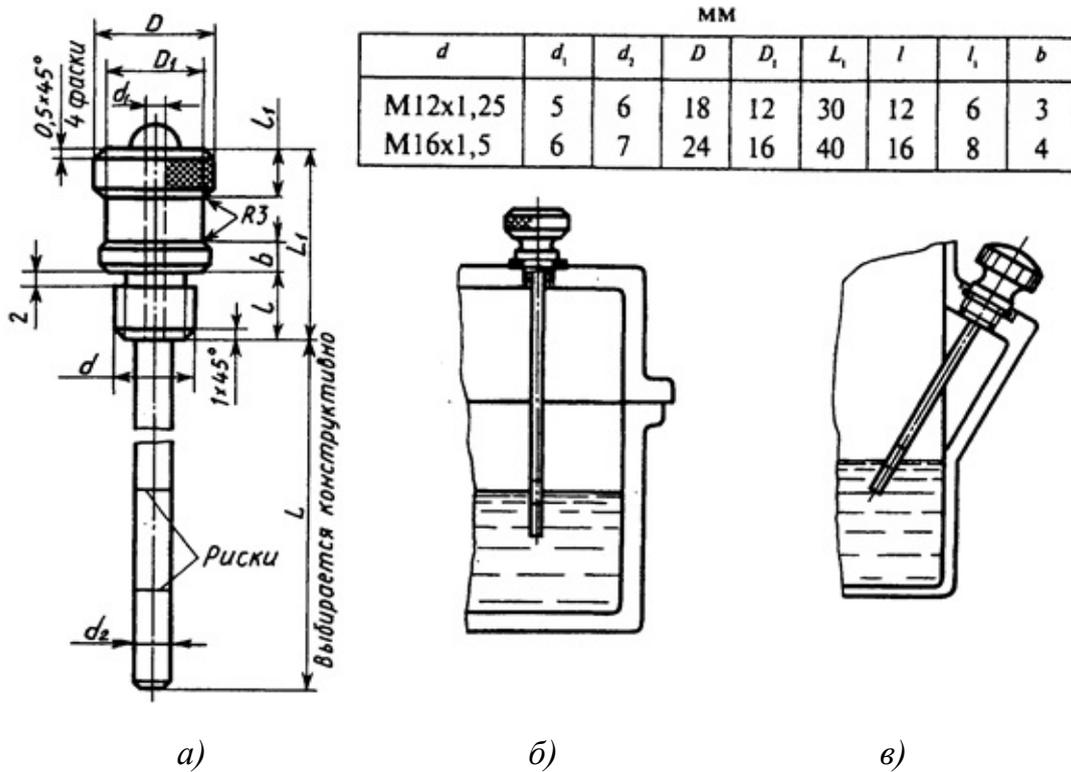
На валу должна быть фаска  $15^\circ$ , чтобы не повредить манжету при установке крышки; отверстие в крышке  $\varnothing 3$  мм для удаления изношенной манжеты. При установке манжеты пружинка должна быть направлена к уплотняемой внутренней полости редуктора.

#### 4.4. Система смазки редуктора

##### Определение уровня погружения колеса цилиндрического одноступенчатого горизонтального редуктора [4]

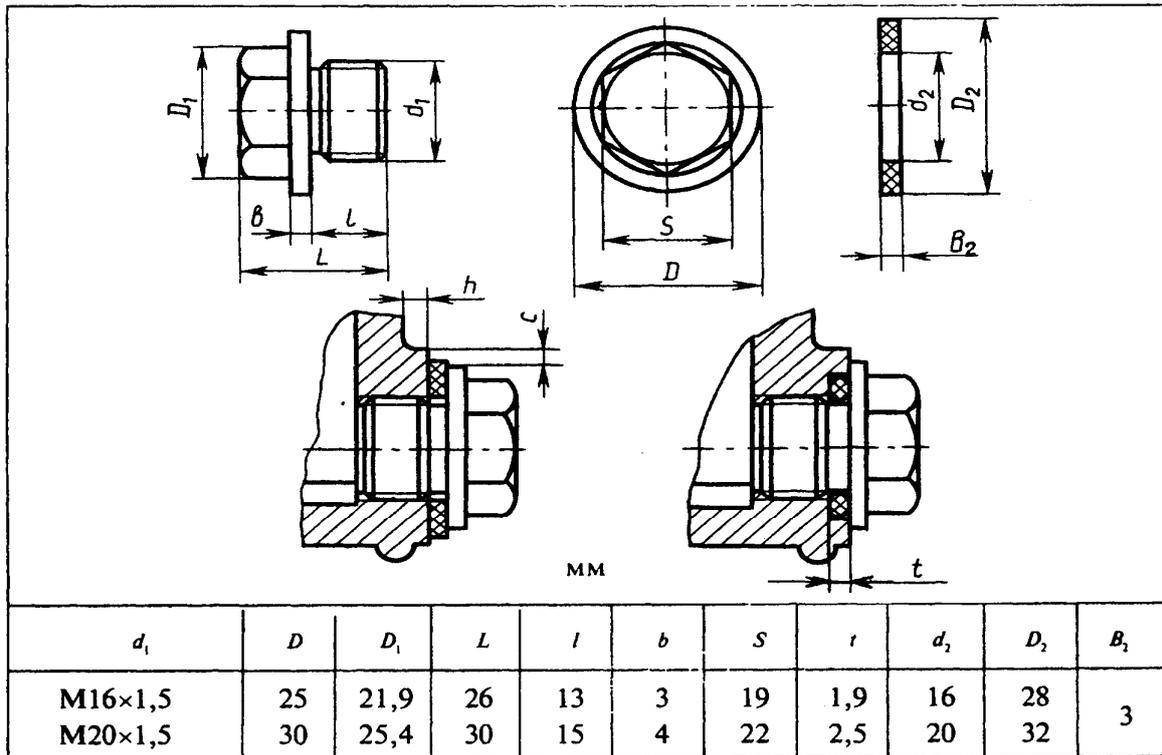


##### Маслоуказатель [4]



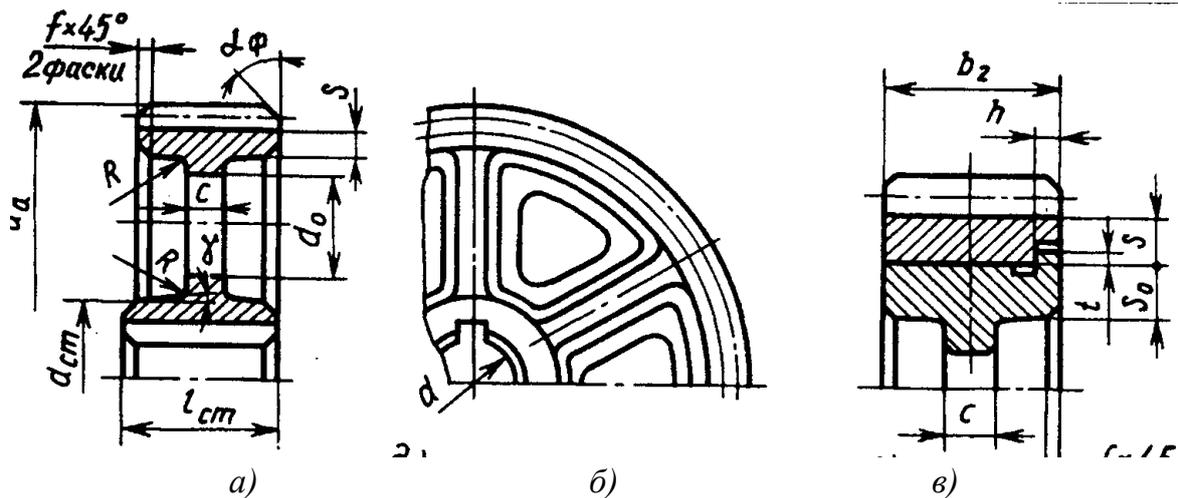
а – чертеж маслоуказателя; б, в – конструктивные разновидности маслоуказателя

## Пробки с цилиндрической резьбой [4]



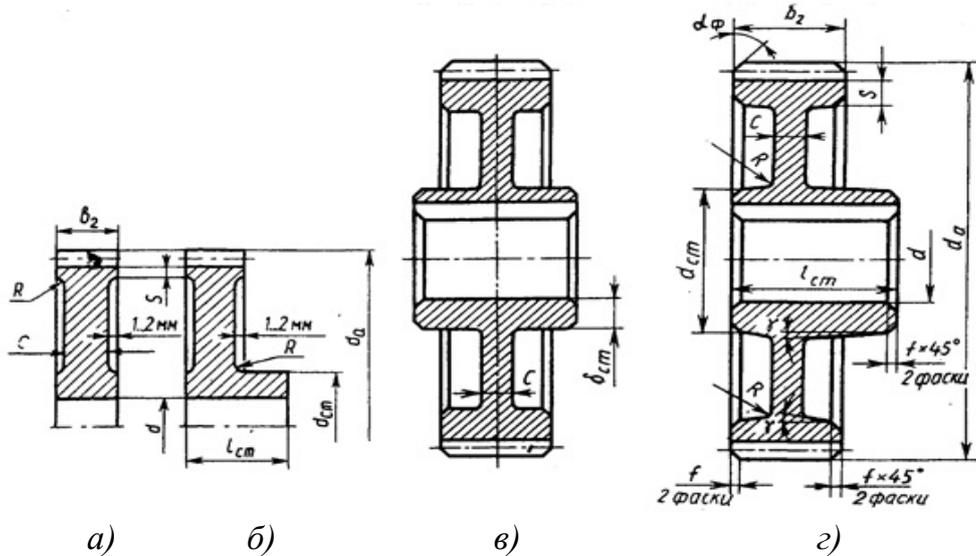
## 4.5. Зубчатые колеса редуктора

### 4.5.1. Элементы зубчатого колеса [4]



а, б – проекции зубчатого колеса с ободом, диском с отверстиями и ступицей с пазом под шпонку; в – составной обод колеса с насаженным зубчатым венцом (значения элементов даны в табл. 4.5.3)

#### 4.5.2. Варианты конструкции зубчатого колеса [4]



а – одинаковые ширина зубчатого венца и длина ступицы; б – несимметричное расположение ступицы по отношению к зубчатому венцу; в – ступица со шпоночным пазом, длина которой больше ширины зубчатого венца, при их симметричном расположении; г – то же при их несимметричном расположении

#### 4.5.3. Параметры цилиндрических зубчатых колес [4]

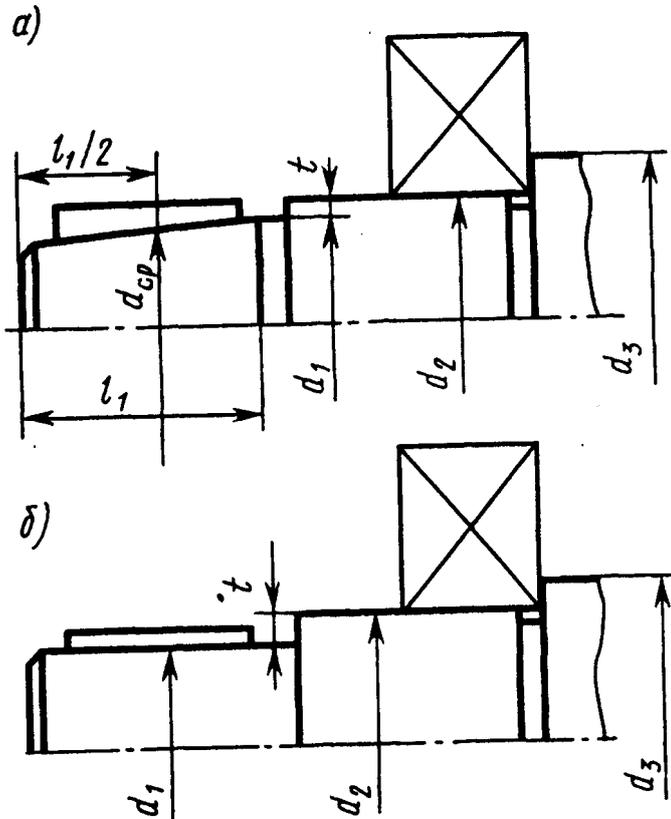
Элементы колеса	Размер	Способ получения заготовки	
		а – круглый прокат, б – ковка	в – ковка, г – штамповка
Обод	Диаметр	$d_a < 100$ мм	$d_a = 100 \dots 500$ мм
	Толщина	$S = 2,2m + 0,05b_2$	
	Ширина	$b_2$ (по результатам расчета)	
Ступица	Диаметр внутренний	$d = d_0 + 3,2r$ , где $d_0$ – диаметр отверстия подшипника, $r$ – координаты фаски подшипника* <sup>1</sup>	
	Диаметр наружный	$d_{ct} = 1,55 d$ при шпоночном соединении и с натягом	
	Толщина	$\delta = 0,3 d$	
	Длина (см. рис. 4.5.2)	$a - l_{ct} = b_2$ , $\delta - l_{ct} = (1,0 \dots 1,5) d$	$l_{ct} = (1,0 \dots 1,5) d$
Диск	Толщина	$C = b_2 - (2 \dots 4)$ , мм	$C \geq 0,25 b_2$
	Радиусы закруглений и уклон	$R \geq 1$ , мм	$R \geq 6$ , мм; $\gamma \geq 7^\circ$
	Отверстия	–	–

**Примечание** \*<sup>1</sup> Значения координаты фаски подшипника  $r$  и величины фаски ступицы и венца  $f$  в зависимости от диаметра отверстия подшипника  $d_0$ :

$d_0$ , мм	17 – 24	25 – 30	32 – 40	42 – 50	52 – 60	62 – 70	71 – 85
$r$ , мм	1,6	2	2,5	3	3	3,5	3,5
$f$ , мм	1	1	1,2	1,6	2	2	2,5

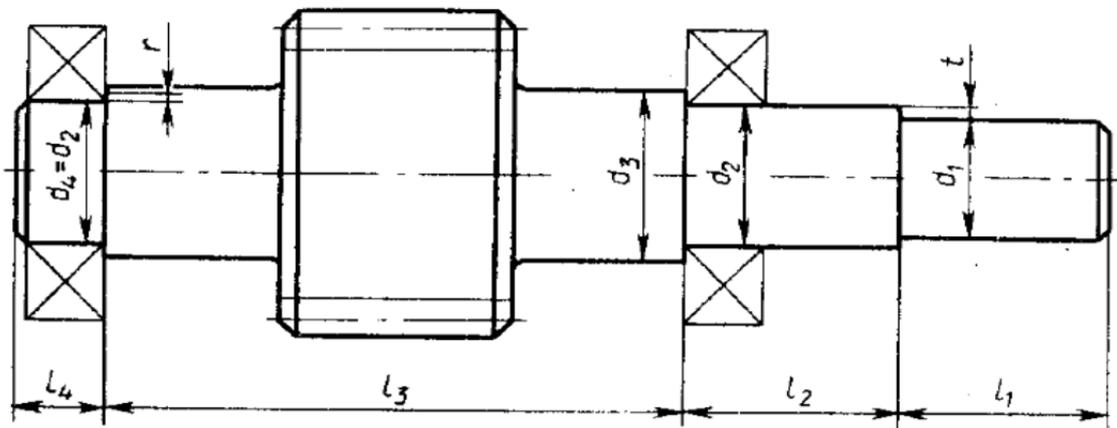
## 4.6. Валы редуктора

### 4.6.1. Ступенчатые валы [4]

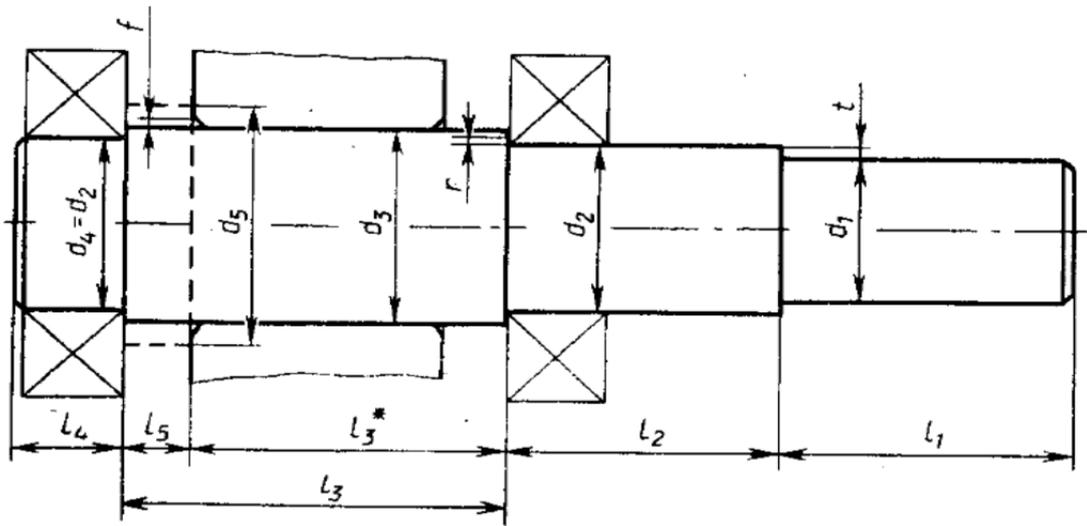


Конструкция выходной ступени вала: а – коническая под полумуфту; б – цилиндрическая под полумуфту

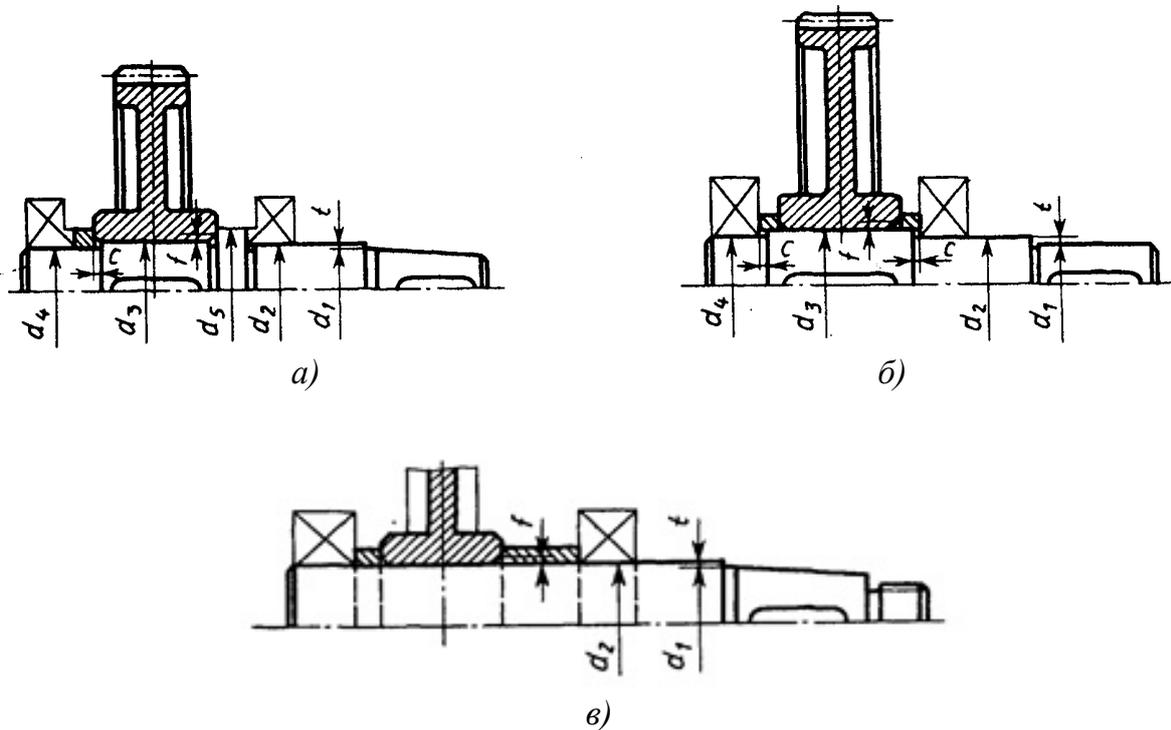
### Типовая конструкция быстроходного вала редуктора [4]



## Типовая конструкция тихоходного вала редуктора



## Варианты конструкции тихоходного вала в сборе с зубчатым колесом и подшипниками



- а – с 5-й ступенью и распорной втулкой на 5-й ступени;  
 б – без 5-й ступени (распорные втулки на 3-й ступени);  
 в – бесступенчатый (гладкий) вал

#### 4.6.2. Параметры ступеней валов [4]

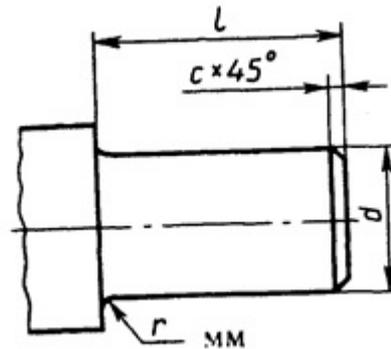
Ступень вала и её параметры $d$ и $l$		Вал-шестерня цилиндрическая	Вал колеса
1-я под полумуфту	$d_1$	$d_1 = (0,8 \dots 1,2) d_{эл.дв}^{*1}$	По формуле (42)
	$l_1$	$l_1 = (1,0 \dots 1,5) d_1$	
2-я под подшипник	$d_2$	$d_2 = d_1 + 2t^{*2}$	
	$l_2$	$l_2 \approx 1,5 d_2$	
3-я под шестерню или колесо	$d_3$	$d_3 = d_2 + 2r^{*3}$	$d_3 = d_2 + 2r$
	$l_3$	$l_3$ определяется графически по компоновке со ступицей колеса	

**Примечание.**  $*^1 d_{эл.дв}$  – выходная ступень вала-ротора электродвигателя;  $*^2 t$  – значения высоты буртика (см. ниже);  $*^3 r$  – координаты (значения) фаски подшипника (см. примечание к табл. 4.5.3). Для вала-шестерни (см. рис. 15) возможно  $d_3 \leq d_{f1}$ , при  $d_3 > d_{a1}$  принять  $d_3 = d_{a1}$ .

Значения высоты буртика  $t$  в зависимости от диаметра отверстия подшипника  $d_0$ :

$d_0$ , мм	17 – 24	25 – 30	32 – 40	42 – 50	52 – 60	62 – 70	71 – 85
$t$ , мм	2	2,2	2,5	2,8	3	3,3	3,5

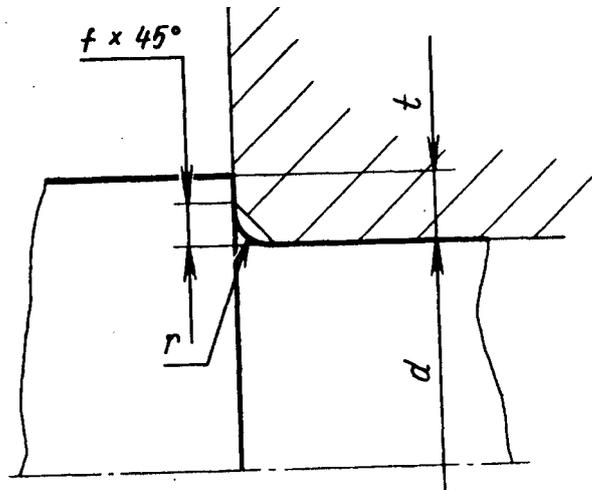
#### Цилиндрические концы валов (ГОСТ 12080-66)



Параметры концов валов, мм

$d$	$l$	$r$	$c$	$d$	$l$	$r$	$c$
20	30	1,6	1,0	45	82	2,0	1,6
22	36	1,6	1,0	50	82	2,5	2,0
25	42	1,6	1,0	55	82	2,5	2,0
28	42	1,6	1,0	60	105	2,5	2,0
32	58	2,0	1,6	70	105	2,5	2,0
36	58	2,0	1,6	80	130	3,0	2,5
40	82	2,0	1,6	90	130	3,0	2,5

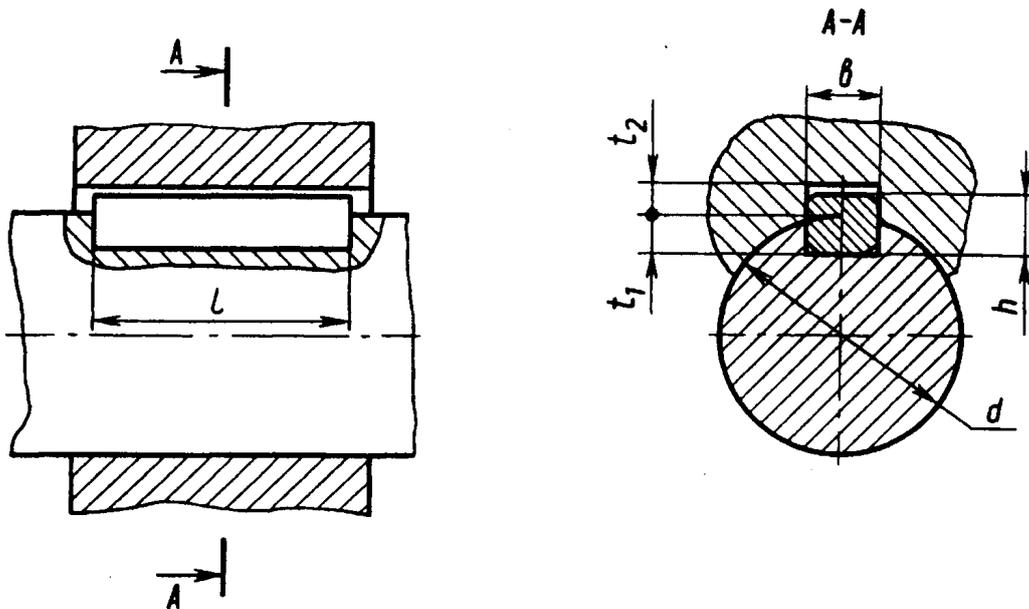
**Соотношение радиусов  $r$  галтелей валов  
и фасок  $f$  ступиц колес**



Значения, мм

$d$	20...28	32...45	50...70	80...90
$r$	1,6	2,0	2,5	3,0
$f$	2,0	2,5	3,0	4,0

**4.6.3. Шпоночные соединения с призматическими  
шпонками (ГОСТ 23360-78)**

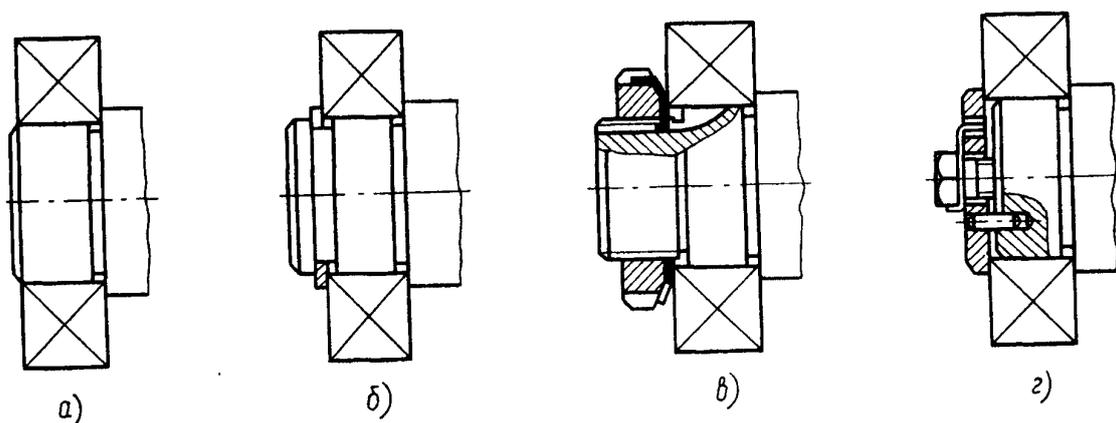


Диаметр вала $d$ , мм		Сечение шпонки, мм		Фаска, мм	Глубина паза, мм		Длина $L$ , мм
Свыше	До	$b$	$h$		вала $t_1$	ступицы $t_2$	
12	17	5	5	0,25 – 0,4	3	2,3	10 – 56
17	22	6	6		3,5	2,8	14 – 70
22	30	8	7		4	3,3	18 – 90
30	38	10	8	0,4 – 0,6	5	3,3	22 – 110
38	44	12			5,5		3,8
44	50	14	9		6	4,3	36 – 160
50	58	16	10		7	4,4	45 – 180
58	65	18	11	0,6 – 0,8	7,6	4,9	50 – 200
65	75	20	12		9	5,4	56 – 220
75	85	22	14		9	5,4	63 – 250
85	95	25		70 – 280			

**Примечания.** 1. Длины призматических шпонок  $L$  выбирают из следующего ряда: 10, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 25, 28, 32, 36, 40, 45, 50, 56, 63, 70, 80, 90, 100, 110, 125, 140, 160, 180, 200, 220, 250.

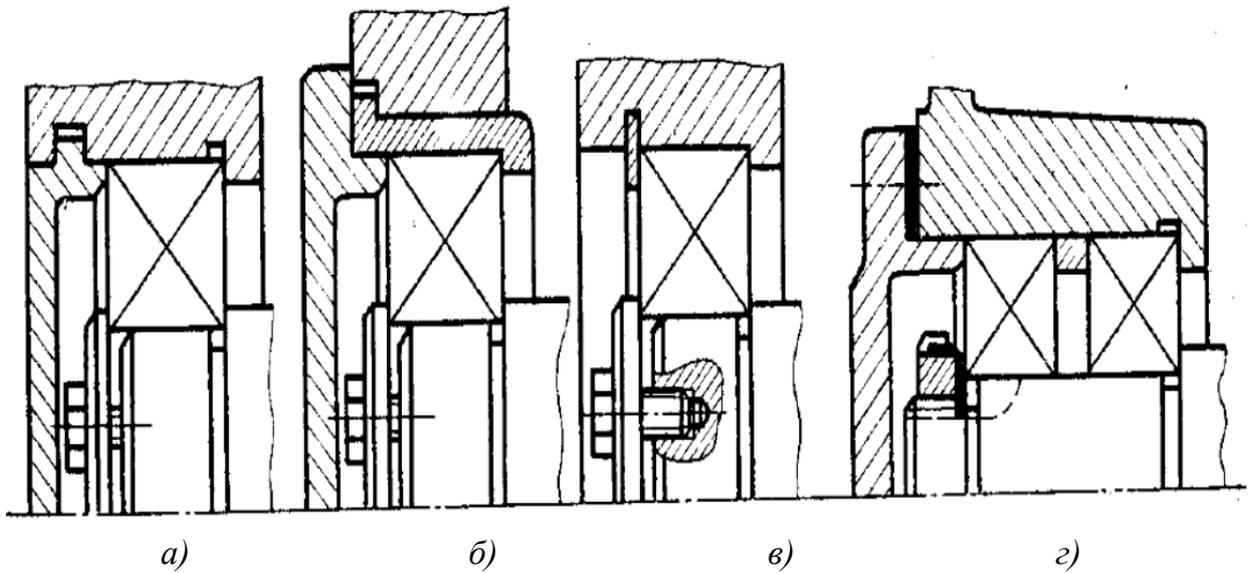
2. Пример условного обозначения шпонки исполнителя I размерами  $b = 16$  мм,  $h = 10$  мм,  $L = 50$  мм. Шпонка 16×10×50 ГОСТ 2360-78.

#### 4.6.4. Способы крепления внутреннего кольца подшипника [4]



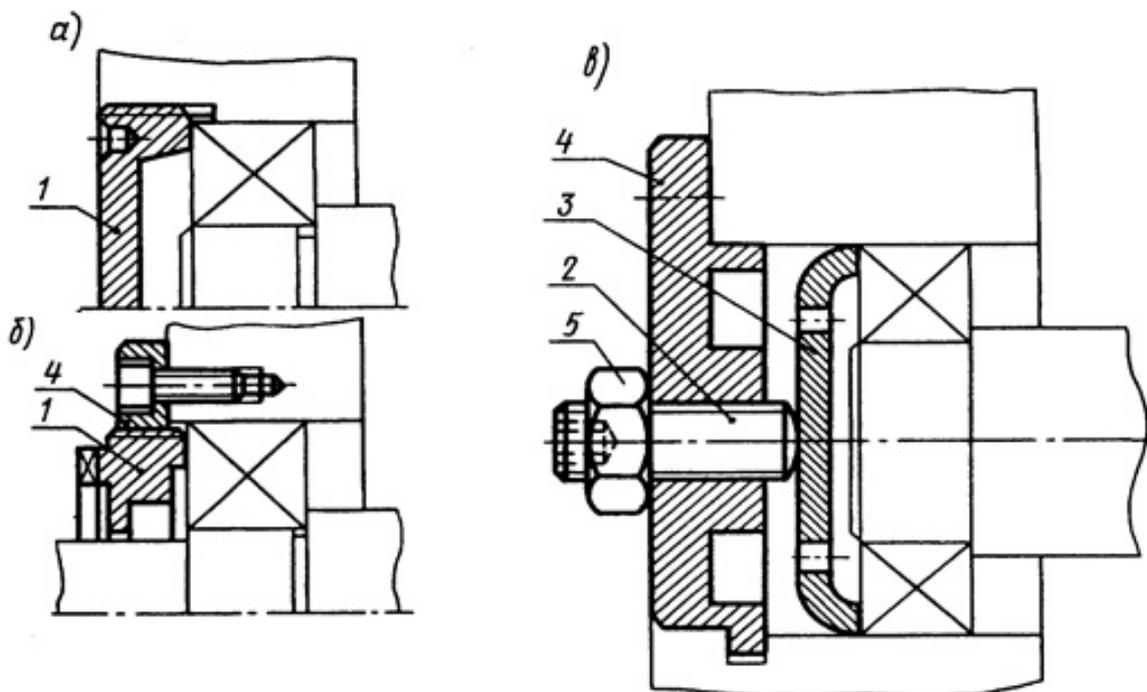
а – посадкой с натягом; б – пружинным упорным кольцом; в – круглой гайкой со шлицами и стопорной шайбой; г – концевой шайбой

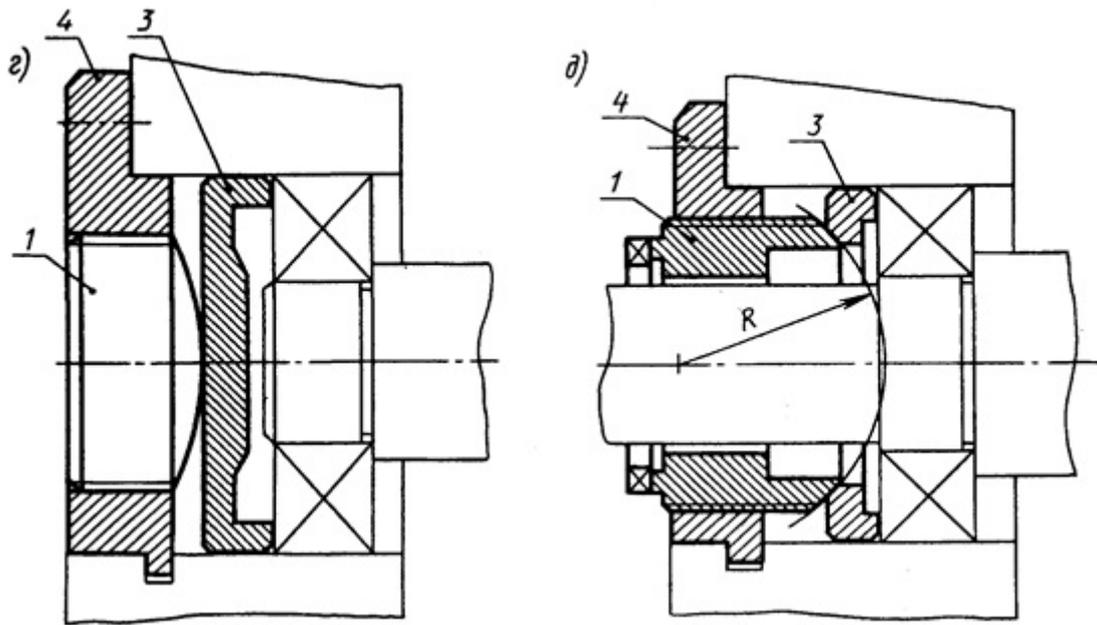
#### 4.6.5. Способы крепления наружного кольца подшипника [4]



а – врезной крышкой и уступом в корпусе; б – глухой крышкой и уступом в корпусе; в – концевой шайбой и уступом в корпусе; г – глухой крышкой, дистанционным кольцом и уступом в корпусе

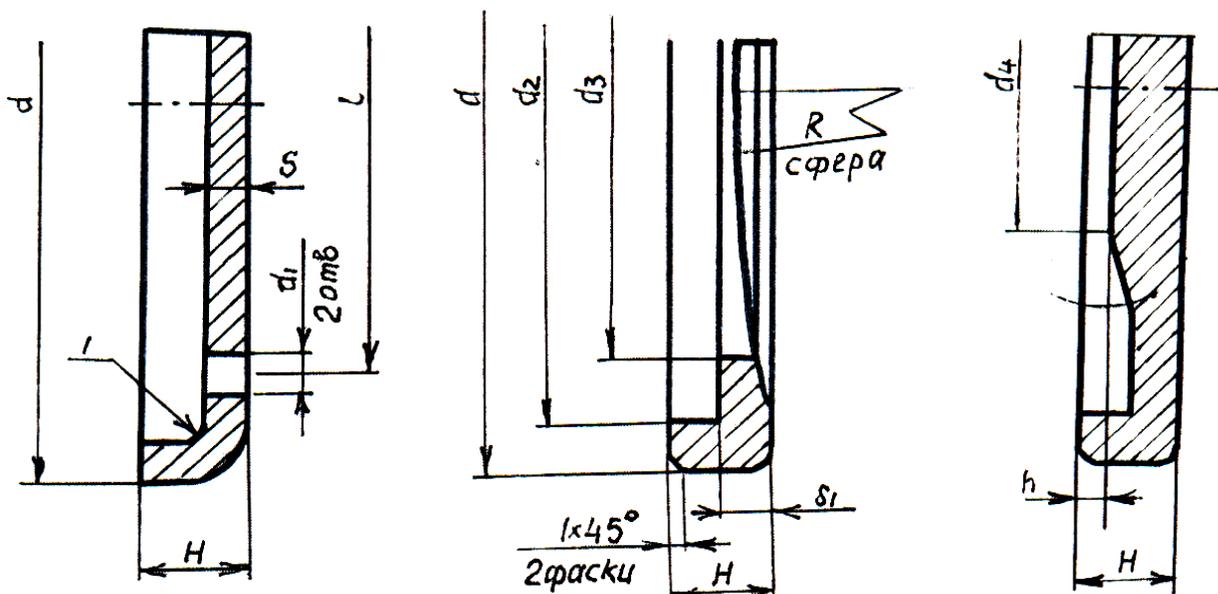
#### 4.6.6. Регулировка конических подшипников





а – полый винт большого диаметра воздействует на наружное кольцо подшипника, резьба в корпусе редуктора; б – то же, резьба в крышке; в – винт малого диаметра с резьбовой крышкой и регулировочной шайбой; г, д – винты большого диаметра с резьбовой крышкой и регулировочной шайбой; 1 – винты большого диаметра, глухие или с отверстием; 2 – винт; 3 – регулировочная шайба; 4 – крышка подшипника; 5 – контргайка. На рис. в, г, д совмещены торцовая и врезная крышки

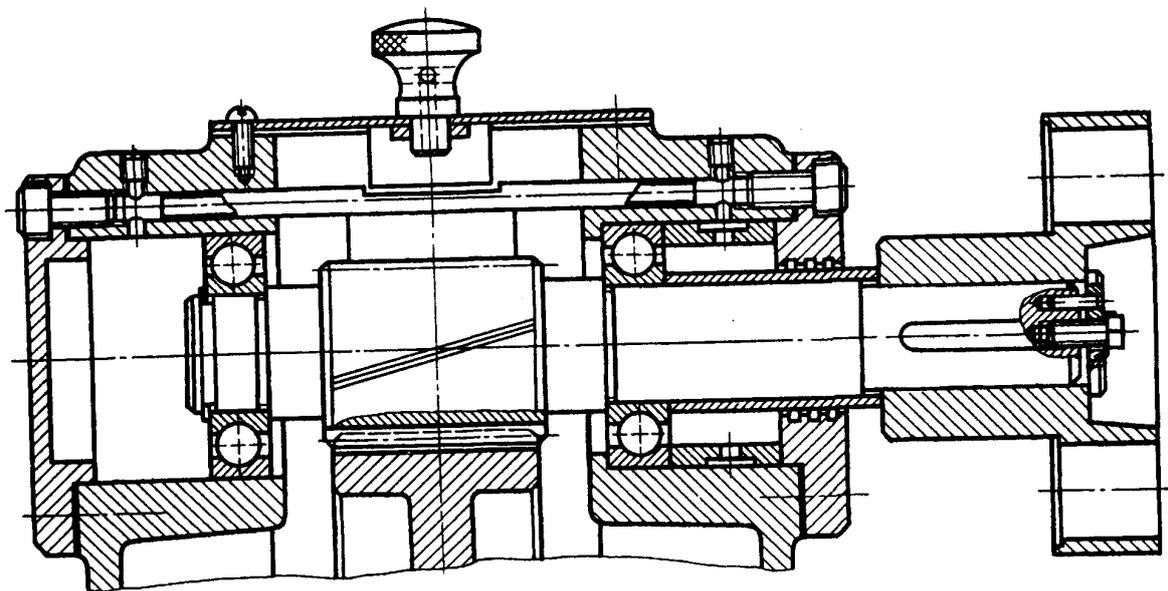
### Шайбы регулировочные



Диаметр крышки	$d$	$d_1$	$d_2$	$d_3$	$d_4$	$l$	$s$	$s_1$	$H$	$h$	$R$	$r$			
40	39,5	3	32	24	15	22	3	4	8	2	20	1,6			
42	41,5		35	17		26		4,5					25		
47	46,5		40	31		30		5					30		
52	51,5	4	42	32	20	34	4	6	10		35	2			
62	61,5		47	38	25								40		
72	71,5		52	42	30	50							65	62	
80	79,5		62	50		55							60	65	65
85	84,5		72	60		60							80	120	80
90	89,5	6	80	68	40	65	6	7	12	3	135	2,5			
95	94,5		85	75		70							140		
100	99,5		80	78		75							140		
110	109,5	6	95	83	40	80			14	4	160	3			

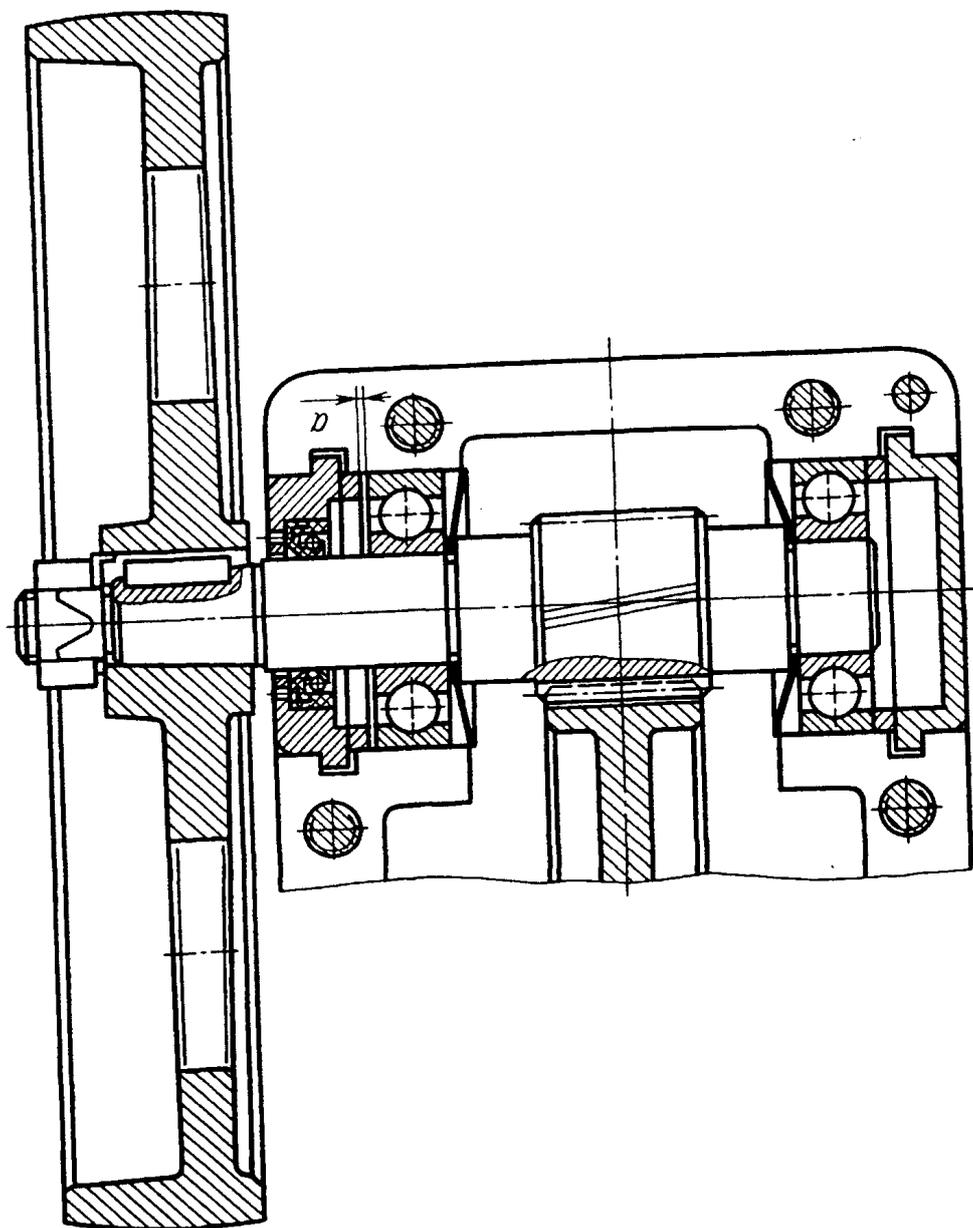
#### 4.6.7. Установка радиальных и радиально-упорных шарикоподшипников

Правая опора – фиксирующая, левая – плавающая



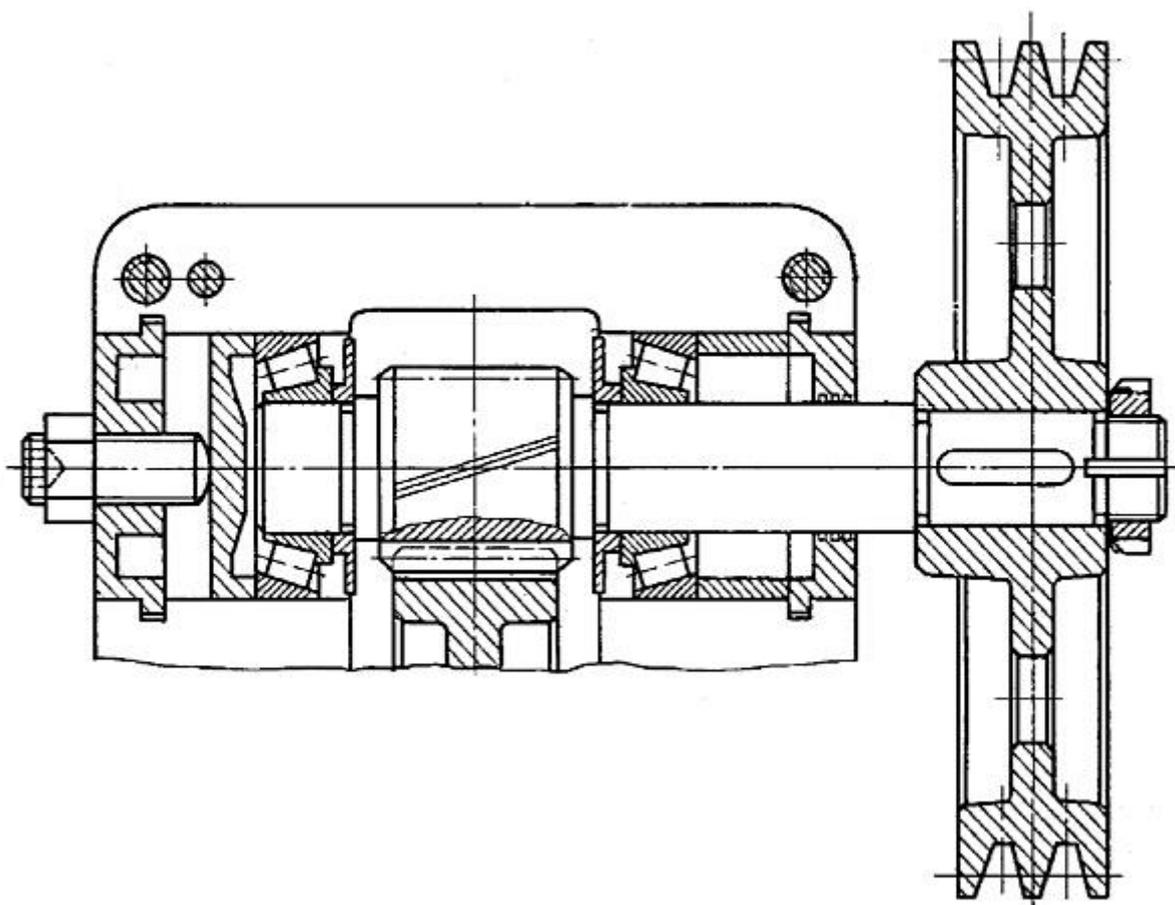
#### 4.6.8. Установка радиально-упорных шарикоподшипников по схеме враспор [4]

Обе опоры фиксирующие, крышки врезные

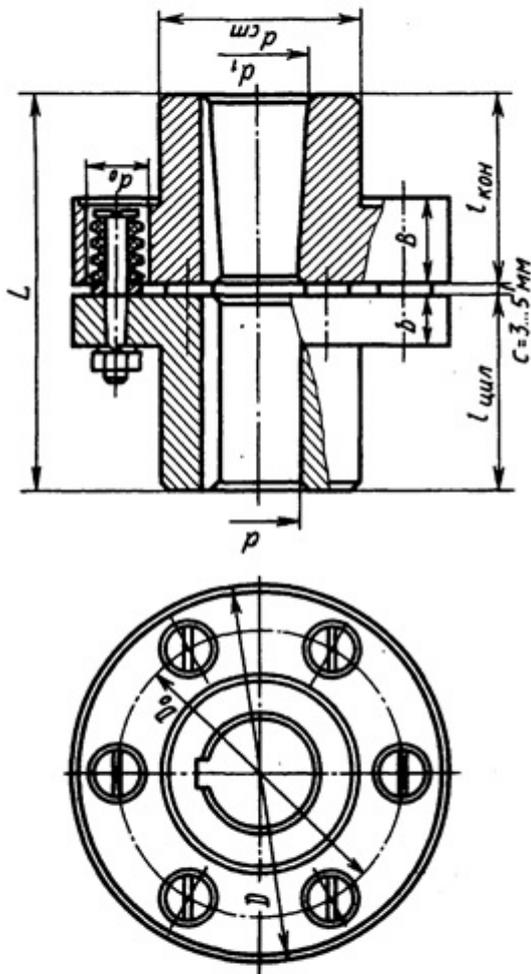


#### 4.6.9. Установка конических роликоподшипников враспор [4]

Обе опоры фиксирующие, крышки врезные; регулирование подшипников – винтом через регулировочную шайбу



#### 4.6.10. Муфты упругие втулочно-пальцевые (ГОСТ 21425-93)



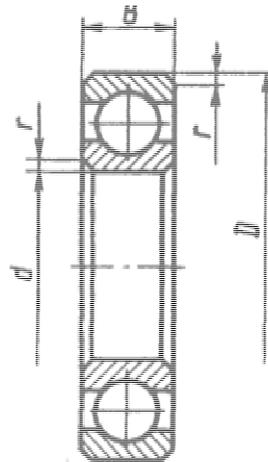
Момент $T, \text{ Н}\cdot\text{м}$	Угловая скорость $\omega, \text{ с}^{-1}$ , не более	Отверстие		Габаритные размеры			Смещение осей шлоков, не более		
		$d, d_1$	$l_{\text{max}}$	$l_{\text{min}}$	$L$	$D$	$d_0$	радиальное $\Delta r$	угловое $\Delta \gamma$
31,5	670	16; 18; 19	28	18	60	90	20	0,2	1°30'
63	600	20; 22; 24	36	24	76	100			
125	480	25; 28	42	26	89	120	28	0,3	
		30	58	38	121				

Окончание таблицы

Момент $T, \text{ Н}\cdot\text{м}$	Угловая скорость $\omega, \text{ с}^{-1}$ , не более	Отверстие			Габаритные размеры			Смещение осей валов, не более	
		$d, d_1$	$l_{\text{max}}$	$l_{\text{min}}$	$L$	$D$	$d_0$	радиальное $\Delta r$	угловое $\Delta \gamma$
250	400	32; 35; 36; 38	38	58	121	140	28	0,3	
				82	169				
500	380	40; 42; 45	56	82	169	170	36	0,4	1°
				82					
710	315	45; 48; 50 55; 56	56	82	170	190	36	0,4	1°
				82					
1000	300	50; 55; 56 60; 63; 65; 70	72	82	170	220	46	0,4	1°
				105	216				
2000	240	63; 65; 71; 75 80; 85; 90	95	105	218	250	46	0,4	1°
				130	268				

Параметры подшипников

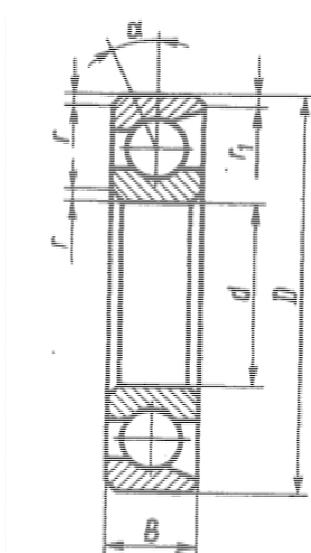
5.1. Подшипники радиальные шариковые (тип 0000)



Обозначение	Размеры, мм				Грузоподъемность, кН		Обозначение	Размеры, мм				Грузоподъемность, кН	
	<i>d</i>	<i>D</i>	<i>B</i>	<i>r</i>	<i>C</i>	<i>C<sub>0</sub></i>		<i>d</i>	<i>D</i>	<i>B</i>	<i>r</i>	<i>C</i>	<i>C<sub>0</sub></i>
Особо легкая серия							Легкая серия						
104	20	42	12	1	9,36	4,5	202	15	35	11	1,0	7,8	3,5
105	25	47	12	1	11,2	5,6	203	17	40	12	1,0	9,6	4,5
106	30	55	13	1,5	13,3	6,8	204	20	47	14	1,5	12,7	6,2
107	35	62	14	1,5	15,9	8,5	205	25	52	15	1,5	14,0	6,95
108	40	68	15	1,5	16,8	9,3	206	30	62	16	1,5	19,3	10,0
109	45	75	16	1,5	21,2	12,2	207	35	72	17	2	25,5	13,7
110	60	80	16	1,5	21,6	13,2	208	40	80	18	2	32,0	17,8
111	55	90	18	2	28,1	17,0	209	45	85	19	2	33,2	18,6
112	60	95	18	2	29,6	18,3	210	50	90	20	2	35,1	19,8
Средняя серия							211	55	100	21	2,5	43,6	25,0
301	12	37	12	1,5	9,75	4,7	212	60	110	22	2,5	52,0	31,0
302	15	42	13	1,5	11,4	5,4	Тяжелая серия						
303	17	47	14	1,5	13,5	6,7	403	17	62	17	2,0	22,9	11,8
304	20	52	15	2	15,9	7,8	404	20	72	19	2,0	30,7	16,6
305	25	62	17	2	22,5	11,5	405	25	80	21	2,5	36,4	20,4
306	30	72	19	2	29,1	14,6	406	30	90	23	2,5	47,0	26,7
307	35	80	21	2,5	33,2	18,0	407	35	100	25	2,5	55,3	31,0
308	40	90	24	2,5	41,0	22,4	408	40	110	27	3,0	63,7	36,5
309	45	100	25	2,5	52,7	30,0	409	45	120	29	3,0	76,1	45,5
310	50	110	27	3	61,8	36,0	410	50	130	31	3,5	87,4	52,0
311	55	120	29	3	71,5	41,5	411	55	140	33	3,5	100	63,0
312	60	130	31	3,5	81,9	48,5	412	60	150	35	3,5	108	70,0

**Примечание.** Пример условного обозначения подшипника типа 0000 средней серии  $d = 30$  мм;  $D = 72$  мм. Подшипник 306 ГОСТ 8338-75.

**5.2. ГОСТ 831-75. Подшипники шариковые радиально-упорные  
однорядные (типы 36000 ( $\alpha = 12^\circ$ ), 36000К ( $\alpha = 15^\circ$ ), 46000 ( $\alpha = 26^\circ$ ),  
66000 ( $\alpha = 36^\circ$ ), где  $\alpha$  – угол контакта)**



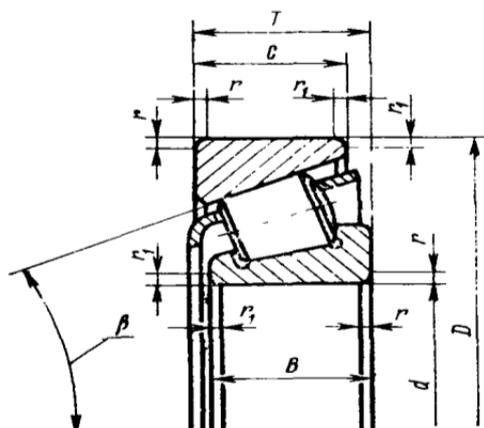
Обозначения			Размеры, мм			Грузоподъемность, кН					
$\alpha = 12^\circ$	$\alpha = 15^\circ$	$\alpha = 26^\circ$	$d$	$D$	$B$	$\alpha = 12^\circ$		$\alpha = 15^\circ$		$\alpha = 26^\circ$	
						$C$	$C_0$	$C$	$C_0$	$C$	$C_0$
Особо легкая серия											
36104	36104К	46104	20	42	12	10,6	5,32	7,8	5,2	–	–
36105	36105К	46105	25	47	12	11,8	6,29	8,65	6,1	–	–
36106	36106К	46106	30	55	13	15,3	8,57	11,2	8,3	14,5	7,88
36107	36107К	46107	35	62	14	–	–	12,9	9,8	–	–
36108	36108К	46108	40	68	15	–	–	13,7	11,0	18,9	11,1
36109	36109К	46109	45	75	16	–	–	18,3	15,0	22,5	13,4
36110	36110К	46110	50	80	16	–	–	19,3	16,6	–	–
36111	36111К	46111	55	90	18	–	–	27,0	23,2	32,6	21,1
Легкая серия											
36204	36204К	46204	20	47	14	15,7	8,31	1,91	7,45	14,8	7,64
36205	36205К	46205	25	52	15	16,7	9,1	11,4	8,0	15,7	8,34
36206	36206К	46206	30	62	16	22,0	12,0	16,3	12,0	21,9	12,0
36207	36207К	46207	35	72	17	30,8	17,8	20,0	15,3	29,0	16,4
36208	36208К	46208	40	80	18	38,9	23,2	27,0	20,4	36,8	21,4
36209	36209К	46209	45	85	19	41,2	25,1	32,0	25,5	38,7	23,1
36210	36210К	46210	50	90	20	43,2	27,0	35,5	28,5	40,6	24,9
36211	36211К	46211	55	100	21	58,4	34,2	41,5	34,5	50,3	31,5

Обозначения			Размеры, мм			Грузоподъемность, кН					
$\alpha = 12^\circ$	$\alpha = 15^\circ$	$\alpha = 26^\circ$	$d$	$D$	$B$	$\alpha = 12^\circ$		$\alpha = 15^\circ$		$\alpha = 26^\circ$	
						$C$	$C_0$	$C$	$C_0$	$C$	$C_0$
Средняя серия											
–	36304К	46304	20	47	14	–	–	11,9	7,45	17,8	9,0
–	36305К	46305	25	52	15	–	–	11,4	8,0	26,9	14,6
–	36306К	46306	30	62	16	–	–	16,3	12,0	32,6	18,3
–	36307К	46307	35	72	17	–	–	20,0	15,3	42,6	24,7
36308	36308К	46308	40	80	18	53,9	32,8	27,0	20,4	50,8	30,1
–	36309К	46309	45	85	19	–	–	32,0	25,5	61,4	37,0
–	36310К	46310	50	90	20	–	–	35,5	28,5	71,8	44,0
–	36311К	46311	55	100	21	–	–	41,5	34,5	82,8	51,6

**Примечания:** 1. Обозначения:  $C$  – динамическая грузоподъемность, Н (в таблице в килоньютонах, в пособии обозначена  $C_r$ ),  $C_0$  – статическая грузоподъемность, Н (определяется при частоте вращения вала до 1 об/мин). Расчет подшипников на долговечность основан на динамической грузоподъемности.

2. Пример условного обозначения подшипника типа 46000 легкой серии с  $d = 30$  мм,  $D = 62$  мм,  $B = 16$  мм, угол контакта  $\alpha = 26^\circ$ . Подшипник 46206 ГОСТ 831-75.

### 5.3. Подшипники радиально-упорные роликовые с коническими роликами по ГОСТ 333-79 (тип 7000)



Обозначения	Размеры, мм							Грузоподъемность, кН	
	<i>d</i>	<i>D</i>	<i>T</i>	<i>b</i>	<i>c</i>	<i>r</i>	<i>rl</i>	<i>C</i>	<i>C<sub>0</sub></i>
Легкая серия (угол $\beta = 12 - 18^\circ$ )									
7204	20	47	15,25	14	12	1,5	0,5	19,1	13,3
7205	25	52	16,25	15	13			23,9	17,9
7206	30	62	17,25	16	14			29,8	22,3
7207	35	72	18,25	17	15	20	0,8	35,2	26,3
7208	40	80	19,75	20	16			42,4	32,7
7209	45	85	20,75	19	16			42,7	33,4
7210	50	90	21,75	21	17			52,9	40,6
7211	55	100	22,75	21	18	2,5		57,9	46,1
Легкая серия (угол $\beta = 12 - 16^\circ$ )									
7506	30	62	21,25	20,5	17	1,5	0,5	36,0	27,0
7507	35	72	24,25	23,0	20	2,0	0,8	53,0	40,0
7508	40	80	24,75	23,5	20			56,0	44,0
7509	45	85	24,75	23,5	20			60,0	46,0
7510	50	90	24,75	23,5	20			62,0	54,0
7511	55	100	26,75	25,0	21	2,5		80,0	61,0
Средняя серия (угол $\beta = 10 - 14^\circ$ )									
7304	20	52	16,25	16	13	2,0	0,8	25,0	1,7
7305	25	62	18,25	17	15			29,6	20,9
7306	30	72	20,75	19	17			40,0	29,9
7307	35	80	22,75	21	18	2,5	1,0	48,1	35,3
7308	40	90	25,25	23	20			62,0	46,0
7309	45	100	27,25	26	22			76,1	59,3
7310	50	110	29,25	29	23			96,6	75,9
7311	55	120	31,0	29	25	3,0		102,0	81,5

**Примечание.** Пример условного обозначения подшипника типа 7000 легкой серии  $d = 50$  мм;  $D = 90$  мм. Подшипник 7210 ГОСТ 333-79.

#### 5.4. Коэффициенты $X$ и $Y$ для радиальных и радиально-упорных подшипников (коэффициент $V = 1$ )

Конструктивная разновидность подшипника	$\alpha$	Относительная осевая нагрузка $R_a/C_o$	$X$	$Y$	$X$	$Y$	$e$
			При $R_a / VR_r \leq e$		При $R_a / VR_r > e$		
Радиальный подшипник (тип 0000)	$0^\circ$	0,014	1	0	0,56	2,30	0,19
		0,028				1,99	0,22
		0,056				1,71	0,26
		0,084				1,55	0,28
		0,110				1,45	0,30
		0,170				1,31	0,34
		0,280				1,15	0,38
		0,420				1,04	0,42
		0,560				1,00	0,44
Радиально-упорный подшипник (тип 36000)	$12^\circ$	0,014	1	0	0,45	1,81	0,30
		0,029				1,62	0,34
		0,057				1,46	0,37
		0,086				1,34	0,41
		0,110				1,22	0,45
		0,170				1,13	0,48
		0,290				1,04	0,52
		0,430				1,01	0,54
		0,570				1,0	0,54
Радиально-упорный подшипник (тип 46000)	$26^\circ$	–	1	0	0,41	0,87	0,68
Радиально-упорный подшипник (тип 7000)	var	–	1	0	0,4	$0,4 \operatorname{ctg} \alpha$	$1,5 \operatorname{tg} \alpha$

Нормальные размеры

4,4	7,8	13,5	<b>25</b>	46	82	<b>150</b>	<b>280</b>	<b>500</b>
<b>4,5</b>	<b>8,0</b>	<b>14,0</b>	<b>26</b>	<b>48</b>	<b>85</b>	155	290	515
4,6	8,2	14,5	27	49	88	<b>160</b>	<b>300</b>	<b>530</b>
<b>4,8</b>	<b>8,5</b>	<b>15,0</b>	<b>28</b>	<b>50</b>	<b>90</b>	165	310	545
4,9	8,8	15,5	29	52	92	170	320	560
<b>5,0</b>	<b>9,0</b>	<b>16,0</b>	<b>30</b>	<b>53</b>	<b>95</b>	175	330	580
5,2	9,2	16,5	31	55	<b>100</b>	<b>180</b>	<b>340</b>	<b>600</b>
<b>5,3</b>	<b>9,5</b>	<b>17,0</b>	<b>32</b>	<b>56</b>	102	185	350	615
5,5	9,8	17,5	33	58	<b>105</b>	<b>190</b>	<b>360</b>	<b>630</b>
<b>5,6</b>	<b>10,0</b>	<b>18,0</b>	<b>34</b>	<b>60</b>	108	195	370	650
5,8	10,2	18,5	35	62	<b>110</b>	<b>200</b>	<b>380</b>	<b>670</b>
<b>6,0</b>	<b>10,5</b>	<b>19,0</b>	<b>36</b>	<b>63</b>	112	205	390	690
6,2	10,8	19,5	37	65	115	<b>210</b>	<b>400</b>	<b>710</b>
<b>6,3</b>	<b>11,0</b>	<b>20,0</b>	<b>38</b>	<b>67</b>	118	215	410	730
6,5	11,2	20,5	39	70	<b>120</b>	<b>220</b>	<b>420</b>	<b>750</b>
<b>6,7</b>	<b>11,5</b>	<b>21,0</b>	<b>40</b>	<b>71</b>	<b>125</b>	230	440	775
7,0	11,8	21,5	41	73	<b>130</b>	<b>240</b>	<b>450</b>	<b>800</b>
<b>7,1</b>	<b>12,0</b>	<b>22,0</b>	<b>42</b>	<b>75</b>	135	250	460	825
7,3	12,5	23,0	44	78	<b>140</b>	<b>260</b>	<b>480</b>	<b>850</b>
<b>7,5</b>	<b>13,0</b>	<b>24,0</b>	<b>45</b>	<b>80</b>	145	270	490	875

Стандарт [9] устанавливает нормальные линейные размеры в интервале от 0 до 2,2 мм через каждые 0,05 мм; в интервале от 2,2 до 4,2 мм через каждые 0,01 мм. Далее – по таблице. Выделенные шрифтом размеры являются предпочтительными.

**7.1. Болты с шестигранной головкой 1 (ГОСТ 7787-70);  
болты с шестигранной уменьшенной головкой 2 (ГОСТ 7808-70)**

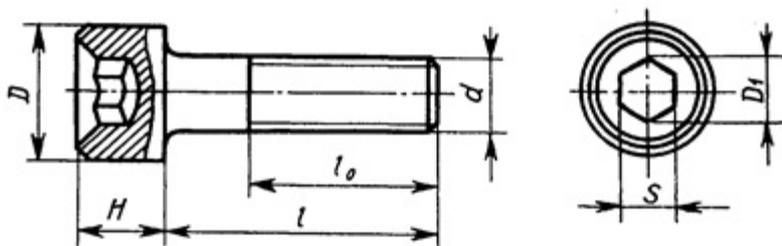
d	ГОСТ 7798—70			ГОСТ 7808—70			l	l <sub>0</sub>
	S	H	D	S	H <sub>1</sub>	D <sub>2</sub>		
8	13	5,5	14,2	12	5	13,2	8... 60	$l_0=l$ при $l \leq 25$ , $l_0=22$ » $l \geq 30$
10	17	7	18,7	14	6	15,5	10... 80	$l_0=l$ » $l \leq 30$ , $l_0=26$ » $l \geq 35$
12	19	8	20,9	17	7	18,9	14...100	$l_0=l$ » $l \leq 30$ , $l_0=30$ » $l \geq 35$
16	24	10	26,5	22	9	24,5	20...120	$l_0=l$ » $l \leq 40$ , $l_0=38$ » $l \geq 45$
20	30	13	33,3	27	11	30,2	25...150	$l_0=l$ » $l \leq 50$ , $l_0=46$ » $l \geq 55$
24	36	15	39,6	32	13	35,8	35...150	$l_0=l$ » $l \leq 60$ , $l_0=54$ » $l \geq 65$

**Примечания.** 1. Размер длины  $l$  в указанных пределах брать из следующего ряда чисел: 8, 10, 12, 14, 16, 20, 25, 30, 35, 40, 45, 50, 55, 60, 65, 70, 75, 80, 90, 100, 110, 120, 130, 140, 150.

2. Шаг резьбы  $p$  см. в п. 7.2.

3. Пример обозначения болта исполнения 1 диаметром резьбы  $d = 6$  мм, длиной  $l = 20$  мм, с крупным шагом, с полем допуска 8g, класса прочности 6.6, с покрытием 02 (кадмиевое с хромированием) толщиной 9 мкм. Болт М6-8g × 20.66.029 ГОСТ 7798 – 70.

## 7.2. Винты с цилиндрической головкой и шестигранным углублением «под ключ» (ГОСТ 11738 - 84)



d	Шаг резьбы p		S	D <sub>1</sub>	D	H	l	l <sub>0</sub>
	крупный	мелкий						
6	1	—	5	5,8	10	6	10...50	$l_0=l$ при $l < 20$ , $l_0=18$ при $l \geq 25$
8	1,25	1	6	6,9	13	8	12...60	$l_0=l$ при $l < 25$ , $l_0=22$ при $l \geq 30$
10	1,5	1,25	8	9,2	16	10	16...70	$l_0=l$ при $l < 30$ , $l_0=26$ при $l \geq 35$
12	1,75	1,25	10	11,5	18	12	20...80	$l_0=l$ при $l < 30$ , $l_0=30$ при $l \geq 35$
16	2	1,5	14	16,2	24	16	25...100	$l_0=l$ при $l < 40$ , $l_0=38$ при $l \geq 45$
20	2,5	1,5	17	19,6	30	20	30...120	$l_0=l$ при $l < 50$ , $l_0=46$ при $l \geq 55$
24	3	2	19	21,9	36	24	35...120	$l_0=l$ при $l < 60$ , $l_0=54$ при $l \geq 65$

**Примечания.** 1. Размер длины  $l$  в указанных пределах брать из следующего ряда чисел: 8, 10, 12, 14, 16, 20, 25, 30, 35, 40, 45, 50, 55, 60, 65, 70, 75, 80, 90, 100, 110, 120, 130, 140, 150.

2. Пример обозначения винта диаметром резьбы М8, с крупным шагом резьбы, с полем допуска 6g, длиной  $l = 20$  мм, класса прочности 6.8, без покрытия: *Винт М8-6g × 20.68 ГОСТ 11738 – 84.*

7.3. Винты с цилиндрической головкой (ГОСТ 1491-80); винты с полукруглой головкой (ГОСТ 17473-84); винты с потайной головкой (ГОСТ 17475-80)

d	ГОСТ 1491-80					ГОСТ 17473-84					ГОСТ 17475-80	
	D	D <sub>1</sub>	H	H <sub>1</sub>	h	h <sub>1</sub>	h <sub>2</sub>	b	l	l <sub>0</sub>	l <sub>0</sub>	l
5	8,5	9,2	3,5	3,5	1,7	2,3	1,2	1,2	8...70	8...70	$l_0 = l$ при $l < 22$ , $l_0 = 16$ при $l \geq 22$	
6	10,0	11,0	4,0	4,2	2,0	2,3	1,5	1,6	8...70	8...70	$l_0 = l$ при $l < 25$ , $l_0 = 18$ при $l \geq 25$	
8	13,0	14,5	5,0	5,6	2,5	3,5	2	2	12...70	12...70	$l_0 = l$ при $l < 32$ , $l_0 = 22$ при $l \geq 32$	
10	16,0	18,0	6,0	7,0	3,0	3,5	2,5	2,5	20...70	20...70	$l_0 = l$ при $l < 38$ , $l_0 = 26$ при $l \geq 38$	
12	18,0	21,5	7,0	8,0	3,5	4,2	2,5	3	22...85	22...85	$l_0 = l$ при $l < 42$ , $l_0 = 30$ при $l \geq 42$	

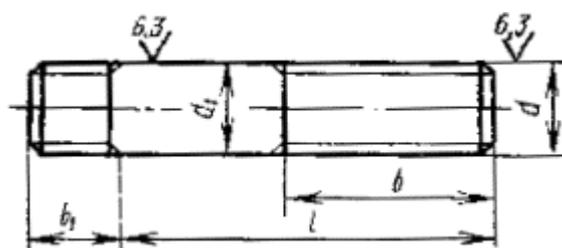
Примечания: 1. Размер l в указанных пределах брать из ряда чисел, приведенного в табл. К2. 2. Пример условного обозначения винта класса точности А, диаметром резьбы d=12 мм, с крупным шагом резьбы, с полем допуска б<sub>6</sub>, длиной l=50 мм, класса прочности 4,8, без покрытия: Винт А.М12-б<sub>6</sub>-50,48 ГОСТ 1491-80.

**7.4. Гайки шестигранные (ГОСТ 5915-70); гайки шестигранные низкие (ГОСТ 5916-70); гайки с уменьшенным «размером под ключ» (ГОСТ 2524-70)**

	Исполнение 1		Исполнение 2		Исполнение 1		Исполнение 2	
	ГОСТ 5915—70		ГОСТ 5916—70		ГОСТ 2524—70		ГОСТ 2524—70	
	ММ							
<i>d</i>	8	10	12	(14)	16	(18)	20	(22)
<i>S</i>	13	17	19	22	24	27	30	32
<i>S<sub>1</sub></i>	12	14	17	19	22	24	27	30
<i>D</i>	14,2	18,7	20,9	24,3	26,5	29,9	33,3	35,0
<i>D<sub>2</sub></i>	13,2	15,5	18,9	21,9	24,5	27,6	30,2	34,6
<i>H</i>	6,5	8	10	11	13	15	16	18
<i>H<sub>1</sub></i>	5	6	7	8	8	9	9	10

Примечания: 1. Размеры гаек, заключенные в скобки, применять не рекомендуется.  
2. Пример условного обозначения гайки исполнения 1, диаметром резьбы  $d = 12$  мм, с крупным шагом резьбы, с полем допуска  $6H$ , класса прочности 5, без покрытия: *Гайка M12-6H.5 ГОСТ 5915—70.*

**7.5. Шпильки с ввинчиваемым концом  $b_1$  длиной, равной  $1d$  (ГОСТ 22032–76),  $1,25d$  (ГОСТ 22034–76) и  $2d$  (ГОСТ 22038–76)**



Размеры шпилек, мм

Номинальный диаметр резьбы $d$	6	8	10	12	16	20
Шаг $P$ : крупный	1	1,25	1,5	1,75	2	2,5
Шаг $P$ : мелкий	—	1	1,25			1,5
Диаметр стержня $d_1$	6	8	10	12	16	20
Длина ввинчиваемого резьбового конца $b_1$	6	8	10	12	16	20

Длина резьбовых концов шпильки  $b$ , мм

$d$	8	10	12	16	20
$b_1$	8; 10; 16	10; 12; 20	12; 15; 24	16; 20; 32	20; 25; 40
Длина $l$	Длина резьбы гаечного конца $b$				
20	14	–	–	–	–
25	18	18	–	–	–
30	22	22	22	–	–
35	22	26	26	26	–
40	22	26	30	30	30
45	22	26	30	34	34
50	22	26	30	38	38
55	22	26	30	38	42
60	22	26	30	38	46
65 – 120	22	26	30	38	46

**Примечания.** 1. Размер рабочей длины шпильки  $l$  в пределах от 60 до 150 мм брать из следующего ряда чисел: 60, 65, 70, 75, 80, 90, 100, 110, 120, 130, 140, 150. 2. Пример обозначения шпильки с диаметром резьбы  $d = 16$  мм, с крупным шагом  $P = 2$  мм, полем допуска 6g, длиной  $l = 120$  мм, с ввинчиваемым концом  $l = 1,25 d$  (20 мм), класса прочности 5,8, без покрытия: Шпилька М16-6g × 120.58 ГОСТ 22034 – 76.

## ПОСАДКИ СОПРЯГАЕМЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ

### 1. Основные понятия о допусках и посадках

Основные понятия о допусках и посадках содержатся в ГОСТ 25346-89 «Основные нормы взаимозаменяемости. Единая система допусков и посадок. Общие положения, ряды допусков и основных отклонений».

Стандарт распространяется на гладкие элементы деталей, цилиндрические или ограниченные параллельными плоскостями, а также на образованные ими посадки и устанавливает термины, определения и условные обозначения, допуски и основные отклонения системы допусков и посадок для размеров до 3150 мм. Таким образом, объектами являются цилиндрические поверхности валов и отверстий в различных деталях, которые соединяются в узлы и агрегаты машин. Стандарт также распространяется на шпонки и шпоночные пазы в деталях.

В современном машиностроении предъявляются чрезвычайно высокие требования к точности изготовления рабочих поверхностей деталей. Размеры их должны выдерживаться с точностью до нескольких микрометров или даже долей микрометра. Один микрометр равен одной тысячной доли миллиметра, т. е.  $1\text{ мкм} = 1 \cdot 10^{-3}\text{ мм}$ .

Конструктор на основе этого стандарта задает предельные размеры, т. е. два предельно допустимых размера элемента, между которыми должен находиться или одному из которых может быть равен действительный размер. Действительный размер элемента устанавливается измерением.

Предельные размеры элемента (отверстия или вала) можно выразить двумя способами. Например,  $D = 30_{0,1}^{0,2} = 30,1 - 30,2\text{ мм}$ .

В этом выражении  $D = 30$  – номинальный размер отверстия в миллиметрах. Вообще **все параметры, относящиеся к отверстию, пишутся прописными**, т. е. большими буквами. **Внизу** у номинального размера – **нижнее отклонение отверстия**, которое **обозначается  $EI = 0,1\text{ мм}$** , **вверху** – **верхнее отклонение отверстия  $ES = 0,2\text{ мм}$** . Для того чтобы получить наименьшее допустимое значение отверстия, следует к номинальному размеру прибавить алгебраически нижнее от-

клонение, т. е.  $D_{\min} = D + EI$ . В нашем примере  $D_{\min} = 30 + 0,1 = 30,1$  мм. Аналогично  $D_{\max} = D + ES$  или  $D_{\max} = 30 + 0,2 = 30,2$  мм. Это же видно во второй записи предельных размеров. Следовательно, первая и вторая записи равноценны. В ГОСТ 25346-89 предусмотрена первая форма записи.

Подобный результат получим для вала, который предназначен для соединения с этим отверстием. Номинальный размер такого вала равен номинальному размеру отверстия, т. е.  $d = D = 30$  мм. Номинальные размеры не имеют индексов. **Все параметры для валов обозначаются строчными**, т. е. маленькими буквами. Это нужно запомнить, иначе не будет понятно, к валу или отверстию относится тот или иной параметр. Пусть предельные размеры вала имеют вид

$$d = 30_{-0,15}^{-0,05} = 29,85...29,95 \text{ мм.}$$

В этом случае нижнее отклонение вала  $ei = -0,15$  мм, верхнее отклонение  $es = -0,05$  мм. Соответственно  $d_{\min} = d + ei = 30 + (-0,15) = 29,85$  мм, а  $d_{\max} = d + es = 30 + (-0,05) = 29,95$  мм.

Введем понятие допуска. **Допуск  $T$  – это разность между наибольшим и наименьшим предельными размерами или алгебраическая разность между верхним и нижним отклонениями.** Докажем вторую часть определения на примере отверстия.  $T = D_{\max} - D_{\min} = D + ES - (D + EI) = ES - EI$ . В нашем примере допуск для отверстия  $T_D = ES - EI = 0,2 - 0,1 = 0,1$  мм, для вала  $T_d = es - ei = -0,05 - (-0,15) = 0,15 - 0,05 = 0,1$  мм.

Рассмотренные в примере допуски не являются стандартными. Стандартные допуски обозначаются  $IT$ , их значения находятся в таблице стандарта и должны применяться при выполнении чертежей.

**Допуск по определению всегда положителен, а отклонения могут быть как положительными, так и отрицательными.** Если отклонения положительные, то размеры отверстия или вала будут больше номинального, если отклонения отрицательные, – меньше номинального размера.

По результату расчета следует, что в рассмотренном примере предельные размеры отверстия больше предельных размеров вала. Следовательно, в этом соединении при любом сочетании действительных размеров годных деталей будет гарантированный зазор. Рассмотренное соединение относится к посадке с гарантированным зазором. Определим предельные значения зазоров в этом соединении.

**Чем больше размер отверстия и чем меньше размер вала, тем больше будет зазор  $S$ , и, наоборот, чем меньше размер отверстия и чем больше размер вала, тем меньше будет зазор, т. е.**

$$S_{\max} = D_{\max} - d_{\min} = D + ES - (d + ei) = ES - ei = 0,2 - (-0,15) = 0,35 \text{ мм};$$

$$S_{\min} = D_{\min} - d_{\max} = D + EI - (d + es) = EI - es = 0,1 - (-0,05) = 0,15 \text{ мм}.$$

Выразим допуск зазора через допуски отверстия и вала. По определению **допуск зазора равен разности наибольшего и наименьшего зазоров:**

$$T_s = S_{\max} - S_{\min} = ES - (EI - es) = (ES - EI) + (es - ei) = T_D + T_d.$$

Таким образом, **допуск посадки (зазора или натяга) равен сумме допусков отверстия и вала.** Чтобы уменьшить зазор или натяг в соединении, следует уменьшить допуски отверстия и вала.

На рис. 8.1 показан характер соединения вала и отверстия. Отверстие и вал представлены двумя окружностями, отражающими наибольший и наименьший их размеры. Причем все окружности касаются друг друга в одной нижней точке (на схеме она слева). Эта точка – начало координат, от нее откладываются все размеры. От этой точки также откладывается **номинальный размер, который определяет положение нулевой линии. Она является новой системой координат, от которой отсчитываются предельные отклонения отверстия и вала.** Здесь же видны предельные размеры, предельные отклонения и допуски отверстия и вала.

ГОСТ 25346-89 предусматривает более простое оформление соединения деталей, чем на рис. 8.1, показанное на рис. 8.2 в виде схемы полей допусков для нестандартных их значений в вышеприведенном примере.

На рисунке видна нулевая линия, которая соответствует номинальному размеру отверстия и вала. От нее отложены верхние и нижние отклонения отверстия и вала, которые сформировали соответствующие поля допусков в виде прямоугольников. Сами допуски являются высотами этих прямоугольников. Между прочим, длина этих прямоугольников может быть какой угодно.

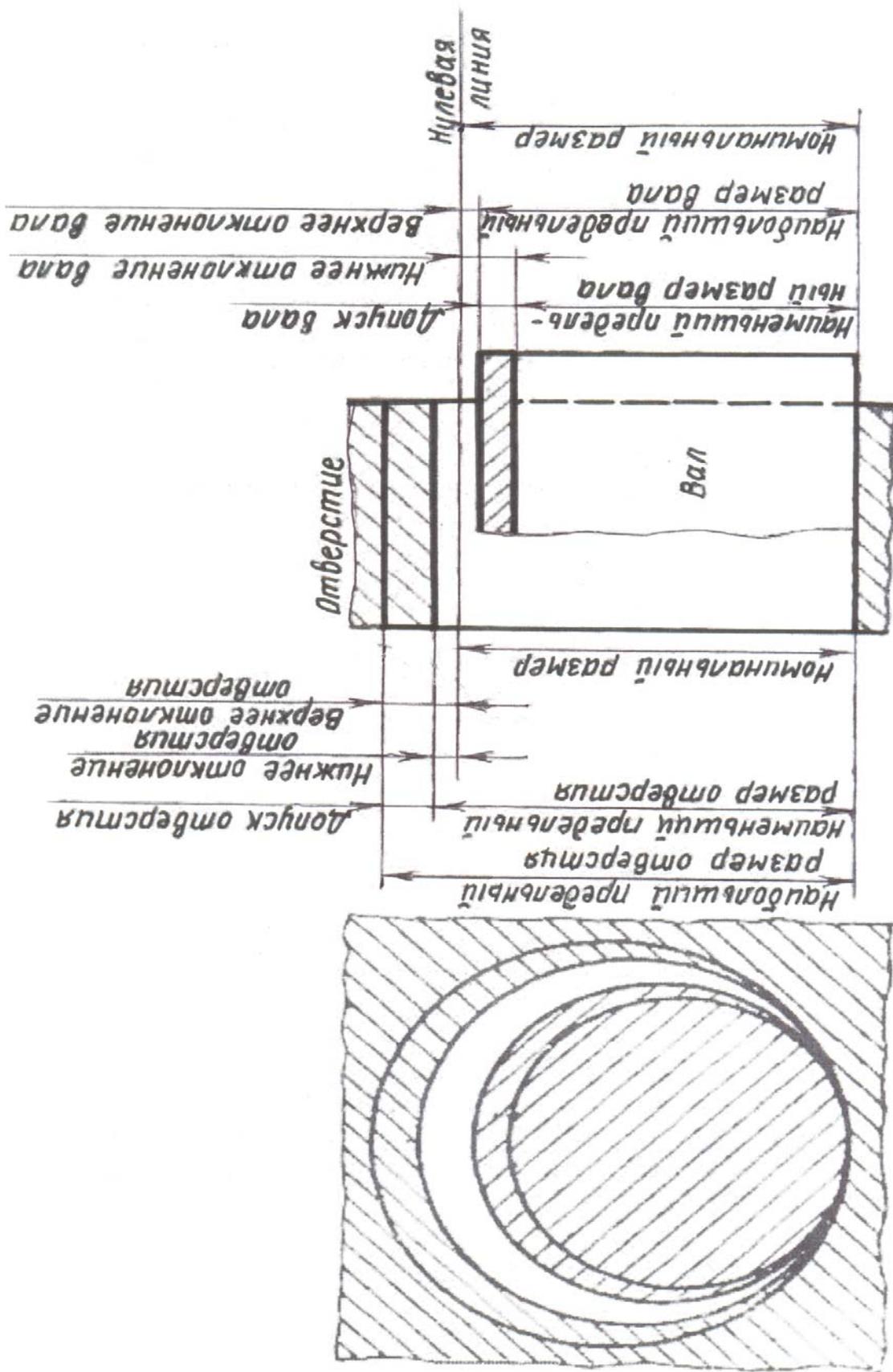


Рис. 8.1. Характер соединения вала и отверстия

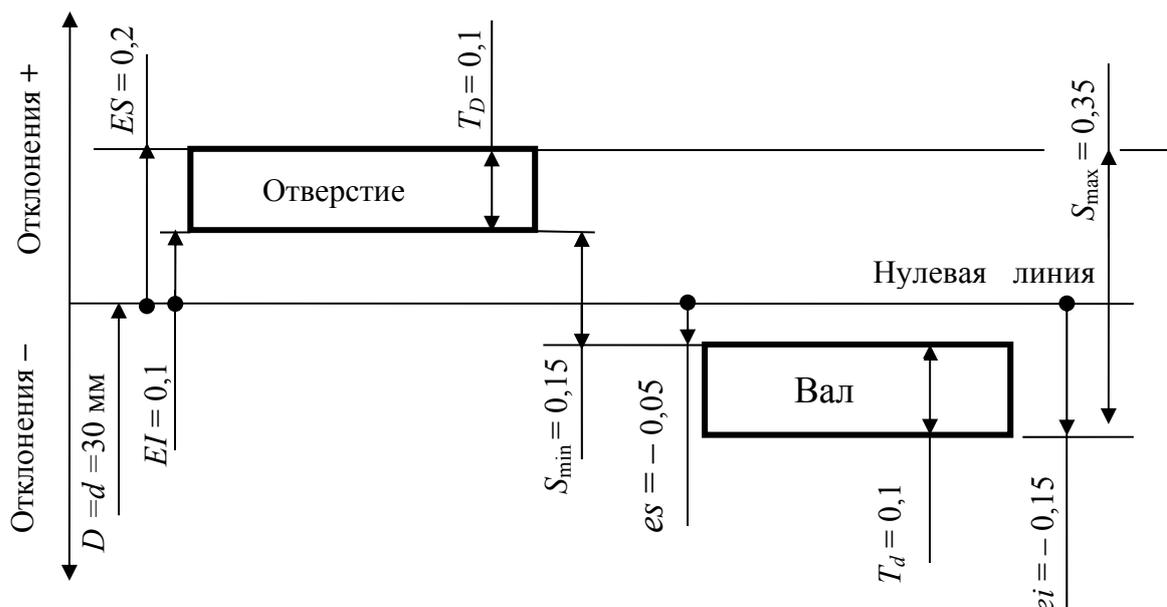


Рис. 8.2. Упрощённая схема полей допусков для рассмотренного примера соединения отверстия и вала

При построении полей допусков следует выдерживать в масштабе только размеры по вертикали, т. е. верхние и нижние отклонения от нулевой линии. Положения полей допусков на схеме отражают характер соединения этих деталей. Так как поле допуска отверстия в этом примере выше нулевой линии, то размеры отверстия больше номинального. Поле допуска вала ниже нулевой линии, значит размеры вала меньше номинального и меньше размеров отверстия. **Если размеры вала меньше размеров отверстия, то между этими поверхностями будет зазор, который позволяет валу свободно вращаться в отверстии. Если размер вала больше размеров отверстия, то такое соединение называется посадкой с натягом.** Это неподвижная посадка, при которой две детали становятся как одна. Собрать такие детали непросто, их собирают путем прессования. Применяют также охлаждение вала до сборки в жидком азоте при температуре примерно  $-200\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

Вообще **посадкой называют характер соединения вала и отверстия.**

**Валом и отверстием называют соединяемые поверхности деталей, причем вал – это наружная поверхность, а отверстие – внутренняя поверхность деталей.**

Таким образом, бывают посадки с зазором, при которых размер отверстия больше размера вала, а также посадки с натягом, при кото-

рых размер вала больше размера отверстия. Кроме того, нужно отметить **переходные посадки, при которых поля допусков отверстия и вала находятся примерно на одном уровне.** В этом случае о деталях, изготовленных по переходной посадке, нельзя заранее сказать, будет в соединении зазор или натяг. Это зависит от действительных размеров собираемых деталей. Переходные посадки применяют, например, для центрирования вала электродвигателя с быстроходным валом редуктора. По таким посадкам соединяют валы с полумуфтами, которые обеспечивают центрирование валов.

Введем новое понятие – **основное отклонение.** Это одно из **двух отклонений:** либо верхнее, либо нижнее, **которое ближе к нулевой линии и которое определяет положение поля допуска.** На рис. 8.2 у поля допуска отверстия основным будет нижнее отклонение  $EI$ , потому что оно ближе к нулевой линии. Это отклонение положительное и верхнее отклонение тоже положительное, так как оно выше нижнего. Следовательно, при поле допуска отверстия выше нулевой линии и размеры отверстия будут больше номинального размера. У поля допуска вала основным является верхнее отклонение  $es$ . Оно ближе к нулевой линии, имеет отрицательное значение. Поэтому нижнее отклонение вала тоже будет отрицательным, и размеры вала должны быть меньше номинального размера.

Стандарт предусматривает **две системы посадок: посадки в системе отверстия и в системе вала.** Эти системы базируются на таких понятиях, как **основное отверстие и основной вал.** Основное отверстие обозначается буквой  $H$ , а основной вал –  $h$ . **Признак основного отверстия – нижнее отклонение равно нулю, т. е.  $EI_H = 0$ .** У **основного вала верхнее отклонение равно нулю, т. е.  $es_h = 0$ .** Следовательно, минимальный размер основного отверстия и максимальный размер основного вала равны номинальному размеру.

**Посадки в системе отверстия образуются сочетанием полей допусков валов с полем допуска основного отверстия. Посадки в системе вала образуются сочетанием полей допусков отверстий с полем допуска основного вала.** Для построения поля допуска нужно знать основное отклонение (база) и допуск, т. е. квалитет – степень точности. Например, на рис. 8.2 основным отклонением отверстия является нижнее отклонение  $EI = 0,1$  мм. Линия, соответствующая нижнему отклонению, – это нижняя граница поля допуска. Верхняя гра-

нища отстоит от нижней на величину допуска  $T_D = 0,1$  мм. Так как верхняя граница не может быть ниже нижней, то для определения верхнего отклонения  $ES$  отверстия нужно суммировать  $ES = EI + T_D = 0,1 + 0,1 = 0,2$  мм. Для вала основным считается верхнее отклонение  $es = -0,05$  мм. Оно отрицательное, значит, и нижнее отклонение тоже должно быть отрицательным. Для определения нижнего отклонения следует вычитать значение допуска:  $ei = es - T_d = -0,05 - 0,1 = -0,15$  мм. Таким образом, основное отклонение определяет положение поля допуска. Поэтому оно считается основным. Можно запомнить, что положение поля допуска относительно нулевой линии (т. е. номинального размера) определяет предельные размеры детали.

Рис. 8.3 содержит схемы расположения и обозначения **стандартных основных отклонений** отверстия (верхняя часть диаграммы) и вала (нижняя часть диаграммы).

Основные отклонения обозначены буквами латинского алфавита от  $A$  до  $ZC$ . Для отверстий это прописные буквы, для валов – строчные. Рассмотрим верхнюю часть диаграммы. От  $A$  до  $H$  основными отклонениями являются нижние отклонения, которые больше нуля ( $EI > 0$ ), только для основного отверстия  $H$  оно равно нулю:  $EI_H = 0$ . Следовательно, отверстия с этими отклонениями больше номинального размера и образуют с основным валом ( $es_h = 0$ ) посадки с зазором. Причем зазоры уменьшаются в указанной последовательности.

Основное отклонение  $JS$  принадлежит симметричному полю допуска, оно равно  $\pm IT/2$  ( $IT$  – стандартный допуск), т. е. верхнее отклонение  $ES = +IT/2$ , нижнее отклонение  $EI = -IT/2$ . Это отклонение служит границей между отклонениями, образующими с основным валом посадки с зазором, и отклонениями, образующими переходные посадки (от  $JS$  до  $N$ ) и посадки с натягом (от  $P$  до  $ZC$ ).

Основные отклонения от  $K$  до  $ZC$  – это верхние основные отклонения  $ES$ . Для переходных посадок поля допусков расположены примерно на одном уровне с полем допуска основного вала. Для посадок с натягом поля допусков отверстий лежат ниже поля допуска основного вала. Значит, размеры отверстий меньше размера основного вала, что приводит к натягу в соединении.

Нижняя диаграмма на рис. 8.3 относится к основным отклонениям валов, которые образуют стандартные посадки валов от  $a$  до  $zc$  с основным отверстием  $H$ .

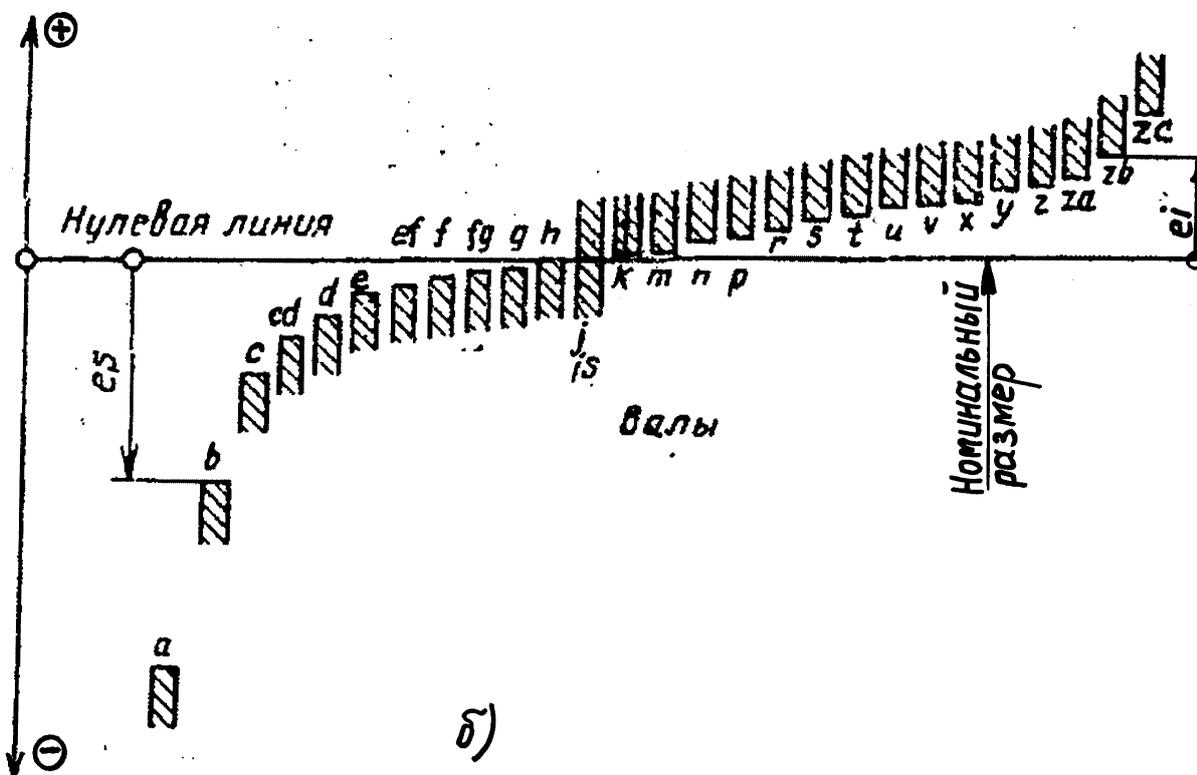
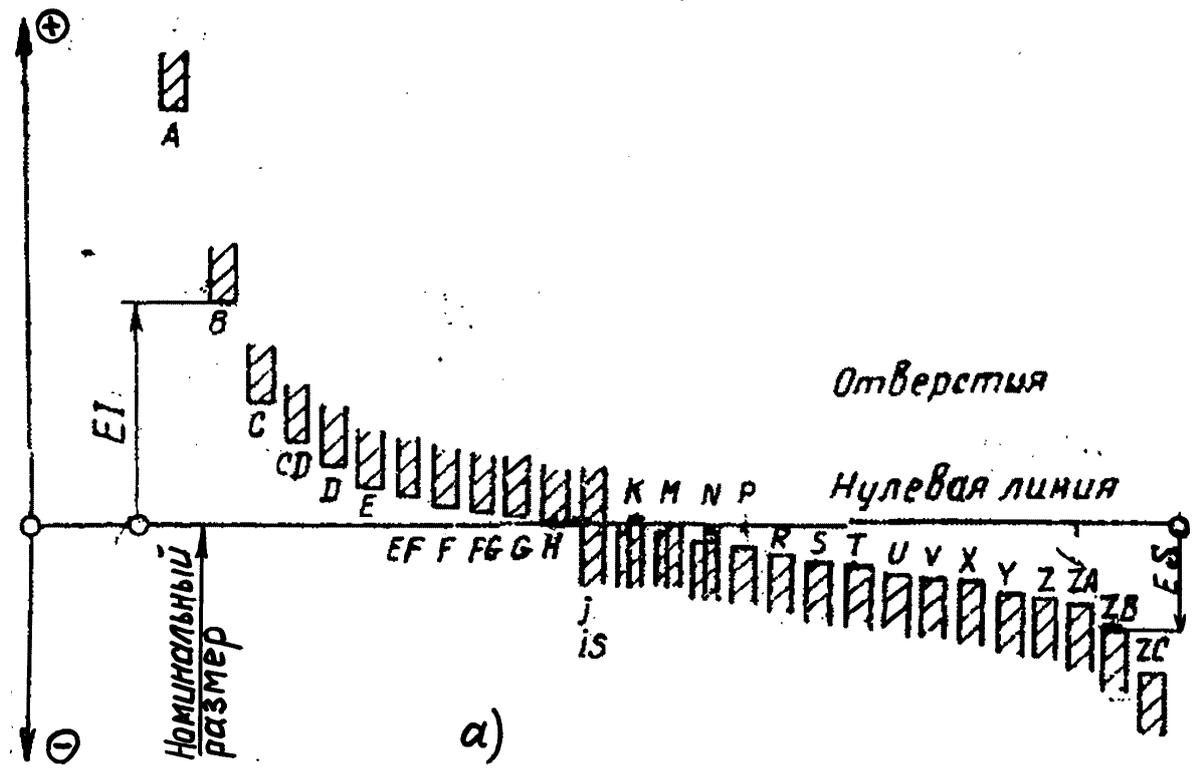


Рис. 8.3. Схемы расположения и обозначения основных отклонений отверстий (а), валов (б)

Эта диаграмма является зеркальным отражением верхней диаграммы. Основные отклонения от  $a$  до  $h$  служат для образования посадок с зазором, отклонения от  $js$  до  $n$  – для переходных посадок, отклонения от  $p$  до  $zc$  – для посадок с натягом.

В табл. 8.1 отражены числовые значения стандартных допусков. Они зависят от номинальных размеров валов и отверстий, а также от квалитетов. **Квалитет (степень точности)** – совокупность допусков, рассматриваемых как соответствующие одному уровню точности для всех номинальных размеров. В стандарте 20 квалитетов.

Самые точные квалитеты от 01 до 5 предназначены преимущественно для калибров, т. е. для измерительных инструментов, служащих для контроля качества. 6-й квалитет соответствует самой высокой степени точности на машиностроительных предприятиях. Далее с увеличением номера квалитета степени точности уменьшаются.

Допуски по квалитетам обозначаются сочетанием прописных букв *IT* с порядковым номером квалитета, например, *IT01*, *IT6*, *IT14*.

**Поле допуска обозначается сочетанием буквы основного отклонения и порядкового номера квалитета, например,  $g6$ ,  $h7$ ,  $js8$ ,  $H7$ ,  $K6$ ,  $H11$ . Обозначение поля допуска указывается после номинального размера, например,  $40g6$ ,  $40H7$ ,  $40H11$ .** Такое обозначение применяют конструкторы для поверхностей деталей на чертежах.

**Посадка обозначается дробью, в числителе которой указывается обозначение поля допуска отверстия, а в знаменателе – поле допуска вала, например,  $H7/g6$ . Обозначение посадки указывается после номинального размера посадки, например,  $40H7/g6$ .** Это означает, что рассматриваемая посадка выполняется в системе отверстия, так как в числителе поле допуска основного отверстия в данном случае 7-го квалитета. В знаменателе поле допуска с основным отклонением  $g$  более точного 6-го квалитета. Такое основное отклонение применяется для посадок с гарантированным зазором. Указанное обозначение посадки конструкторы применяют на сборочных чертежах для соединяемых поверхностей деталей.

Таблица 8.1

## Числовые значения допусков

Интервал номинальных размеров, мм	Квалитет																			
	01	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
Свыше	МКМ																			
До	ММ																			
3	0,3	0,5	0,8	1,2	2	3	4	6	10	14	25	40	60	0,10	0,14	0,25	0,40	0,60	1,00	1,40
6	0,4	0,6	1	1,5	2,5	4	5	8	12	18	30	48	75	0,12	0,18	0,30	0,48	0,75	1,20	1,80
10	0,4	0,6	1	1,5	2,5	4	6	9	15	22	36	58	90	0,15	0,22	0,36	0,58	0,90	1,50	2,20
18	0,5	0,8	1,2	2	3	5	8	11	18	27	43	70	110	0,18	0,27	0,43	0,70	1,10	1,80	2,70
30	0,6	1	1,5	2,5	4	6	9	13	21	33	52	84	130	0,21	0,33	0,52	0,84	1,30	2,10	3,30
50	0,6	1	1,5	2,5	4	7	11	16	25	39	62	100	160	0,25	0,39	0,62	1,00	1,60	2,50	3,90
80	0,8	1,2	2	3	5	8	13	19	30	46	74	120	190	0,30	0,46	0,74	1,20	1,90	3,00	4,60
120	1	1,5	2,5	4	6	10	15	22	35	54	87	140	220	0,35	0,54	0,87	1,40	2,20	3,50	5,40
180	1,2	2	2,5	5	8	12	18	25	40	63	100	160	250	0,40	0,63	1,00	1,60	2,50	4,00	6,30
250	2	3	4,5	7	10	14	20	29	46	72	115	185	290	0,46	0,72	1,15	1,85	2,90	4,60	7,20
315	2,5	4	6	8	12	16	23	32	52	81	130	210	320	0,52	0,81	1,30	2,10	3,20	5,20	8,10
400	3	5	7	9	13	18	25	36	57	89	140	230	360	0,57	0,89	1,40	2,30	3,60	5,70	8,90
500	4	6	8	10	15	20	27	40	63	97	155	250	400	0,63	0,97	1,55	2,50	4,00	6,30	9,70
630	4,5	6	9	11	16	22	30	44	70	110	175	280	440	0,70	1,10	1,75	2,80	4,40	7,00	11,00
800	5	7	10	13	18	25	35	50	80	125	200	320	500	0,80	1,25	2,00	3,20	5,00	8,00	12,50
1000	5,5	8	11	15	21	29	40	56	90	140	230	360	560	0,90	1,40	2,30	3,60	5,60	9,00	14,00
1250	6,5	9	13	18	24	34	46	66	105	165	260	420	660	1,05	1,65	2,60	4,20	6,60	10,50	16,50
1600	8	11	15	21	29	40	54	78	125	195	310	500	780	1,25	1,95	3,10	5,00	7,80	12,50	19,50
2000	9	13	18	25	35	48	65	92	150	230	370	600	920	1,50	2,30	3,70	6,00	9,20	15,00	23,00
2500	11	15	22	30	4	57	77	110	175	280	440	700	1100	1,75	2,80	4,40	7,00	11,00	17,50	28,00
3150	13	18	26	36	50	69	93	135	210	330	540	860	1350	2,10	3,30	5,40	8,60	13,50	21,00	33,00

Примечание. Для размеров менее 1 мм квалитеты от 14 до 18 не применяются.

Подведя итог, отметим, что основное отклонение и допуск определяют положение поля допуска, а следовательно, предельные размеры отверстия и вала. ГОСТ 25346-89 содержит стандартные значения основных отклонений, которые находятся в соответствующих таблицах стандарта. Это же относится к значениям стандартных допусков. Применение этих норм обязательно для всех. Только лишь в технически обоснованных случаях допустимо применение нестандартных значений допусков и посадок.

## **2. Рекомендации по применению допусков и посадок при проектировании редуктора**

### ***Переходные посадки***

Переходные посадки  $H/j_s$ ,  $H/k$ ,  $H/m$ ,  $H/n$  используют в неподвижных разъемных соединениях, в частности, в соединениях отверстий в ступицах зубчатых колес с посадочными поверхностями валов. Такие посадки обеспечивают центрирование деталей, которые при необходимости могут сдвигаться вдоль вала или сменяться при ремонте.

Эти посадки характеризуются малыми зазорами и натягами, что позволяет собирать детали при небольших усилиях (вручную или с помощью молотка). Для гарантии неподвижности одной детали относительно другой их дополнительно крепят шпонками, штифтами, стопорными винтами и другими крепежными средствами. Чем больше зазор и чем меньше натяг, тем легче сборка такого соединения. Но и тем меньше вращающий момент, который оно способно передать. Для того чтобы получить небольшие зазоры и натяги, переходные посадки предусмотрены только в 4 – 8-м квалитетах, причем точность вала принимается чаще всего на один квалитет выше точности отверстия. Например, для соединения отверстия зубчатого колеса и тихоходного вала редуктора можно рекомендовать посадку  $\phi 60 H7/n6$ .

На рис. 8.4 показана схема полей допусков для этого соединения. Наибольший натяг в соединении равен 39 мкм, наибольший зазор – 10 мкм, т. е. в 4 раза меньше натяга. Соответственно и вероятность зазора в соединении будет в несколько раз меньше. Это соединение должно передавать значительный статический вращающий момент, равный 1111 Н·м. Поэтому рекомендуется переходная посадка с таким превышением натяга над зазором.

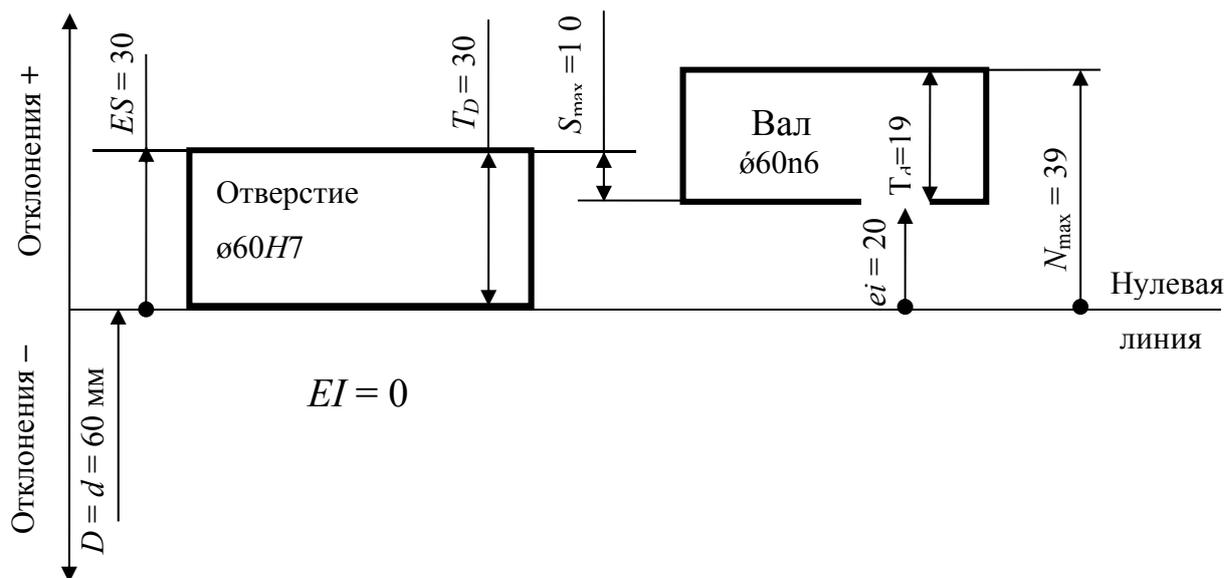


Рис. 8.4. Соединение тихоходного вала с ведомым зубчатым колесом второй ступени (отклонения и допуски в микрометрах)

Применение в этом соединении шпонки, рассчитанной на передачу указанного момента, обеспечит необходимую надежность редуктора. В случае работы редуктора в условиях динамической нагрузки применяются посадки с гарантированным натягом, чаще всего  $H/p$  (см. рис. 8.3).

### 3. Рекомендации по выбору посадок подшипников качения на валы и в корпуса

В редукторе опорами валов служат подшипники качения, которые совместно с расточками в корпусе и концами валов образуют подшипниковые узлы. Валы совместно с внутренними кольцами подшипников вращаются при работе редуктора, а наружные кольца в расточках остаются неподвижными. Подшипники воспринимают постоянные по направлению радиальные нагрузки, вызванные силами в зацеплении зубчатых колес. Эти нагрузки действуют вдоль линии, соединяющей центры валов.

При постоянном направлении радиальной нагрузки беговые дорожки внутреннего и наружного колец испытывают различные виды нагружения (табл. 8.2). Внутреннее кольцо при вращении воспринимает постоянную по направлению радиальную нагрузку через тела

качения (шарики или ролики) последовательно всей окружностью беговой дорожки и передает ее также последовательно всей посадочной поверхности вала. Такой вид нагружения называется циркуляционным, так как каждая точка беговой дорожки то входит в зону нагрузки, то выходит из нее.

Наружное кольцо не вращается относительно нагрузки и воспринимает ее одним и тем же ограниченным участком беговой дорожки, передавая ее соответствующему ограниченному участку посадочной поверхности корпуса. Такой вид нагружения называется местным.

При циркуляционном нагружении нельзя допустить, чтобы между посадочными поверхностями вала и отверстия внутреннего кольца возникал зазор, так как это приведет к проскальзыванию и износу этих поверхностей с последующим увеличением зазора. Поэтому в таком соединении должен быть гарантированный натяг. Для того чтобы с переходными посадками вала обеспечить гарантированный натяг, у основного отверстия внутреннего кольца поле допуска направлено в сторону уменьшения размера, т. е. в минус. Это противоположно направлению поля допуска у основного отверстия гладкого цилиндрического соединения, которое направлено в плюс, т. е. в сторону увеличения размера отверстия.

Для соединения вала с подшипником применяются переходные посадки с основными отклонениями  $j_s$ ,  $k$ ,  $m$ ,  $n$ . В такой последовательности увеличиваются натяги. Чем больше радиальная нагрузка на подшипник  $P_R$ , тем больше должны быть натяги.

Таблица 8.2. Допустимые интенсивности радиальных нагрузок на посадочной поверхности вала

Диаметр $d$ отверстия внутреннего кольца подшипника, мм		Допустимые значения $P_R$ , МПа			
Свыше	До	$j_s5, j_s6$	$k5, k6$	$m5, m6$	$n5, n6$
18	80	До 30	30 – 140	140 – 160	160 – 300
80	180	До 60	60 — 200	200 – 250	250 – 400

Интенсивность радиальной нагрузки определяется по формуле  $P_R = F_r / b$ , где  $F_r$  – радиальная нагрузка на опору, Н;  $b$  – ширина подшипника, мм.

Для быстроходного вала радиальная составляющая  $R_r = 2202$  Н, для тихоходного вала эта составляющая реакции опоры  $R_r = 6463$  Н (см. табл. 17). Ширина подшипника 46305 быстроходного вала  $b = 15$  мм, подшипника 211 тихоходного вала  $b = 21$  мм. Интенсивность радиальной нагрузки  $P_R$  для этих валов в соответствии с формулой (47) соответственно равна 147 и 308 Н/мм.

Для выбора подшипниковых посадок рассматриваемых валов используем данные табл. 8.2.

Для быстроходного вала диаметром  $d = 25$  мм при  $P_R = 147$  Н/мм следует выбрать посадку  $m5$  или  $m6$  и изготавливать посадочное место вала под подшипник размером, например,  $d_B = \text{ø}25m6$ , для тихоходного вала диаметром  $d = 55$  мм при  $P_R = 308$  Н/мм – размером  $d_T = \text{ø}55n6$ .

Наружные кольца подшипников устанавливаются в корпус неподвижными. В этом случае нагрузка передается на одни и те же участки беговой дорожки кольца, т. е. которое находится в условиях местного нагружения. Остальные части беговых дорожек не несут нагрузки. В результате эти подшипники будут быстро выходить из строя, так как на нагруженных участках появятся контактные разрушения в виде ямочек (питтинга), что вызовет шум и вибрацию редуктора. Чтобы этого не допустить, рекомендуется обеспечить установку наружных колец в корпус с небольшими зазорами. Во время работы редуктора под действием толчков и вибраций наружное кольцо постепенно поворачивается по посадочной поверхности расточек корпуса. Благодаря этому износ беговой дорожки происходит равномерно по всей беговой дорожке кольца. Посадочные места редуктора под наружные кольца рекомендуется выполнять по допускам Н7 или Н8. В частности, для рассматриваемого примера посадочные места в корпусе под подшипники 46305, 46308 и 211 должны иметь размеры: для быстроходного вала  $D_B = \text{ø}52H7$ , для промежуточного  $D_{пр} = \text{ø}80H7$  и для тихоходного вала  $D_T = \text{ø}100H7$ .

*Учебное издание*

ДРАГАН Юрий Евгеньевич

БЕЛОБОКОВ Борис Герландович

БЕДНЯГИН Лев Владимирович

## ДЕТАЛИ МАШИН

Учебное пособие для выполнения курсовой работы

Редактор А. П. Володина

Технический редактор А. В. Родина

Корректор Н. В. Пустовойтова

Компьютерная верстка Е. А. Кузьминой

Выпускающий редактор Е. В. Невская

Подписано в печать 22.10.18.

Формат 60x84/16. Усл. печ. л. 8,14. Тираж 50 экз.

Заказ

Издательство

Владимирского государственного университета  
имени Александра Григорьевича и Николая Григорьевича Столетовых.  
600000, Владимир, ул. Горького, 87.