

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ

УЧРЕЖДЕНИЕ ОБРАЗОВАНИЯ
«БРЕСТСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Кафедра машиноведения

Ф.М. САНЮКЕВИЧ, А.А. ВОЛОЩУК

ДЕТАЛИ МАШИН. АТЛАС КОНСТРУКЦИЙ

Методическое пособие к курсовому проектированию по дисциплине «**Детали машин**» для студентов технических специальностей

Брест 2011

УДК 321.81
С 84

Рецензенты:

Ю.И. Плющев, доцент, заместитель генерального директора по
производству ОАО «Брестмаш»;

А.В. Мирошниченко, заместитель генерального директора
СП «Веставто» ОАО

Авторы-составители:

Ф.М. Санюкевич, профессор, к.т.н.;

А.А. Волощук, м.т.н.

С84 Детали машин. Атлас конструкций. Методическое пособие. – Брест:
из-во БрГТУ, 2011. – 176 с.

ISBN 978-985-493-182-1

Методическое пособие предназначено в помощь студентам технических специальностей при выполнении курсового проекта по дисциплине «Детали машин».

УДК 321.81

ISBN 978-985-493-182-1

© Коллектив авторов, 2011
© Из-во БрГТУ, 2011

СОДЕРЖАНИЕ

Предисловие.....	3
1. Выбор двигателя. Кинематический и силовой расчеты механического привода.....	5
2. Конструкции приводов и редукторов.....	31
3. Передачи ременные клиновым ремнем.....	62
4. Цепные передачи.....	64
5. Конструкции валов.....	70
6. Конструирование зубчатых и червячных колес.....	96
7. Подшипники качения.....	102
8. Резьбовые соединения.....	114
9. Шайбы, штифты.....	126
10. Соединения вал-ступица.....	128
11. Конструирование корпуса редуктора.....	132
12. Смазывание, смазочные устройства и уплотнения.....	164
13. Муфты приводов.....	172
Список литературы.....	181

ПРЕДИСЛОВИЕ

Курсовой проект по деталям машин является для студента первой конструкторской работой. При его выполнении закрепляются знания по курсу «Детали машин», полученные на лекциях, лабораторных и практических занятиях, а также используются сведения из ранее изучаемых дисциплин.

Объектом курсового проекта являются приводы различных машин и механизмов, использующие детали и узлы общемашиностроительного применения: зубчатые, червячные, ременные и цепные механические передачи, валы и оси, подшипники качения, соединительные муфты, соединения, смазочные устройства, уплотнения и корпусные детали.

Важнейшая задача курсового проектирования по деталям машин – развитие умения разрабатывать конструкцию узлов и деталей, учитывая требования, предъявляемые к прочности, работоспособности, удобству сборки, технологичности и т.д. Для решения этой задачи студент должен изучить существующие конструкции узлов-прототипов, их достоинства и недостатки и, если необходимо, предложить иное конструктивное решение. Большую помощь студенту в этом оказывают атласы конструкций узлов и деталей машин.

Предлагаемый атлас составлен на основе ранее изданных работ [1], [3], [4]...[6]. При подборе материала атласа в первую очередь учитывались требования учебного процесса. В атласе, кроме современных конструкций узлов и деталей машин общепромышленного применения, приведены важные справочные данные. Расчеты деталей машин рекомендуется проводить по учебнику [2] и учебным пособиям [7], [8].

Учитывая затруднения, которые обычно возникают у студентов на начальной стадии проектирования привода, в первом разделе атласа рассмотрена методика выбора двигателя и даны рекомендации по выполнению кинематического и силового расчетов разрабатываемого привода. Для более успешного выполнения данного этапа проектирования приведены все необходимые справочные данные и конкретные примеры расчетов. В остальных разделах атласа весь необходимый для курсового проектирования материал излагается в виде справочных таблиц, рисунков и чертежей узлов и деталей машин. Рассмотрены конструкции приводов и редукторов, элементы клиноременных и цепных передач, конструкции быстроходных, промежуточных и тихоходных валов различных редукторов. Приведены необходимые справочные данные по подшипникам качения, крепежным изделиям, соединениям вал-ступица, смазочным устройствам и уплотнениям, а также по муфтам приводов.

Особое внимание в атласе уделено конструированию корпуса редуктора. Даны общие рекомендации по проектированию литых деталей и рассмотрены примеры конструирования корпусов цилиндрических двухступенчатых редукторов: горизонтального и соосного вертикального, а также двух типов коническо-цилиндрических редукторов. На конкретных примерах рассмотрено оформление мест соединения корпуса редуктора с фланцем электродвигателя.

Авторы выражают благодарность рецензентам: заместителю генерального директора по производству ОАО «Брестмаш» доценту Ю.И. Плющеву и заместителю генерального директора СП «Веставто» ОАО А.В. Мирошниченко за ценные замечания, сделанные при рецензировании рукописи.

1. ВЫБОР ДВИГАТЕЛЯ. КИНЕМАТИЧЕСКИЙ И СИЛОВОЙ РАСЧЕТЫ МЕХАНИЧЕСКОГО ПРИВОДА

1.1. ОБЩИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ

В техническом задании на курсовое проектирование по деталям машин обычно указывается схема механического привода и исходные данные для его проектирования.

Схемы приводов (рис. 1.1) включают двигатель, двухступенчатый нестандартный редуктор с различными видами передач, соединительные муфты, открытую передачу (ременную или цепную) и, в ряде случаев, приводной вал ведомой машины с тяговыми звездочками или барабаном.

Что касается потребляемой мощности привода P (кВт) и требуемой частоты вращения n (мин^{-1}) одного из его валов, то возможны четыре варианта задания данных параметров для схем приводов.

Вариант 1 (рис. 1.1, а...в). Мощность P задана на приводном валу с тяговыми звездочками или барабаном; n – частота вращения приводного вала ведомой машины.

Вариант 2 (рис. 1.1, г). Мощность P задана на каждом из двух параллельно работающих приводных валов ведомой машины; n – частота вращения приводных валов.

Вариант 3 (рис. 1.1, д, е). Мощность P задана на одном выходном конце тихоходного вала редуктора привода: на рис. 1.1, д – тихоходный вал сплошного сечения; на рис. 1.1, е – тихоходный вал полый с внутренними шлицами. Здесь n – частота вращения тихоходного вала редуктора.

Вариант 4 (рис. 1.1, ж). Мощность P задана на каждом выходном конце тихоходного вала редуктора привода; n – частота вращения тихоходного вала редуктора.

Кроме мощности P и частоты вращения n , в исходных данных указывается:

- а) требуемый ресурс L_h , ч;
- б) тип производства (единичное, мелкосерийное, среднесерийное, крупносерийное или массовое);
- в) требования к габаритам конструкции;
- г) размещение привода (на открытом воздухе или в закрытом помещении);
- д) число смен работы в течение суток.

Выбор двигателя. При курсовом проектировании механических приводов в качестве двигателей используют асинхронные электродвигатели серии АИ. Для выбора электродвигателя определяют требуемую мощность $P_{\text{треб}}$, которая рассчитывается по различным формулам в зависимости от варианта задания потребляемой мощности привода P :

а) при вариантах 1 и 3 задания мощности P (см. схемы приводов на рис. 1.1, а...в, д, е)

$$P_{\text{треб}} = P / \eta_{\text{общ}}; \quad (1.1)$$

б) при вариантах 2 и 4 задания мощности P (см. схемы приводов на рис. 1.1, г, ж)

$$P_{\text{треб}} = 2P / \eta_{\text{общ}}; \quad (1.2)$$

где $\eta_{\text{общ}}$ – общий КПД привода от двигателя до вала, на котором задана мощность P , равный произведению частных КПД отдельных элементов, составляющих привод:

$$\eta_{\text{общ}} = \eta_1 \eta_2 \eta_3 \dots \quad (1.3)$$

Для приближенной оценки КПД можно пользоваться табл. 1.1.

Ряд схем механических приводов содержат параллельно работающие элементы, например, раздвоенные ступени редукторов, два приводных вала и соответственно две открытые цепные передачи или две соединительные компенсирующие муфты и т.п. Для определения $\eta_{общ}$ в данном случае также используют формулу (1.3), принимая для параллельно работающих элементов их среднее арифметическое значение КПД η .

Для выбора электродвигателя, кроме мощности $P_{треб}$, необходимо ориентировочно определить его синхронную частоту вращения $n_{синхр}$:

$$n_{синхр} = n i_1 i_2 i_3 \dots, \quad (1.4)$$

где $i_1, i_2, i_3 \dots$ - передаточные отношения кинематических пар механического привода (передач редуктора, ременной, цепной или другой открытой передачи).

При выборе частных значений передаточных отношений можно использовать рекомендации табл. 1.2, которые следует рассматривать как ориентировочные.

При курсовом проектировании рекомендуется принимать $n_{синхр}=1000 \text{ мин}^{-1}$ или 1500 мин^{-1} (при $n_{синхр}=750 \text{ мин}^{-1}$ увеличиваются размеры электродвигателя, при $n_{синхр}=3000 \text{ мин}^{-1}$ - размеры передач привода).

Исходя из $P_{треб}$, для принятой величины $n_{синхр}$ по табл. 1.3 выбирают соответствующий типоразмер асинхронного двигателя серии АИ с ближайшей большей номинальной мощностью $P_{ном}$. Допускается выбирать двигатель мощностью $P_{ном} < P_{треб}$, однако в данном случае величина перегрузки ΔP не должна превышать 8%, т.е.

$$\Delta P = \frac{P_{треб} - P_{ном}}{P_{ном}} 100\% \leq 8\%. \quad (1.5)$$

Из табл. 1.3 выписывают типоразмер двигателя, мощность $P_{ном}$ (кВт) и частоту вращения $n_{ном}$ (мин^{-1}) при номинальной нагрузке, а также кратность максимального момента $T_{мах}/T_{ном}$.

Краткая характеристика асинхронного двигателя. Асинхронный двигатель – это бесколлекторная машина переменного тока, у которой отношение частоты вращения ротора к частоте тока в цепи зависит от нагрузок. В промышленности используют преимущественно трехфазные асинхронные двигатели, которые изготавливают с фазным и короткозамкнутым роторами.

У двигателя с фазным ротором обмотка ротора присоединена к контактными кольцами, что позволяет включать реостат в цепь ротора. Это дает возможность осуществлять плавный разгон с регулированием скорости, но усложняет конструкцию двигателя и его эксплуатацию, а также увеличивает габариты, массу и стоимость.

У двигателя с короткозамкнутым ротором обмотка ротора замыкается в самом двигателе, т.е. ротор выполнен с короткозамкнутой обмоткой в виде беличьей клетки. Двигатель включается в сеть непосредственно, без дополнительных устройств. Преимущества его – простота конструкции и обслуживания, надежность и низкая стоимость. Недостатки – пусковой момент $T_{пуск}$ (а следовательно, и ускорение механизма) при пуске имеет высокое значение, близкое к максимальному $T_{мах}$, что затрудняет управление и вызывает высокие динамические нагрузки в элементах привода; все пусковые потери, пропорциональные кинетической энергии привода, идут на нагрев обмоток самого двигателя, в то время как в двигателе с фазным ротором часть потерь идет на нагрев пусковых сопротивлений, расположенных вне двигателя; затрудненность регулирования частоты вращения приводит к необходимости повышения частоты включений, что также повышает нагрев короткозамкнутых двигателей.

Во многих случаях отмеченные недостатки не являются решающими и поэтому асинхронные двигатели с короткозамкнутым ротором получили самое широкое применение. Для приводов ленточных и цепных конвейеров, индивидуальных приводов и других механизмов, распространенных в технических заданиях на проект по деталям машин, рекомендуется выбирать именно такие двигатели. Поэтому ниже излагаются более подробные сведения об этих двигателях.

Двигатели общего назначения (основное исполнение АИР) предназначены для механических приводов, не предъявляющих специальных требований к пусковым характеристикам, скольжению, энергетическим показателям и пр.

Базовое обозначение асинхронного двигателя с короткозамкнутым ротором (закрытый, обдуваемый, со встроенным вентилятором) единой серии АИ состоит из буквенно-цифровых символов, расположенных в следующем порядке:

а) обозначение серии (АИ);

б) вариант привязки мощности к установочным размерам (вариант Р);

в) высота оси вращения, т.е. расстояние от оси вращения до опорной плоскости лап двигателя, мм (две или три цифры); для двигателей фланцевого исполнения без лап (IM3081), представляющих собой конструктивную модификацию основного исполнения двигателя с лапами (IM1081), условной высотой оси вращения является высота оси вращения основного исполнения;

г) установочный размер по длине станины (S, M или L);

д) длина сердечника статора А или В при условии сохранения установочного размера;

е) число полюсов (2, 4, 6, 8).

Пример обозначения: Двигатель АИР132S6.

Серия АИ содержит значительное количество модификаций и исполнений.

Для приводов ведомых машин, разрабатываемых в курсовом проекте, используют в основном асинхронные двигатели с одним цилиндрическим концом вала: на лапах (исполнение IM1081) и без лап, с фланцем (исполнение IM3081). Здесь: IM – International Mounting; 1-я цифра – конструктивное исполнение двигателя (1 – на лапах; 3 – без лап, с фланцем); 2-я цифра – условное обозначение способа монтажа; 3-я цифра – обозначение направления конца вала (8 – двигатель может работать при любом направлении конца вала); 4-я цифра – исполнение конца вала (1 – с одним цилиндрическим концом вала).

Синхронная частота вращения $n_{\text{синхр}}$, указанная в табл. 1.3, – это частота, которую развивает асинхронный двигатель при холостом ходе:

$$n_{\text{синхр}} = 60f/p, \quad (1.6)$$

где $f=50$ Гц (с^{-1}) – частота переменного тока; p – число пар полюсов электромагнита статора.

Под нагрузкой частота вращения вала двигателя уменьшается. Понижение частоты вращения двигателя принято характеризовать так называемым скольжением S – отставанием вращения ротора от вращения магнитного поля:

$$S = \frac{n_{\text{синхр}} - n_{\phi}}{n_{\text{синхр}}} 100\%, \quad (1.7)$$

где n_{ϕ} – фактическая частота вращения при заданной нагрузке.

Скольжение $S_{\text{ном}}$ (%) при номинальной нагрузке асинхронного двигателя серии АИ указывается в его технических данных (см. табл. 1.3).

Частота вращения вала двигателя при номинальной нагрузке $n_{\text{ном}}$ рассчитывается при известных величинах $n_{\text{синхр}}$ и $S_{\text{ном}}$ (%) по формуле:

$$n_{\text{ном}} = n_{\text{синхр}} \left(1 - \frac{S_{\text{ном}}}{100}\right). \quad (1.8)$$

Рассчитанные по формуле (1.8) частоты вращения двигателей серии АИ приведены в табл. 1.3.

Номинальному (паспортному) режиму эксплуатации двигателя соответствуют номинальная частота вращения $n_{\text{ном}}$ и номинальная мощность $P_{\text{ном}}$. При номинальном режиме двигатель работает с номинальным моментом $T_{\text{ном}} = 9550P_{\text{ном}}/n_{\text{ном}}$ (здесь $T_{\text{ном}}$ – Н·м; $P_{\text{ном}}$ – кВт; $n_{\text{ном}}$ – мин^{-1}) длительное время без нагрева, а его КПД близок к максимальному. При пуске ($n_{\phi}=0$) двигатель развивает пусковой момент $T_{\text{пуск}}$ (максимальное скольжение $S=1$). По мере разгона двигателя вращающий момент вначале

возрастает до максимального T_{max} (при критической частоте вращения $n_{кр}$), а затем падает до момента рабочей нагрузки (например, до $T_{ном}$ при $n_{ном}$) или до нуля при $n_{синхр}$ (холостой ход). Изменение момента при разгоне двигателя от $T=0$ (холостой ход) до T_{max} пропорционально скольжению или уменьшению частоты вращения.

Номинальную частоту вращения двигателя $n_{ном}$ принимают за расчетную при определении общего передаточного отношения механического привода.

Функциональная связь момента T и частоты вращения (т.е. характеристика двигателя) сохраняется независимо от того, в каких условиях происходит разгон двигателя – вхолостую или под нагрузкой.

При разгоне вхолостую весь момент, вращающий ротор (электромагнитный момент), расходуется только на ускорение ротора и ведомых масс.

При разгоне под нагрузкой электромагнитный момент расходуется не только на ускорение ротора и ведомых масс, но и преодоление внешнего крутящего момента нагрузки (например, статического момента от номинального груза, приведенного к валу двигателя, в грузоподъемной лебедке).

Если двигатель работает при некотором установившемся режиме (например, при $T_{ном}$, $n_{ном}$) и затем по каким-либо причинам подвергается перегрузке, его частота вращения падает. Момент перегрузки, даже кратковременной, не должен быть больше T_{max} , иначе двигатель выйдет из строя. Поэтому частоту вращения, соответствующую моменту T_{max} , называют критической $n_{кр}$. Отношение $T_{max}/T_{ном}$, которым располагает двигатель, указывают в его паспорте (см. табл. 1.3). При курсовом проектировании деталей машин коэффициент кратковременной перегрузки $K_{п} = T_{пик}/T_{ном}$ задается (здесь $T_{пик}$ - момент пиковой нагрузки). При этом необходимо выполнение условия

$$\frac{T_{пик}}{T_{ном}} < \frac{T_{max}}{T_{ном}}. \quad (1.9)$$

Если коэффициент кратковременной перегрузки $K_{п}$ по какой-либо причине не указан, то можно принимать $K_{п} = T_{max}/T_{ном}$.

Общее передаточное отношение привода и распределение его между отдельными передачами. При номинальной частоте вращения двигателя $n_{ном}$ и требуемой частоте вращения n одного из валов привода (приводного вала ведомой машины или тихоходного вала редуктора) общее передаточное отношение привода

$$i_{общ} = \frac{n_{ном}}{n}. \quad (1.10)$$

Точность расчета $i_{общ}$ - два знака после запятой.

Если схема механического привода состоит из открытой ременной передачи с передаточным отношением $i_{рем}$ (рис. 1.1, д) или цепной с передаточным отношением $i_{ц}$ (рис. 1.1, а... з), то

$$i_{общ} = i_{ред} i_{рем(ц)}. \quad (1.11)$$

Для открытых ременной или цепной передач рекомендуется принимать $i_{рем} = 2$ или $i_{ц} = 2$. Тогда передаточное отношение редуктора

$$i_{ред} = \frac{i_{общ}}{i_{рем(ц)}}. \quad (1.12)$$

Если в схеме привода отсутствуют открытые ременная или цепная передачи (рис. 1.1, е, ж), то

$$i_{ред} = i_{общ}. \quad (1.13)$$

Далее следует передаточное отношение редуктора $i_{ред}$ распределить между его передачами, устанавливаемыми в корпусе редуктора и образующими опреде-

ленное количество ступеней. В качестве передач редукторов используют цилиндрические и конические зубчатые передачи с различными видами зубьев, а также червячную передачу. В основном применяют комбинации этих передач. В схемах механических приводов наибольшее распространение получили двухступенчатые нестандартные горизонтальные и вертикальные редукторы и мотор-редукторы. Если обозначить передаточное отношение быстроходной ступени такого редуктора i_B , а тихоходной i_T , то

$$i_{ред} = i_B i_T. \quad (1.14)$$

Распределение $i_{ред}$ между быстроходной и тихоходной ступенями зависит от схемы редуктора и типа используемых передач:

а) для двухступенчатых цилиндрических редукторов по развернутой схеме горизонтальных (рис. 1.2, а ... г) и вертикальных (рис. 1.2, и):

$$i_T = 0,88\sqrt{i_{ред}}; \quad i_B = i_{ред}/i_T. \quad (1.15)$$

Рекомендуется: $i_{B(T)} = 3...5$ (max 6);

б) для двухступенчатых цилиндрических соосных горизонтальных (рис. 1.2, д, е) и вертикальных (рис. 1.2, ж, з) редукторов:

$$i_T = 0,9\sqrt{i_{ред}}; \quad i_B = i_{ред}/i_T. \quad (1.16)$$

Рекомендуется: $i_{B(T)} = 3...5$ (max 6);

в) для двухступенчатых коническо-цилиндрических редукторов (рис. 1.3):

$$i_T = 0,63\sqrt[3]{i_{ред}^2}; \quad i_B = i_{ред}/i_T \quad (1.17)$$

Рекомендуется: $i_B = 2...4$ (max 5); $i_T = 3...5$ (max 6);

г) для двухступенчатых червячно-цилиндрических редукторов (рис. 1.4, а ... в):

$$i_T = 3...5; \quad i_B = i_{ред}/i_T. \quad (1.18)$$

Рекомендуется: $i_B = 10...50$ (max 80);

д) для двухступенчатого цилиндрическо-червячного редуктора (рис. 1.4, г):

$$i_B \approx 2; \quad i_T = i_{ред}/i_B. \quad (1.19)$$

Рекомендуется: $i_B = 1,5...3$; $i_T = 10...50$ (max 80).

Точность расчетов i_B и i_T - два знака после запятой.

Определение частот вращения валов привода проводят исходя из номинальной частоты вращения $n_{ном}$ вала двигателя.

Силовой расчет привода выполняют исходя из потребляемой мощности P . Основные параметры на ведущем и ведомом звеньях: мощность P_1 и P_2 (кВт), вращающий момент (внешняя нагрузка на звено) T_1 и T_2 (Н·м), частота вращения n_1 и n_2 (мин⁻¹).

Вращающий момент T (Н·м) на любом звене привода можно вычислить по мощности P (кВт) и частоте вращения n (мин⁻¹):

$$T = 9550 P/n. \quad (1.20)$$

Соответственно

$$P = T n/9550. \quad (1.21)$$

Связь между вращающимися моментами на ведущем T_1 и ведомом T_2 звеньях через передаточное отношение i и КПД η :

$$T_2 = T_1 i \eta; \quad T_1 = T_2 / i \eta. \quad (1.22)$$

Соотношение мощностей на ведущем P_1 и ведомом P_2 звеньях:

$$P_2 = P_1 \eta; \quad P_1 = P_2 / \eta. \quad (1.23)$$

Если ведущее и ведомое звенья соединены муфтой, то

$$T_2 = T_1 \eta_m, \quad (1.24)$$

где η_m - КПД соединительной муфты.

Силовой расчет механического привода заключается в определении величин вращающих моментов на деталях передач и расчете в сечениях валов под этими деталями внешнего момента T , скручивающего вал, а также крутящего момента M_k (внутреннего силового фактора).

Внешние вращающие моменты на деталях передач определяют из условия равновесия вала (его равномерного вращения). При равномерном вращении вала алгебраическая сумма приложенных к нему вращающих моментов равна нулю.

Несмотря на разнообразие схем двухступенчатых редукторов, можно выделить некоторые общие расчетные схемы быстроходного (рис.1.5), промежуточного (рис. 1.6) и тихоходного (рис. 1.7) валов, которые могут быть использованы при определении вращающих T и крутящих M_k моментов в сечениях этих валов.

Силовой расчет привода начинают с определения требуемого вращающего момента детали и в том сечении вала, где указана потребляемая мощность P :

$$T_{\text{треб}} = 9550P / n. \quad (1.25)$$

Вращающие моменты на других деталях привода рассчитывают, используя зависимости (1.22) и (1.24).

В расчетном сечении вала (посередине установленной детали) его скручивает момент T (внешняя нагрузка вала), численно равный вращающему моменту на детали передачи (например, на коническом колесе). При этом крутящий момент M_k в рассматриваемом сечении численно равен внешнему вращающему моменту T , скручивающему вал.

С целью исключения ошибок при выполнении расчетов рекомендуется вращающие T и крутящие M_k моменты записывать с индексом I, II, III (номера валов) и C, D (обозначение сечений вала), например, T_{IC} , M_{kIC} или T_{IID} , M_{kIID} и т.п.

1.2 ПРИМЕРЫ РАСЧЕТОВ

Методику выбора двигателя и порядок выполнения кинематического и силового расчетов привода рассмотрим на примерах наиболее характерных схем механических приводов, разрабатываемых в курсовом проекте по деталям машин.

При предварительном выборе по табл. 1.1 приближенных значений КПД элементов приводов приняты следующие обозначения:

$\eta_{з.ц}$ – КПД зубчатой цилиндрической передачи (закрытой в корпусе, с учетом потерь в подшипниках валов);

$\eta_{з.к}$ – КПД зубчатой конической передачи (закрытой в корпусе, с учетом потерь в подшипниках валов);

$\eta_ч$ – КПД червячной передачи при предварительном расчете (закрытой в корпусе, с учетом потерь в подшипниках валов);

$\eta_{рем}$ – КПД открытой ременной передачи (для всех типов ремней);

$\eta_ц$ – КПД открытой цепной передачи с приводной роликовой цепью;

$\eta_м$ – КПД муфты соединительной (для всех типов муфт);

η_n – КПД одной пары подшипников качения.

Как известно, буквенные обозначения, общие для обеих зубчатых колес сцепляющейся пары, отличаются индексом 1 для шестерни и 2 для колеса. Для червячной пары индекс 1 относится к червяку, индекс 2 – к червячному колесу.

С целью исключения ошибок при проектировании зубчатых и червячных передач, в излагаемых ниже примерах вращающие моменты на шестерне (червяке) и колесе быстроходной ступени двухступенчатого редуктора обозначены соответственно $T_{1Б}$ и $T_{2Б}$, тихоходной ступени – $T_{1Т}$ и $T_{2Т}$ (здесь дополнительные индексы: Б – быстроходная ступень, Т – тихоходная ступень).

Пример 1.1. Схема привода (рис. 1.8): P – потребляемая мощность на тяговой звездочке конвейера, установленной на приводном валу, $кВт$; n – частота вращения приводного вала тяговой звездочки, $мин^{-1}$.

Порядок расчета

1. Выбор двигателя.

Общий КПД привода от вала двигателя для тяговой звездочки конвейера, установленной на приводном валу, на который задана потребляемая мощность P (точность расчета – два знака после запятой)

$$\eta_{общ} = \eta_m \eta_{з.к} \eta_{з.ц} \eta_{ц} \eta_n,$$

где $\eta_m, \eta_{з.к}, \eta_{з.ц}, \eta_{ц}, \eta_n$ – см. табл. 1.1.

Требуемая мощность двигателя ($кВт$)

$$P_{треб} = \frac{P}{\eta_{общ}}.$$

Исходя из $P_{треб}$, для принятой величины $n_{синхр}$ (для данной схемы привода рекомендуется $n_{синхр} = 1000 мин^{-1}$) по табл. 1.3 выбирают соответствующий типоразмер асинхронного двигателя серии АИ с ближайшей большей или равной $P_{треб}$ номинальной мощностью $P_{ном}$ ($кВт$) и номинальной частотой вращения вала двигателя $n_{ном}$ ($мин^{-1}$).

2. Определение общего передаточного отношения привода и распределение его между отдельными передачами. Определение частот вращения валов привода.

Общее передаточное отношение привода от вала двигателя с частотой вращения $n_{ном}$ до приводного вала тяговой звездочки с заданной частотой вращения n (точность расчета – два знака после запятой)

$$i_{общ} = \frac{n_{ном}}{n}.$$

Передаточное отношение открытой цепной передачи (с приводной роликовой цепью) обычно рекомендуется $i_{ц} = 2$.

Так как для данной схемы привода

$$i_{общ} = i_{ред} i_{ц},$$

то отсюда передаточное отношение двухступенчатого редуктора (точность расчета – два знака после запятой)

$$i_{ред} = \frac{i_{общ}}{i_{ц}}.$$

Далее передаточное отношение редуктора $i_{ред}$ распределяют между тихоходной ступенью с передаточным отношением i_T и быстроходной ступенью с передаточным отношением i_B .

Для двухступенчатого коническо-цилиндрического редуктора, используемого в данной схеме привода, на основании рекомендаций (1.7):

а) для тихоходной ступени (закрытой цилиндрической зубчатой передачи) (точность расчета – два знака после запятой)

$$i_T = 0,63 \sqrt[3]{i_{ред}^2};$$

б) для быстроходной ступени (закрытой конической зубчатой передачи) (точность расчета – два знака после запятой)

$$i_B = \frac{i_{ред}}{i_T}.$$

Полученные передаточные отношения i_T и i_B должны находиться в рекомендуемом диапазоне передаточных отношений для цилиндрической и конической зубчатых передач, работающих в закрытом корпусе (табл. 1.2). Особенно не допустимо превышение максимальных значений i , установленных для данных передач.

Частота вращения валов привода (мин^{-1}):

а) приводного вала IV тяговой звездочки конвейера

$$n_{IV} = n;$$

б) тихоходного вала III редуктора

$$n_{III} = n_{IV} i_{\text{ц}};$$

в) промежуточного вала II редуктора

$$n_{II} = n_{III} i_T;$$

г) быстроходного вала I редуктора

$$n_I = n_{II} i_B = i_{\text{ном}}.$$

3. Силовой расчет привода.

Требуемый вращающий момент на тяговой звездочке конвейера, установленной на приводном валу, на которой задана потребляемая мощность P :

$$T_{\text{треб}} = 9550 \frac{P}{n},$$

где $T_{\text{треб}} - \text{Н} \cdot \text{м}$; $P - \text{кВт}$; $n - \text{мин}^{-1}$.

Вращающий момент на ведомой звездочке открытой цепной передачи, установленной на концевом участке приводного вала IV (из условия равновесия приводного вала IV)

$$T_{2\text{ц}} = T_{\text{треб}} \eta_n^{-1}.$$

Вращающий момент на ведущей звездочке открытой цепной передачи, установленной на выходном конце тихоходного вала III редуктора

$$T_{1\text{ц}} = \frac{T_{2\text{ц}}}{i_{\text{ц}} \eta_{\text{ц}}}.$$

Вращающий момент на колесе цилиндрической зубчатой передачи, являющейся тихоходной ступенью редуктора (из условия равновесия тихоходного вала III редуктора)

$$T_{2T} = T_{1\text{ц}}.$$

Вращающий момент на шестерне цилиндрической зубчатой передачи, являющейся тихоходной ступенью редуктора

$$T_{1T} = \frac{T_{2T}}{i_T \eta_{3,\text{ц}}}.$$

Вращающий момент на колесе конической зубчатой передачи, являющейся быстроходной ступенью редуктора (из условия равновесия промежуточного вала II редуктора)

$$T_{2B} = T_{1T}.$$

Вращающий момент на шестерне конической зубчатой передачи, являющейся быстроходной ступенью редуктора

$$T_{1B} = \frac{T_{2B}}{i_B \eta_{3,\text{к}}}.$$

Вращающий момент на полумуфте упругой соединительной муфты, установленной на конце быстроходного вала I редуктора (из условия равновесия быстроходного вала I редуктора)

$$T_M = T_{1Б}.$$

Эпюры крутящих моментов M_k для валов редуктора приведены на рис. 1.5...1.7. Проведем анализ этих эпюр.

Быстроходный вал I редуктора. Схема нагружения вала I соответствует расчетной схеме 1Б (рис. 1.5.). Передача вращающего момента T происходит вдоль оси быстроходного вала I условно от места установки полумуфты на конце вала (сечение С посередине ступицы полумуфты) до середины конической шестерни быстроходной ступени редуктора (сечение D). Вращающий момент в сечении С $T_C = T_M$, в сечении D – $T_D = T_{1Б}$. При нагружении быстроходного вала I редуктора кручение испытывает участок вала условно между сечениями С и D, в которых крутящий момент M_k (внутренний силовой фактор):

$$M_{kC} = T_C; M_{kD} = T_D.$$

В свою очередь $M_{kC} = M_{kD}$.

Промежуточный вал II редуктора. Схема нагружения вала II соответствует расчетной схеме 1П (рис. 1.6). Передача вращающего момента T происходит вдоль оси вала II условно от середины конического колеса быстроходной ступени (сечение С) до середины цилиндрической шестерни тихоходной ступени (сечение D). Вращающий момент в сечении С $T_C = T_{2Б}$, в сечении D – $T_D = T_{1Т}$. При нагружении вала II редуктора кручение испытывает участок вала условно между сечениями С и D, в которых крутящий момент M_k (внутренний силовой фактор):

$$M_{kC} = T_C; M_{kD} = T_D.$$

В свою очередь $M_{kC} = M_{kD}$.

Тихоходный вал III редуктора. Схема нагружения вала III соответствует расчетной схеме 1Т (рис. 1.7). Передача вращающего момента T происходит вдоль оси вала III условно от середины цилиндрического колеса тихоходной ступени (сечение С) до середины ведущей звездочки открытой цепной передачи (сечение D). Вращающий момент в сечении С $T_C = T_{2Т}$, в сечении D – $T_D = T_{1ц}$. При нагружении тихоходного вала III редуктора кручение испытывает участок вала условно между сечениями С и D, в которых крутящий момент M_k (внутренний силовой фактор):

$$M_{kC} = T_C; M_{kD} = T_D.$$

При этом $M_{kC} = M_{kD}$.

Пример 1.2. Схема привода (рис. 1.9): P – потребляемая мощность на выходном конце тихоходного вала III редуктора, кВт; n – частота вращения тихоходного вала III редуктора, мин⁻¹.

Порядок расчета

1. Выбор двигателя.

Общий КПД привода от вала двигателя до выходного конца тихоходного вала III редуктора, на котором задана потребляемая мощность P (точность расчета – два знака после запятой)

$$\eta_{общ} = \eta_m \eta_{ч} \eta_{з.ц},$$

где $\eta_m, \eta_{ч}, \eta_{з.ц}$ – см. табл. 1.1.

При определении $\eta_{общ}$ не учитываем потери в соединительной компенсирующей муфте 6 (рис. 1.9), так как потребляемая мощность P задана на выходном конце тихоходного вала III редуктора.

Требуемая мощность двигателя ($кВт$)

$$P_{треб} = \frac{P}{\eta_{общ}}.$$

Исходя из $P_{треб}$, для принятой величины $n_{синхр}$ (для схемы привода, включающей в себя червячную передачу, рекомендуется $n_{синхр} = 1500 \text{ мин}^{-1}$) по табл. 1.3 выбирают соответствующий типоразмер асинхронного двигателя серии АИ с ближайшей большей или равной $P_{треб}$ номинальной мощностью $P_{ном}$ ($кВт$) и номинальной частотой вращения вала двигателя $n_{ном}$ (мин^{-1}).

2. Определение общего передаточного отношения привода и распределение его между отдельными передачами. Определение частот вращения валов привода.

Общее передаточное отношение привода от вала двигателя с частотой вращения $n_{ном}$ до тихоходного вала III редуктора с заданной частотой вращения n (точность расчета – два знака после запятой)

$$i_{общ} = \frac{n_{ном}}{n}.$$

Так как открытые передачи (ременная и цепная) в данной схеме привода отсутствуют, то передаточное отношение двухступенчатого редуктора (точность расчета – два знака после запятой)

$$i_{ред} = i_{общ}.$$

Далее передаточное отношение редуктора $i_{ред}$ распределяют между тихоходной ступенью с передаточным отношением i_T и быстроходной ступенью с передаточным отношением i_B .

Для двухступенчатого червячно-цилиндрического редуктора, используемого в данной схеме привода, на основании рекомендаций (1.18):

а) передаточное отношение тихоходной ступени (закрытой цилиндрической зубчатой передачи)

$$i_T = 3...5;$$

б) передаточное отношение быстроходной ступени (закрытой червячной передачи)

$$i_B = \frac{i_{ред}}{i_T}.$$

При подстановке в последнюю формулу диапазона значений $i_T = 3...5$ получают диапазон значений i_B . Из полученного диапазона значений i_B принимают целое число и окончательно уточняют i_T (точность расчета – два знака после запятой):

$$i_T = \frac{i_{ред}}{i_B}.$$

Окончательные значения передаточных отношений i_T и i_B должны находиться в рекомендуемом диапазоне передаточных отношений для цилиндрической зубчатой и червячной передач, работающих в закрытом корпусе (табл. 1.2). Особенно недопустимо превышение максимальных значений i , установленных для данных передач.

Частота вращения валов привода (мин^{-1}):

а) тихоходного вала III редуктора

$$n_{III} = n;$$

б) промежуточного вала II редуктора

$$n_{II} = n_{III} i_T;$$

в) быстроходного вала I редуктора

$$n_I = n_{II} i_B = n_{ном}.$$

3. Силовой расчет привода

Требуемый вращающий момент на выходном конце тихоходного вала III редуктора, на котором задана потребляемая мощность P

$$T_{треб} = 9550 P / n,$$

где $T_{треб} - \text{Н} \cdot \text{м}$; $P - \text{кВт}$; $n - \text{мин}^{-1}$.

Вращающий момент на колесе цилиндрической зубчатой передачи, являющейся тихоходной ступенью редуктора (из условия равновесия тихоходного вала III редуктора)

$$T_{2T} = T_{треб}.$$

Вращающий момент на шестерне цилиндрической зубчатой передачи, являющейся тихоходной ступенью редуктора

$$T_{1T} = \frac{T_{2T}}{i_T \eta_{з.ц}}.$$

Вращающий момент на червячном колесе червячной передачи, являющейся быстроходной ступенью редуктора (из условия равновесия промежуточного вала II редуктора)

$$T_{2Б} = T_{1T}.$$

Вращающий момент на червяке червячной передачи, являющейся быстроходной ступенью редуктора

$$T_{1Б} = \frac{T_{2Б}}{i_B \eta_ч}.$$

Вращающий момент на полумуфте упругой соединительной муфты, установленной на конце быстроходного вала I редуктора (из условия равновесия быстроходного вала I редуктора)

$$T_M = T_{1Б}.$$

Эпюры крутящих моментов для валов редуктора приведены на рис. 1.5...1.7. Проведем анализ этих эпюр.

Быстроходный вал I редуктора. Схема нагружения вала I соответствует расчетной схеме 4Б (рис. 1.5). Передача вращающего момента T происходит вдоль оси быстроходного вала I условно от места установки полумуфты на конце вала (сечение С посередине ступицы полумуфты) до середины нарезанной части червяка (сечение D). Вращающий момент в сечении С $T_C = T_M$, в сечении D – $T_D = T_{1Б}$. При нагружении быстроходного вала I редуктора кручение испытывает участок вала условно между сечениями С и D, в которых крутящий момент M_k (внутренний силовой фактор):

$$M_{кС} = T_C; M_{кD} = T_D.$$

При этом $M_{кС} = M_{кD}$.

Промежуточный вал II редуктора. Схема нагружения вала II соответствует расчетной схеме 1П (рис. 1.6). Передача вращающего момента T происходит вдоль оси вала II условно от середины червячного колеса быстроходной ступени (сечение C) до середины цилиндрической шестерни тихоходной ступени редуктора (сечение D). Вращающий момент в сечении C $T_C = T_{2Б}$, в сечении D – $T_D = T_{1Т}$. При нагружении промежуточного вала II редуктора кручение испытывает участок вала условно между сечениями C и D , в которых крутящий момент M_k (внутренний силовой фактор):

$$M_{kC} = T_C; M_{kD} = T_D.$$

При этом $M_{kC} = M_{kD}$.

Тихоходный вал III редуктора. Схема нагружения вала III соответствует расчетной схеме 1Т (рис. 1.7). Передача вращающего момента T происходит вдоль оси тихоходного вала III условно от середины цилиндрического колеса тихоходной ступени (сечение C) до середины ступицы полумуфты, установленной на выходном конце вала (сечение D). Вращающий момент в сечении C $T_C = T_{2Т}$, в сечении D – $T_D = T_{тр\epsilonб}$. При нагружении тихоходного вала III редуктора кручение испытывает участок вала условно между сечениями C и D , в которых крутящий момент M_k (внутренний силовой фактор):

$$M_{kC} = T_C; M_{kD} = T_D.$$

При этом $M_{kC} = M_{kD}$.

Пример 1.3. Схема привода (рис. 1.10): P – потребляемая мощность на выходном конце тихоходного вала III редуктора, кВт; n – частота вращения тихоходного вала III редуктора, мин⁻¹.

Порядок расчета

1. Выбор двигателя.

Общий КПД привода от вала двигателя до выходного конца тихоходного вала III редуктора, на котором задана потребляемая мощность P (точность расчета – 2 знака после запятой)

$$\eta_{общ} = \eta_{рем} \eta_{з.ц}^2,$$

где $\eta_{рем}$, $\eta_{з.ц}$ – см. табл. 1.1.

При определении $\eta_{общ}$ не учитываем потери в соединительной компенсирующей муфте 6 (рис. 1.10), так как потребляемая мощность P задана на выходном конце тихоходного вала III редуктора.

Требуемая мощность двигателя (кВт)

$$P_{тр\epsilonб} = \frac{P}{\eta_{общ}}.$$

Исходя из $P_{тр\epsilonб}$, для принятой величины $n_{синхр}$ (для схемы привода с двухступенчатым редуктором и открытой ременной передачей рекомендуется $n_{синхр} = 1500$ мин⁻¹) по табл. 1.3 выбирают соответствующий типоразмер асинхронного двигателя серии АИ с ближайшей большей или равной $P_{тр\epsilonб}$ номинальной мощностью $P_{ном}$ (кВт) и номинальной частотой вращения вала двигателя $n_{ном}$ (мин⁻¹).

2. Определение общего передаточного отношения привода и распределение его между отдельными передачами. Определение частот вращения валов привода.

Общее передаточное отношение привода от вала двигателя с частотой вращения $n_{ном}$ до тихоходного вала III редуктора с заданной частотой вращения n (точность расчета – два знака после запятой)

$$i_{общ} = \frac{n_{ном}}{n}.$$

Схема привода (рис. 1.10) состоит из двухступенчатого цилиндрического соосного редуктора и открытой ременной передачи. Для открытой ременной (клиноременной) передачи рекомендуется принимать передаточное отношение $i_{рем} = 2$. Так как для данной схемы привода

$$i_{общ} = i_{ред} i_{рем},$$

то отсюда передаточное отношение двухступенчатого редуктора (точность расчета – два знака после запятой)

$$i_{ред} = \frac{i_{общ}}{i_{рем}}.$$

Далее передаточное отношение редуктора $i_{ред}$ распределяют между тихоходной ступенью с передаточным отношением i_T и быстроходной ступенью с передаточным отношением i_B .

Для двухступенчатого цилиндрического соосного редуктора на основании рекомендаций (1.16):

а) для тихоходной ступени (закрытой цилиндрической зубчатой передачи) (точность расчета – два знака после запятой)

$$i_T = 0,9\sqrt{i_{ред}};$$

б) для быстроходной ступени (закрытой цилиндрической зубчатой передачи) (точность расчета – два знака после запятой)

$$i_B = \frac{i_{ред}}{i_T}.$$

Полученные передаточные отношения i_T и i_B должны находиться в рекомендуемом диапазоне передаточных отношений для цилиндрической зубчатой передачи, установленной в закрытом корпусе (см. табл. 1.2). Особенно не допустимо превышение максимального значения i , установленного для данной передачи.

Частота вращения валов привода ($мин^{-1}$):

а) тихоходного вала III редуктора

$$n_{III} = n;$$

б) промежуточного вала II редуктора

$$n_{II} = n_{III} i_T;$$

в) быстроходного вала I редуктора

$$n_I = n_{II} i_B.$$

г) вала двигателя $n_{ном}$ (при правильно выполненных расчетах $n_{ном} = n_I i_{рем}$).

3. Силовой расчет привода.

Требуемый вращающий момент на выходном конце тихоходного вала III редуктора, на котором задана потребляемая мощность P

$$T_{\text{треб}} = 9550 \frac{P}{n},$$

где $T_{\text{треб}} - \text{Н} \cdot \text{м}$; $P - \text{кВт}$; $n - \text{мин}^{-1}$.

Вращающий момент на колесе цилиндрической зубчатой передачи, являющейся тихоходной ступенью редуктора (из условия равновесия тихоходного вала III редуктора),

$$T_{2T} = T_{\text{треб}}.$$

Вращающий момент на шестерне цилиндрической зубчатой передачи, являющейся тихоходной ступенью редуктора,

$$T_{1T} = \frac{T_{2T}}{i_T \eta_{3,4}}.$$

Вращающий момент на колесе цилиндрической зубчатой передачи, являющейся быстроходной ступенью редуктора (из условия равновесия промежуточного вала II редуктора),

$$T_{2Б} = T_{1T}.$$

Вращающий момент на шестерне цилиндрической зубчатой передачи, являющейся быстроходной ступенью редуктора,

$$T_{1Б} = \frac{T_{2Б}}{i_{Б} \eta_{3,4}}.$$

Вращающий момент на ведомом шкиве открытой ременной (клиноременной) передачи, установленном на конце быстроходного вала I редуктора (из условия равновесия быстроходного вала I редуктора),

$$T_{2\text{рем}} = T_{1Б}.$$

Эпюры крутящих моментов для валов редуктора приведены на рис. 1.5...1.7. Проведем анализ этих эпюр.

Быстроходный вал I редуктора. Схема нагружения вала I соответствует расчетной схеме 2Б (рис. 1.5). Передача вращающего момента T происходит вдоль оси быстроходного вала I условно от места установки на его конце ведомого шкива открытой ременной (клиноременной) передачи (сечение С посередине ведомого шкива) до середины шестерни быстроходной ступени (сечение D). Вращающий момент в сечении С $T_C = T_{2\text{рем}}$, в сечении D – $T_D = T_{1Б}$. При нагружении быстроходного вала I редуктора кручение испытывает участок вала условно между сечениями С и D, в которых крутящий момент M_k (внутренний силовой фактор):

$$M_{kC} = T_C; M_{kD} = T_D.$$

При этом $M_{kC} = M_{kD}$.

Промежуточный вал II редуктора. Схема нагружения вала II соответствует расчетной схеме 1П (рис. 1.6). Передача вращающего момента T происходит вдоль оси промежуточного вала II условно от середины цилиндрического колеса быстроходной ступени (сечение С) до середины шестерни тихоходной ступени редуктора (сечение D). Вращающий момент в сечении С $T_C = T_{2Б}$, в сечении D – $T_D = T_{1T}$. При нагружении промежуточного вала II редуктора кручение испытывает участок вала условно между сечениями С и D, в которых крутящий момент M_k (внутренний силовой фактор):

$$M_{kC} = T_C; M_{kD} = T_D.$$

При этом $M_{kC} = M_{kD}$.

Тихоходный вал III редуктора. Схема нагружения вала III соответствует расчетной схеме 1Т (рис. 1.7). Передача вращающего момента T происходит вдоль оси ти-

ходного вала III условно от середины цилиндрического колеса тихоходной ступени редуктора (сечение C) до середины ступицы полумуфты, установленной на выходном конце вала (сечение D). Вращающий момент в сечении C $T_C = T_{2T}$, в сечении D – $T_D = T_{треб}$. При нагружении тихоходного вала III редуктора кручение испытывает участок вала условно между сечениями C и D , в которых крутящий момент M_k (внутренний силовой фактор):

$$M_{kC} = T_C; M_{kD} = T_D.$$

При этом $M_{kC} = M_{kD}$.

Пример 1.4. Схема привода (рис. 1.11): P – потребляемая мощность на каждом барабане, кВт; n – частота вращения барабанов (приводных валов IV), $мин^{-1}$.

Порядок расчета

1. Выбор двигателя.

Общий КПД привода от вала двигателя до барабанов, на каждом из которых задана потребляемая мощность P (точность расчетов – два знака после запятой)

$$\eta_{общ} = \eta_{рем} \eta_{з.ц}^2 \eta_{ц} \eta_{п},$$

где $\eta_{рем}$, $\eta_{з.ц}$, $\eta_{ц}$, $\eta_{п}$ – см. табл. 1.1.

Требуемая мощность двигателя (кВт)

$$P_{треб} = \frac{2P}{\eta_{общ}}.$$

Исходя из $P_{треб}$, для принятой величины $n_{синхр}$ (для данной схемы привода рекомендуется $n_{синхр} = 1500 мин^{-1}$) по табл.1.3 выбирают соответствующий типоразмер асинхронного двигателя серии АИ с ближайшими большей или равной $P_{треб}$ номинальной мощностью $P_{ном}$ (кВт) и номинальной частотой вращения вала двигателя $n_{ном}$ ($мин^{-1}$).

2. Определение общего передаточного отношения привода и распределение его между отдельными передачами. Определение частот вращения валов привода.

Общее передаточное отношение привода от вала двигателя с частотой вращения $n_{ном}$ до приводного вала IV барабана с заданной частотой вращения n (точность расчета – два знака после запятой)

$$i_{общ} = \frac{n_{ном}}{n}.$$

Схема привода (рис. 1.11) состоит из двухступенчатого редуктора и двух открытых передач: ременной (клиноременной) и цепной (с приводной роликовой цепью). Для данных открытых передач рекомендуется принимать передаточные отношения: ременной $i_{рем} = 2$, цепной – $i_{ц} = 2$.

Так как для данной схемы привода (рис. 1.11)

$$i_{общ} = i_{ред} i_{рем} i_{ц},$$

то отсюда передаточное отношение двухступенчатого редуктора (точность расчета – два знака после запятой)

$$i_{ред} = \frac{i_{общ}}{i_{рем} i_{ц}}.$$

Далее передаточное отношение редуктора $i_{ред}$ распределяют между тихоходной ступенью с передаточным отношением i_T и быстроходной ступенью с передаточным отношением i_B .

Для двухступенчатого цилиндрического редуктора, выполненного по развернутой схеме, на основании рекомендаций (1.15):

а) для тихоходной ступени (закрытой раздвоенной цилиндрической зубчатой передачи) (точность расчета – два знака после запятой)

$$i_T = 0,88 \sqrt{i_{ред}}.$$

б) для быстроходной ступени (закрытой нераздвоенной цилиндрической зубчатой передачи) (точность расчета – два знака после запятой)

$$i_B = i_{ред} / i_T.$$

Полученные передаточные отношения i_T и i_B должны находиться в рекомендуемом диапазоне передаточных отношений для цилиндрической зубчатой передачи, установленной в закрытом корпусе (см. табл. 1.2). Особенно не допустимо превышение максимального значения i , установленного для данной передачи.

Частота вращения валов привода ($мин^{-1}$):

а) приводного вала IV барабана (каждого из них)

$$n_{IV} = n;$$

б) тихоходного вала III редуктора

$$n_{III} = n_{IV} i_u;$$

в) промежуточного вала II редуктора

$$n_{II} = n_{III} i_T;$$

г) быстроходного вала I редуктора

$$n_I = n_{II} i_B;$$

д) вала двигателя $n_{ном}$ (при правильно выполненных расчетах $n_{ном} = n_I i_{рем}$).

3. Силовой расчет привода.

Требуемый вращающий момент на каждом барабане, на котором задана потребляемая мощность P

$$T_{треб} = 9550 P / n,$$

где $T_{треб}$ – $H \cdot м$; P – $кВт$; n – $мин^{-1}$.

Вращающий момент на каждой ведомой звездочке открытых цепных передач, установленных консольно на концевом участке каждого приводного вала IV (из условия равновесия приводного вала IV),

$$T_{2u} = T_{треб} \eta_n^{-1}.$$

Вращающий момент на каждой ведущей звездочке открытых цепных передач, установленной на соответствующем выходном конце тихоходного вала III редуктора,

$$T_{1u} = \frac{T_{2u}}{i_u \eta_u}.$$

Вращающий момент на каждом колесе раздвоенной цилиндрической передачи, являющейся тихоходной ступенью редуктора (из условия равновесия тихоходного вала III редуктора),

$$T_{2T} = T_{1u}.$$

Вращающий момента на каждой шестерне раздвоенной цилиндрической зубчатой передачи, являющейся тихоходной ступенью редуктора,

$$T_{1T} = \frac{T_{2T}}{i_T \eta_{3,4}}.$$

Вращающий момент на колесе цилиндрической зубчатой передачи, являющейся быстроходной ступенью редуктора (из условия равновесия промежуточного вала II редуктора),

$$T_{2Б} = 2T_{1T}.$$

Вращающий момент на шестерне цилиндрической зубчатой передачи, являющейся быстроходной ступенью редуктора,

$$T_{1Б} = \frac{T_{2Б}}{i_{Б} \eta_{3,4}}.$$

Вращающий момент на ведомом шкиве открытой ременной (клиноременной) передачи, установленном на конце быстроходного вала I редуктора (из условия равновесия быстроходного вала I),

$$T_{2рем} = T_{1Б}.$$

Эпюры крутящих моментов M_k для валов редуктора приведены на рис. 1.5...1.7. Проведем анализ этих эпюр.

Быстроходный вал I редуктора. Схема нагружения вала I соответствует расчетной схеме 2Б (рис. 1.5). Передача вращающего момента T происходит вдоль оси быстроходного вала I условно от места установки на его конце ведомого шкива открытой ременной (клиноременной) передачи (сечение С посередине ведомого шкива) до середины шестерни быстроходной ступени (сечение D). Вращающий момент в сечении С $T_C = T_{2рем}$, в сечении D – $T_D = T_{1Б}$. При нагружении быстроходного вала I редуктора кручение испытывает участок вала условно между сечениями С и D, в которых крутящий момент M_k (внутренний силовой фактор):

$$M_{kC} = T_C; M_{kD} = T_D.$$

При этом $M_{kC} = M_{kD}$.

Промежуточный вал II редуктора. Схема нагружения вала II соответствует расчетной схеме 4П (рис. 1.6). Передача вращающего момента T происходит вдоль оси промежуточного вала II условно от середины цилиндрического колеса быстроходной ступени (сечение С) до середины каждой шестерни раздвоенной тихоходной ступени редуктора (сечение D). Вращающий момент в сечении С $T_C = T_{2Б}$, в каждом сечении D – $T_D = T_{1T}$. При нагружении промежуточного вала II редуктора кручению подвергаются участки вала от сечения С до каждого из сечений D. В этих сечениях крутящий момент M_k (внутренний силовой фактор): в сечении С $M_{kC} = T_C$, в сечении D $M_{kD} = T_D$.

При этом $M_{kC} = 2M_{kD}$.

Тихоходный вал III редуктора. Схема нагружения вала III соответствует расчетной схеме 5Т (рис. 1.7). Передача вращающего момента T происходит вдоль оси тихоходного вала III условно от середины каждого колеса раздвоенной тихоходной ступени редуктора (сечение С) до середины ближайшей ведущей звездочки открытой цепной передачи, установленной на конце вала III (сечение D). Вращающий момент в каждом сечении С $T_C = T_{2T}$, в каждом сечении D – $T_D = T_{1ц}$. При нагружении тихоходного вала III редуктора кручение испытывают два участка вала условно между сечениями С и D с каждой стороны вала, в которых крутящий момент M_k (внутренний силовой фактор): в сечениях С $M_{kC} = T_C$; в сечениях D $M_{kD} = T_D$.

При этом $M_{kC} = M_{kD}$.

1. Выбор двигателя. Кинематический и силовой расчеты механического привода

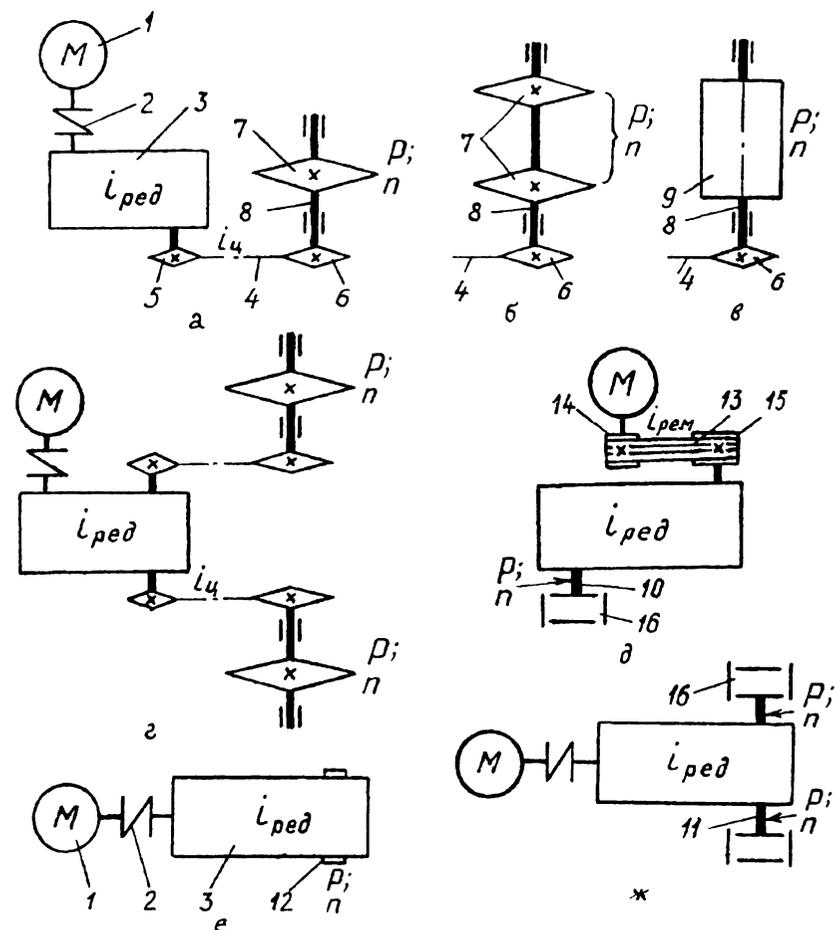


Рис. 1.1. Варианты задания потребляемой мощности P механического привода и требуемой частоты вращения n одного из его валов:

а, б, в – вариант 1; г – вариант 2; д, е – вариант 3; ж – вариант 4; 1 – двигатель (электродвигатель); 2 – муфта соединительная упругая (втулочно-пальцевая МУВП); 3 – редуктор двухступенчатый нестандартный; 4 – открытая цепная передача (с приводной роликовой цепью); 5, 6 – ведущая и ведомая звездочки открытой цепной передачи; 7 – ведущая звёздочка для тяговой пластинчатой цепи конвейера (тяговая звездочка); 8 – приводной вал ведомой машины; 9 – барабан; 10 – тихоходный вал редуктора с одним выходным концом; 11 – тихоходный вал редуктора с двумя выходными концами; 12 – полый тихоходный вал редуктора с внутренними шлицами; 13 – открытая ременная (клиноременная) передача; 14, 15 – ведущий и ведомый шкивы клиноременной передачи; 16 – муфта соединительная компенсирующая (зубчатая типа 1); $i_{ред}$ – передаточное отношение редуктора; $i_{ц}$ и $i_{рем}$ – передаточное отношение открытой цепной и ременной передачи

Таблица 1.1. Приближенные значения КПД элементов приводов

Наименование элементов приводов	КПД
1. Закрытая в корпусе зубчатая передача с учетом потерь в подшипниках валов передачи:	
а) цилиндрическая (для всех видов зубьев)	0,96 ... 0,98
б) коническая (для всех видов зубьев)	0,95 ... 0,97
2. Закрытая в корпусе червячная передача с учетом потерь в подшипниках валов передачи (при предварительном расчете)	0,8
3. Ременная передача (все типы)	0,94 ... 0,96
4. Цепная передача (все типы)	0,92 ... 0,95
5. Муфта соединительная (все типы)	0,98
6. Подшипники качения (одна пара)	0,99

Таблица 1.2. Рекомендуемые значения передаточных отношений i различных типов передач

Тип передачи	Рекомендуемые значения i
1. Зубчатая цилиндрическая в закрытом корпусе для одной пары	3 ... 5 (max 6)
2. Зубчатая коническая в закрытом корпусе для одной пары	2 ... 4 (max 5)
3. Червячная закрытая	10 ... 50 (max 80)
4. Цепная	1,5 ... 3 (max 4)
5. Ременная	2 ... 3 (max 5)
6. Коробка передач (для одной пары)	1 ... 2,5 (max 3)

1. Выбор двигателя. Кинематический и силовой расчеты механического привода
(продолжение)

Таблица 1.3. Технические данные асинхронных двигателей серии АИР

Типоразмер двигателя	Мощность $P_{ном}, кВт$	При номинальной нагрузке		$\frac{T_{мск}}{T_{ном}}$	$\frac{T_{max}}{T_{ном}}$
		Скольжение $S_{ном}, \%$	Частота вращения $n_{ном}, мин^{-1}$		
Синхронная частота вращения $n_{синхр}=3000 мин^{-1}$					
АИР71А2	0,75	6	2820	2,1	2,2
АИР71В2	1,1	6,5	2805	2,1	2,2
АИР80А2	1,5	5	2850	2,1	2,2
АИР80В2	2,2	5	2850	2	2,2
АИР90L2	3	5	2850	2	2,2
АИР100S2	4	5	2850	2	2,2
АИР100L2	5,5	5	2850	2	2,2
АИР112M2	7,5	3,5	2895	2	2,2
АИР132M2	11	3	2910	1,6	2,2
АИР160S2	15	3	2910	1,8	2,7
АИР160M2	18,5	3	2910	2	2,7
АИР180S2	22	2,7	2919	2	2,7
АИР180M2	30	2,5	2925	2,2	3
Синхронная частота вращения $n_{синхр}=1500 мин^{-1}$					
АИР71В4	0,75	10	1485	2,2	2,2
АИР80А4	1,1	7	1395	2,2	2,2
АИР80В4	1,5	7	1395	2,2	2,2
АИР90L4	2,2	7	1395	2,1	2,2
АИР100S4	3	6	1410	2	2,2
АИР100L4	4	6	1410	2	2,2
АИР112M4	5,5	4,5	1433	2	2,5
АИР132S4	7,5	4	1440	2	2,5
АИР132M4	11	3,5	1448	2	2,7
АИР160S4	15	3	1455	1,9	2,9
АИР160M4	18,5	3	1455	1,9	2,9
АИР180S4	22	2,5	1463	1,7	2,4
АИР180M4	30	2	1470	1,7	2,7
Синхронная частота вращения $n_{синхр}=1000 мин^{-1}$					
АИР80А6	0,75	8	920	2	2,2
АИР80В6	1,1	8	920	2	2,2
АИР90L6	1,5	7,5	925	2	2,2
АИР100L6	2,2	5,5	945	2	2,2
АИР112МА6	3	5	950	2	2,2
АИР112МВ6	4	5	950	2	2,2
АИР132S6	5,5	4	960	2	2,2
АИР132M6	7,5	4	960	2	2,2
АИР160S6	11	3	970	2	2,7
АИР160M6	15	3	970	2	2,7
АИР180M6	18,5	2	980	1,8	2,4
Синхронная частота вращения $n_{синхр}=750 мин^{-1}$					
АИР90LА8	0,75	7	698	1,6	1,7
АИР90LВ8	1,1	7	698	1,6	1,7
АИР100L8	1,5	6	705	1,6	1,7
АИР112МА8	2,2	5,5	709	1,8	2,2
АИР112МВ8	3	5,5	709	1,8	2,2
АИР132S8	4	4,5	716	1,8	2,2
АИР132M8	5,5	5	713	1,8	2,2
АИР160S8	7,5	3	728	1,6	2,4
АИР160M8	11	3	728	1,6	2,4
АИР180M8	15	2,5	731	1,6	2,2

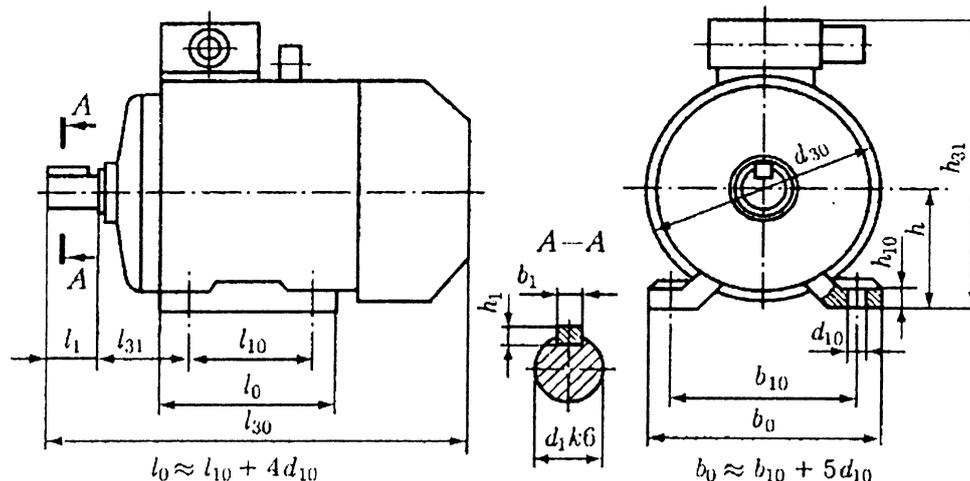
Примечания: 1. Пример обозначения двигателя: Двигатель АИР100L4 ТУ 16 – 525.564 – 84

2. Габаритные, установочные и присоединительные размеры асинхронных двигателей АИР исполнений IM1081, IM2081 и IM3081 см. табл. 1.4

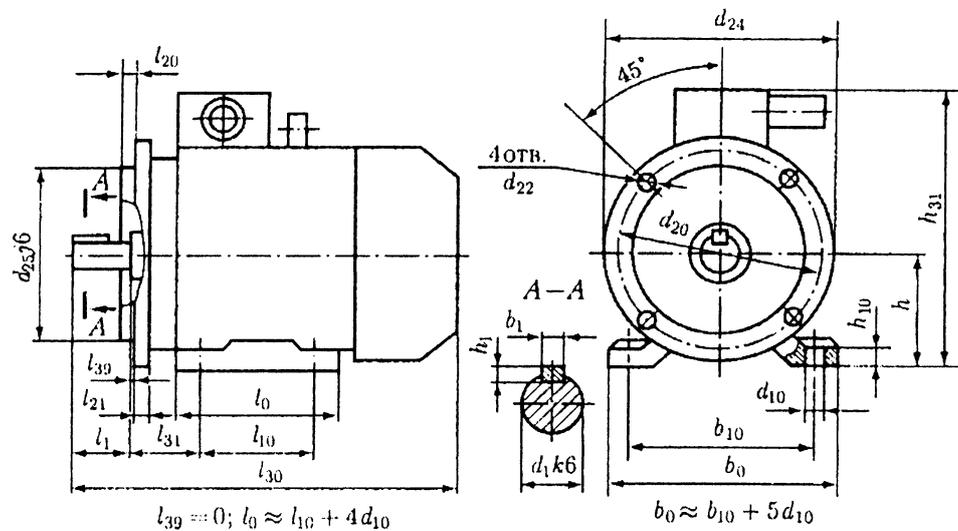
1. Выбор двигателя. Кинематический и силовой расчеты механического привода
(продолжение)

Таблица 1.4. Основные размеры асинхронных двигателей серии АИР, мм

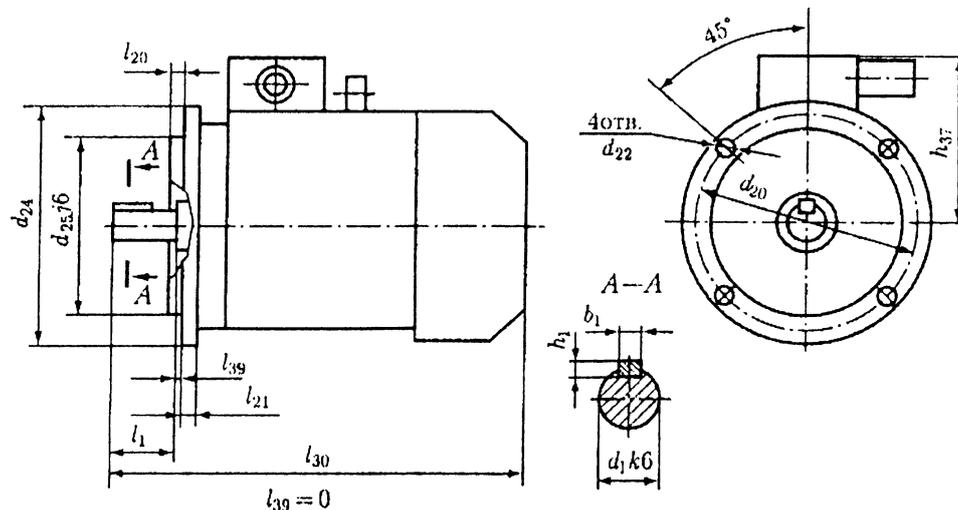
Исполнение IM1081



Исполнение IM2081



Исполнение IM3081



1. Выбор двигателя. Кинематический и силовой расчеты механического привода (продолжение)

Продолжение таблицы 1.4

Тип двигателя	Число полюсов	Исполнение																			
		IM1081, IM2081, IM3081					IM1081	IM1081 и IM 2081						IM2081 и IM3081					IM3081		
		d_1	l_1	l_{30}	b_1	h_1	d_{30}	l_{10}	l_{31}	d_{10}	b_{10}	h	h_{10}	h_{31}	l_{20}	l_{21}	d_{20}	d_{22}	d_{24}	d_{25}	h_{37}
71A, B	2, 4, 6, 8	19	40	273	6	6	170	90	45	10	112	71	9	188	3,5	10	165	12	200	130	117
80A		22	50	297			8	7	190		100	50	140	90							11
80B				321	147																
90L		24	60	337	10	8	210	125	56	160	100	12	247	4	14	215	15	250	180	135	
100S		28		360																10	8
100L			391	80	10	8	246	140	70	12	190	112	13	325	4	16	265	300	230		
112M		2, 4, 6, 8	32																	40	273
132S		4, 6,8	38	460	10	8	288	89	216	132	13	325	18	18	350	400	300	260			
132M		2, 4, 6, 8																	498	110	14
160S		2	42	630	12	9	334	178	108	254	160	18	385	5	15	300	19	350	250		
	160M	4, 6,8	48																	660	14
180S		2	48	630	14	9	375	203	121	279	180	20	448	5	18	350	400	300	260		
	180M	4	55																	680	14
2		48	680	14	9	241	203	121	279	180	20	448	5	18	350	400	300	260			
4,6,8	55	680																	14	9	241

Примечания: 1. Фланцы выполняют с отверстиями d_{22} гладкими или резьбовыми. Размеры фланца с резьбовыми отверстиями – см. ГОСТ 28330–89. 2.

Выступающие концы валов двигателей изготовляют следующих исполнений:

- цилиндрические со шпонкой;
- цилиндрические без шпонки с резьбовым концом;
- цилиндрические со шпонкой с резьбовыми концом;
- конические без шпонки с резьбовым концом;
- конические со шпонкой с резьбовым концом;
- конические со шпонкой и внутренней резьбой.

1. Выбор двигателя. Кинематический и силовой расчеты механического привода (продолжение)

27

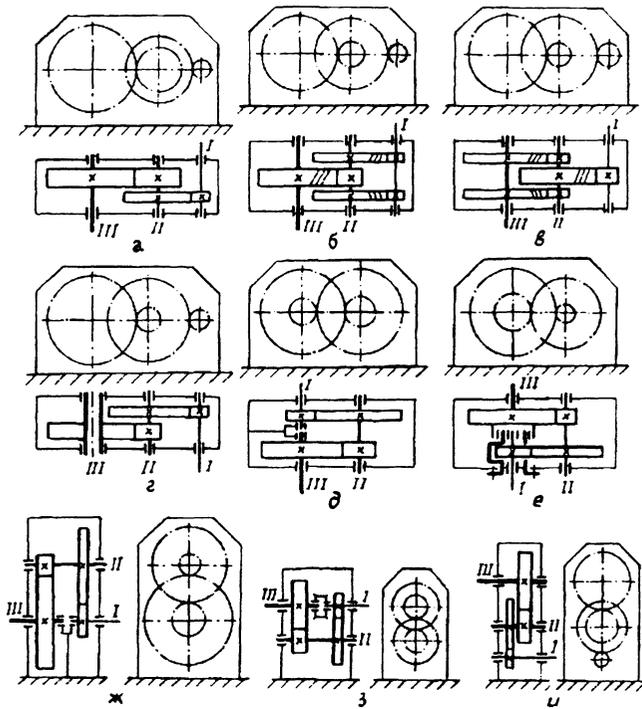


Рис. 1.2. Кинематические схемы двухступенчатых цилиндрических редукторов по развернутой схеме (а...г, и) и соосных (д...з):
I, II, III – соответственно быстроходный, промежуточный и тихоходный валы

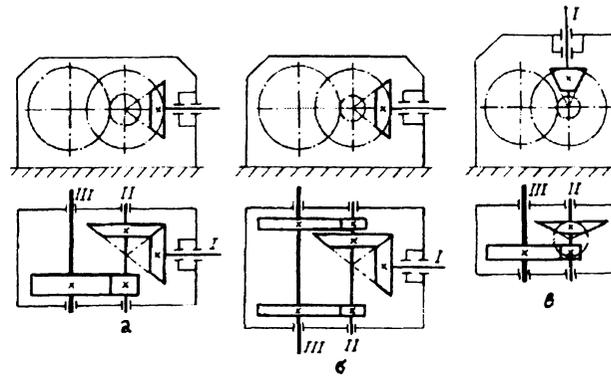


Рис. 1.3. Кинематические схемы двухступенчатых коническо-цилиндрических редукторов:
I, II, III – соответственно быстроходный, промежуточный и тихоходный валы

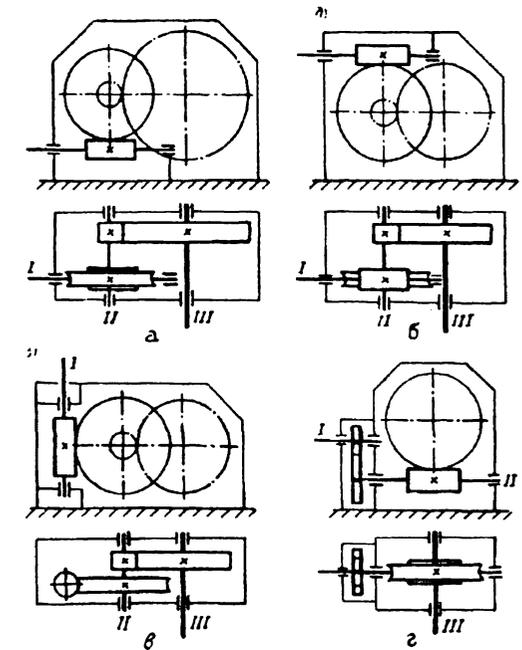


Рис. 1.4. Кинематические схемы двухступенчатых червячно-цилиндрических (а...в) и цилиндрично-червячного (г) редукторов:
I, II, III – соответственно быстроходный, промежуточный и тихоходный валы

1. Выбор двигателя. Кинематический и силовой расчеты механического привода (продолжение)

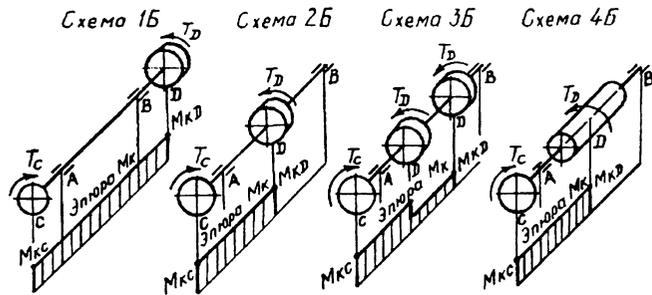


Рис. 1.5. Расчетные схемы быстроходных валов двухступенчатых редукторов

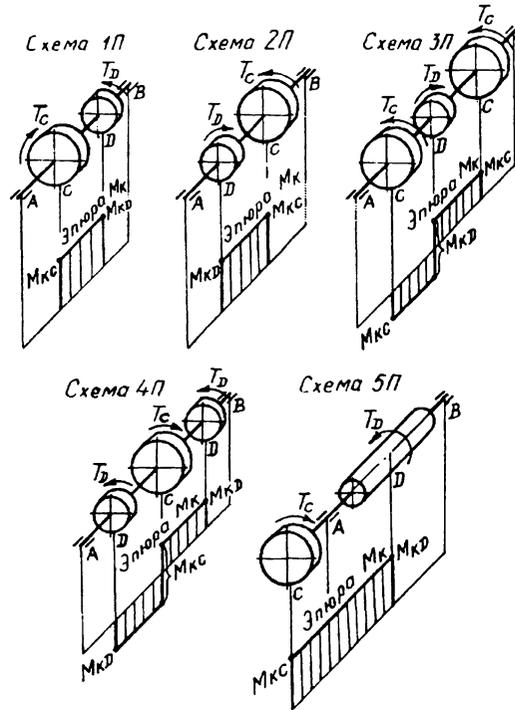


Рис. 1.6. Расчетные схемы промежуточных валов двухступенчатых редукторов

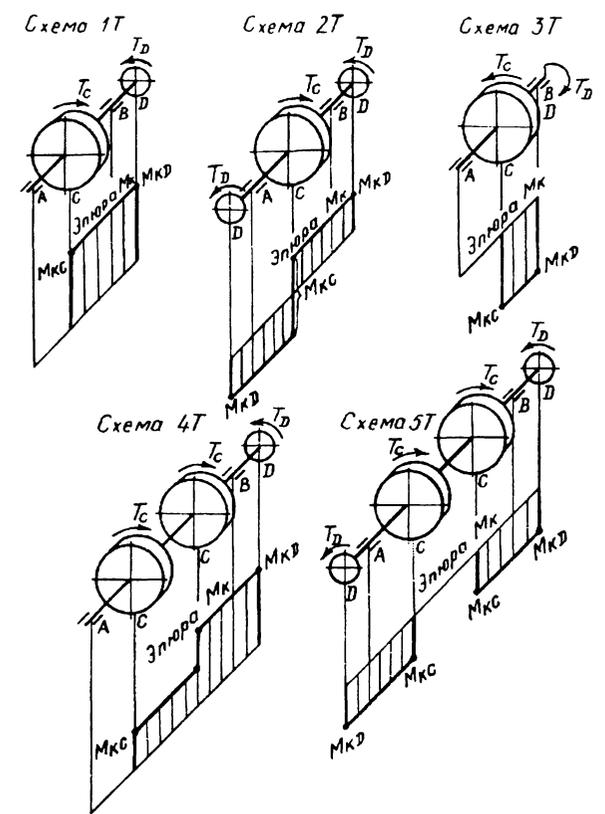


Рис. 1.7. Расчетные схемы тихоходных валов двухступенчатых редукторов

1. Выбор двигателя. Кинематический и силовой расчеты механического привода (окончание)

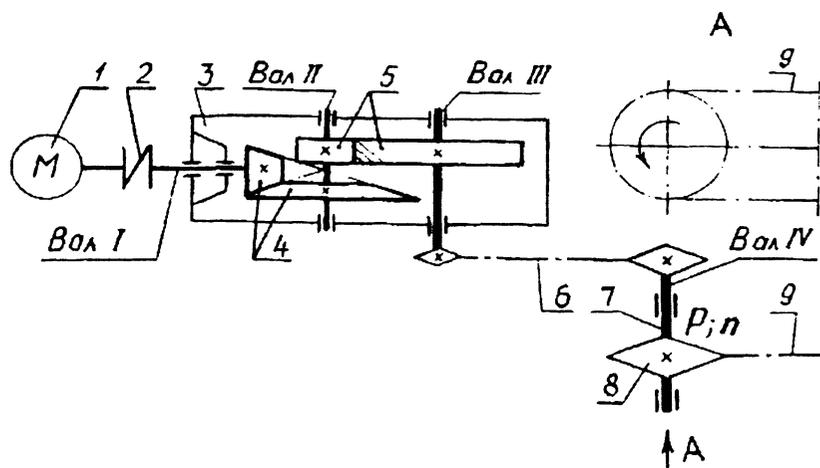


Рис. 1.8. Схема механического привода:
 1 – двигатель; 2 – муфта соединительная упругая (втулочно-пальцевая МУВП); 3 – двухступенчатый коническо-цилиндрический горизонтальный редуктор;
 4 – закрытая коническая зубчатая передача (быстроходная ступень редуктора); 5 – закрытая цилиндрическая зубчатая передача (тихоходная ступень редуктора); 6 – открытая цепная передача (с приводной роликовой цепью);
 7 – приводной вал тяговой звездочки конвейера;
 8 – тяговая звездочка;
 9 – тяговая пластинчатая роликовая цепь конвейера

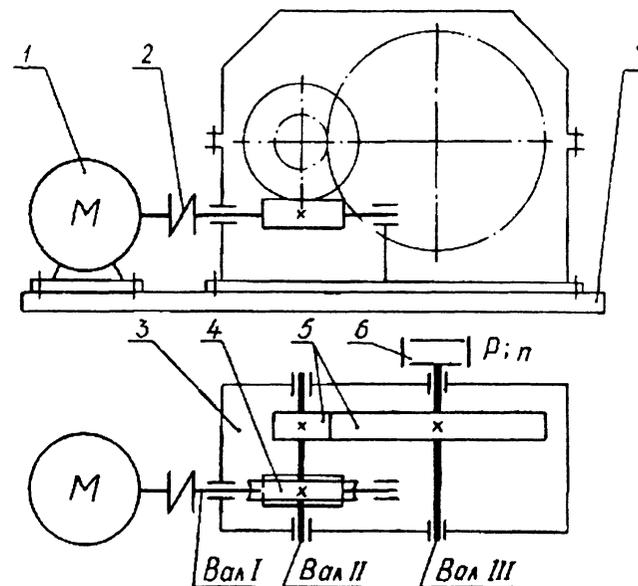


Рис. 1.9. Схема механического привода:
 1 – двигатель; 2 – муфта соединительная упругая (втулочно-пальцевая МУВП); 3 – двухступенчатый червячно-цилиндрический редуктор; 4 – закрытая червячная передача (быстроходная ступень редуктора); 5 – закрытая цилиндрическая зубчатая передача (тихоходная ступень редуктора); 6 – муфта соединительная компенсирующая (зубчатая типа1); 7 – рама

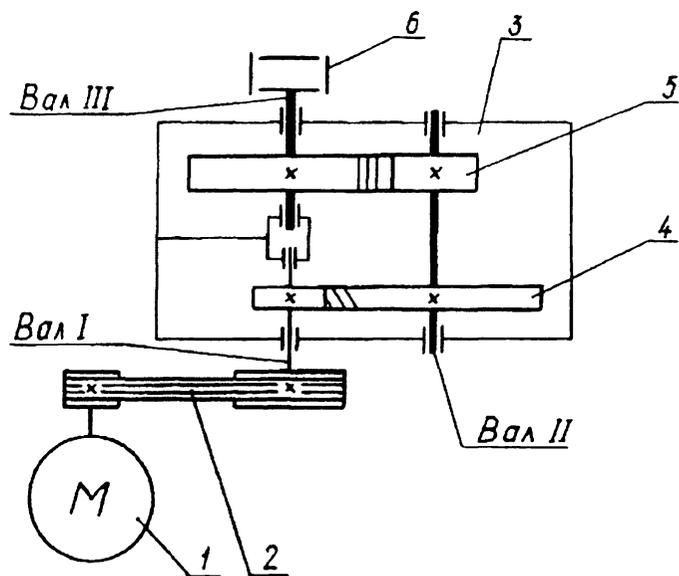


Рис. 1.10. Схема механического привода:
 1 – двигатель; 2 – открытая ременная передача (клиноременная);
 3 – двухступенчатый цилиндрический соосный горизонтальный редуктор;
 4 – закрытая цилиндрическая косозубая передача (быстроходная ступень редуктора);
 5 – закрытая цилиндрическая прямозубая передача (тихоходная ступень редуктора);
 6 – муфта соединительная компенсирующая (зубчатая типа 1)

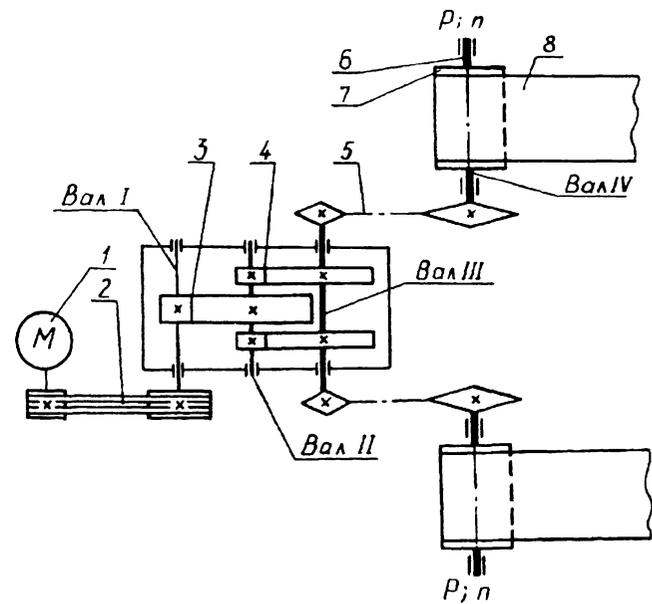
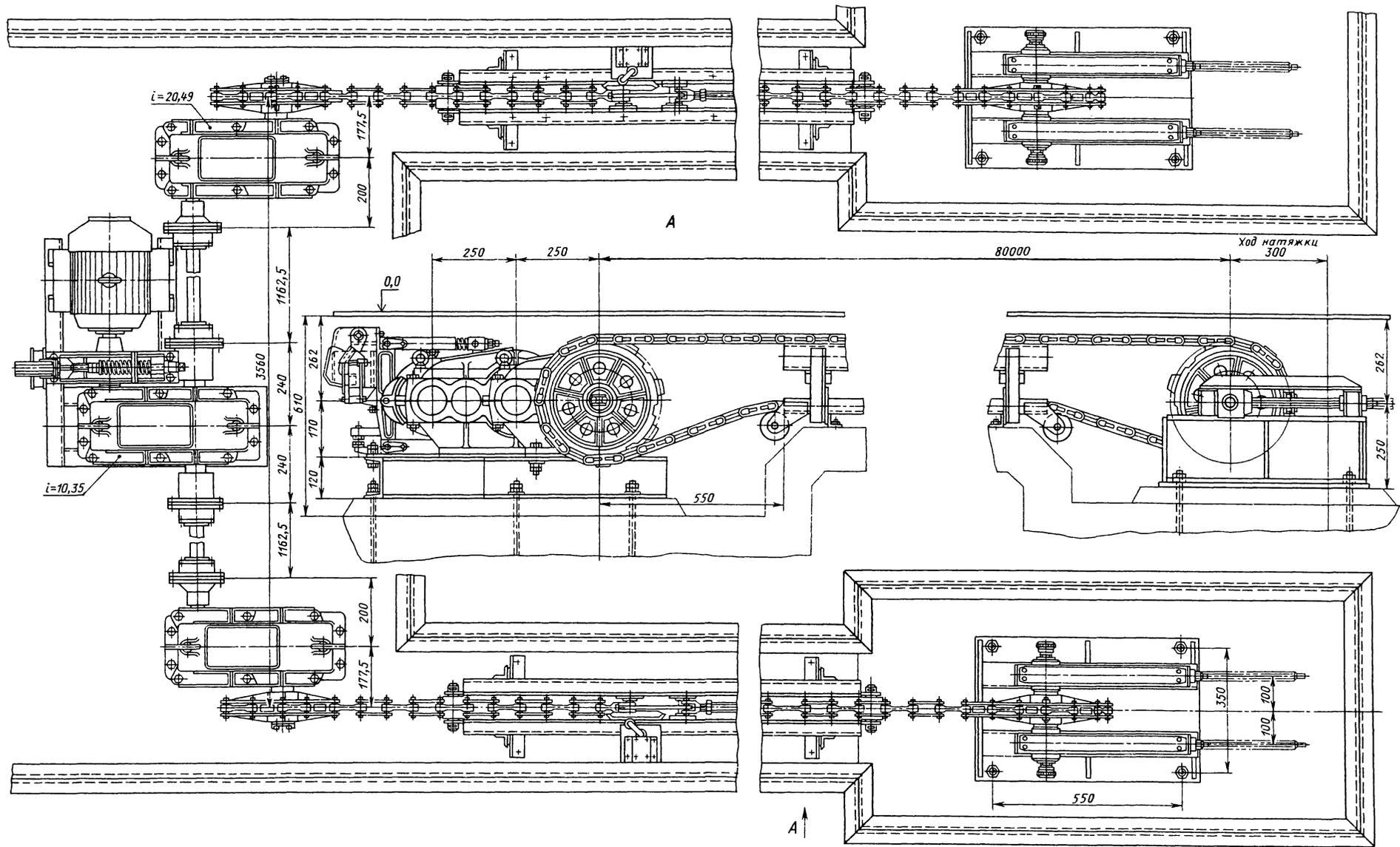


Рис. 1.11. Схема механического привода:
 1 – двигатель; 2 – открытая ременная передача (клиноременная); 3 – закрытая цилиндрическая зубчатая передача (быстроходная ступень редуктора); 4 – закрытая раздвоенная цилиндрическая зубчатая передача (тихоходная ступень редуктора); 5 – открытая цепная передача (с приводной роликовой цепью); 6 – приводной вал барабана; 7 – барабан; 8 – лента (тяговый элемент) конвейера

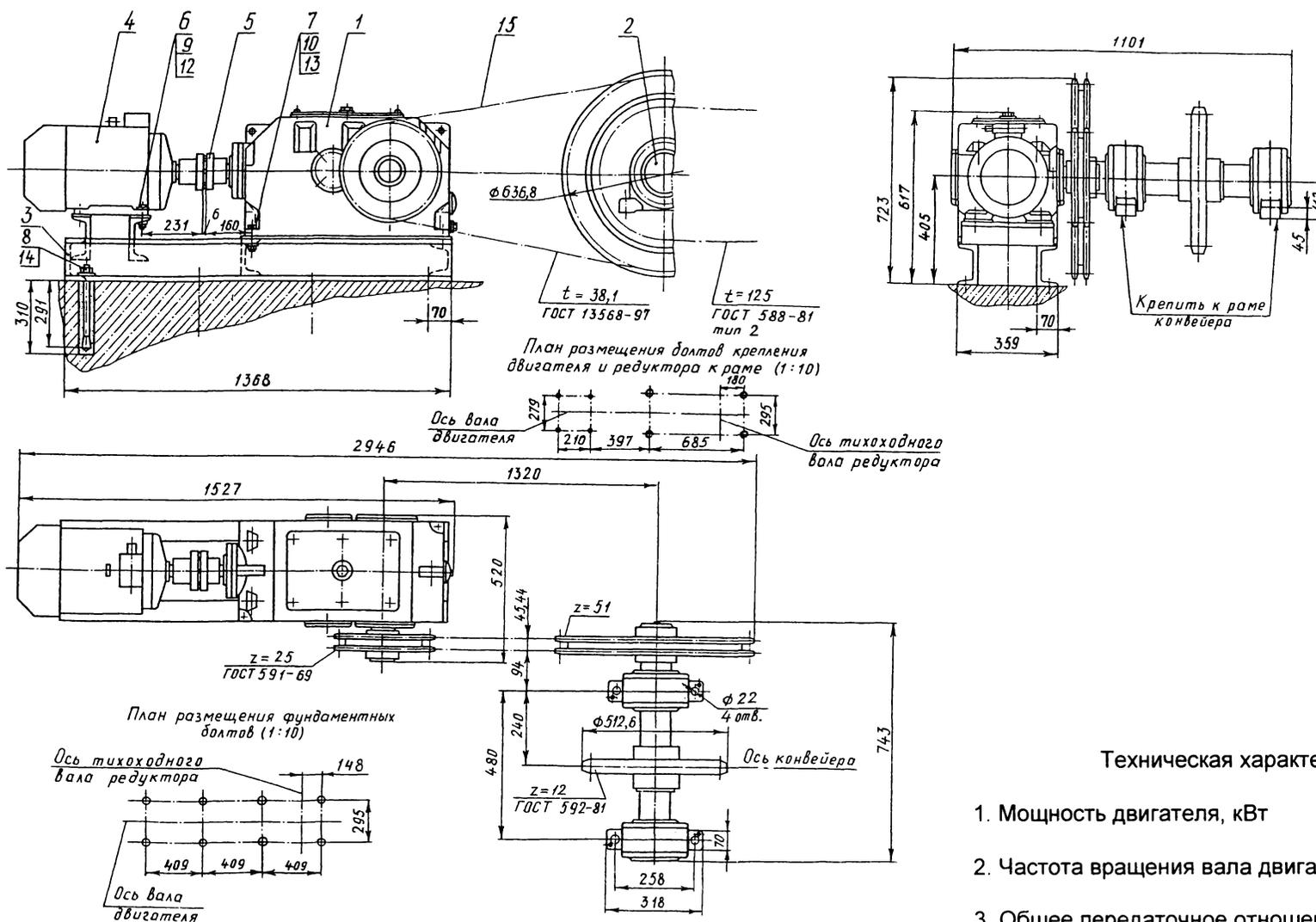
2. КОНСТРУКЦИИ ПРИВодОВ И РЕДУКТОРОВ

2.1. Двухцепной горизонтальный конвейер

31



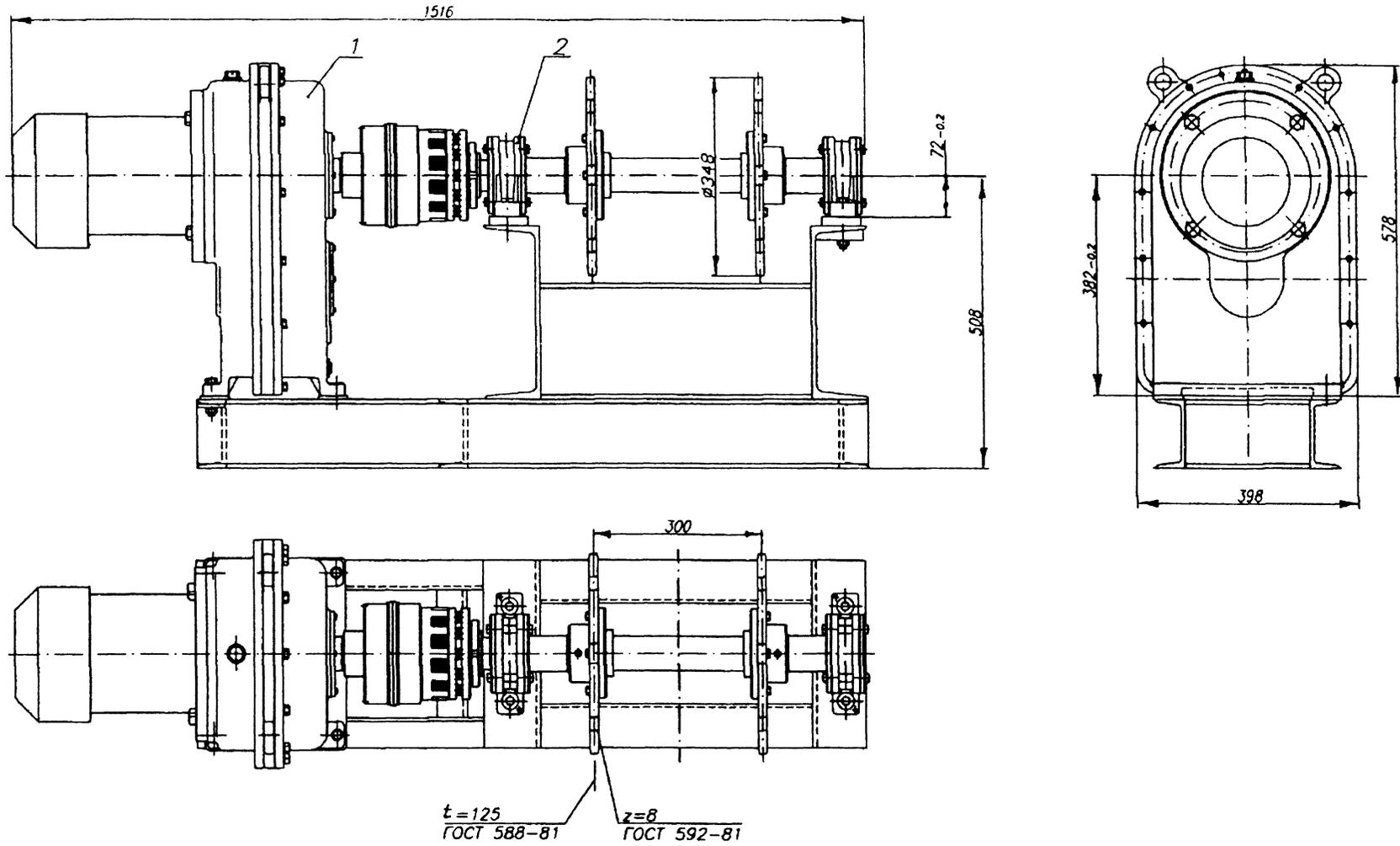
2.2. Привод цепного конвейера с двухступенчатым коническо-цилиндрическим зубчатым редуктором и открытой цепной передачей



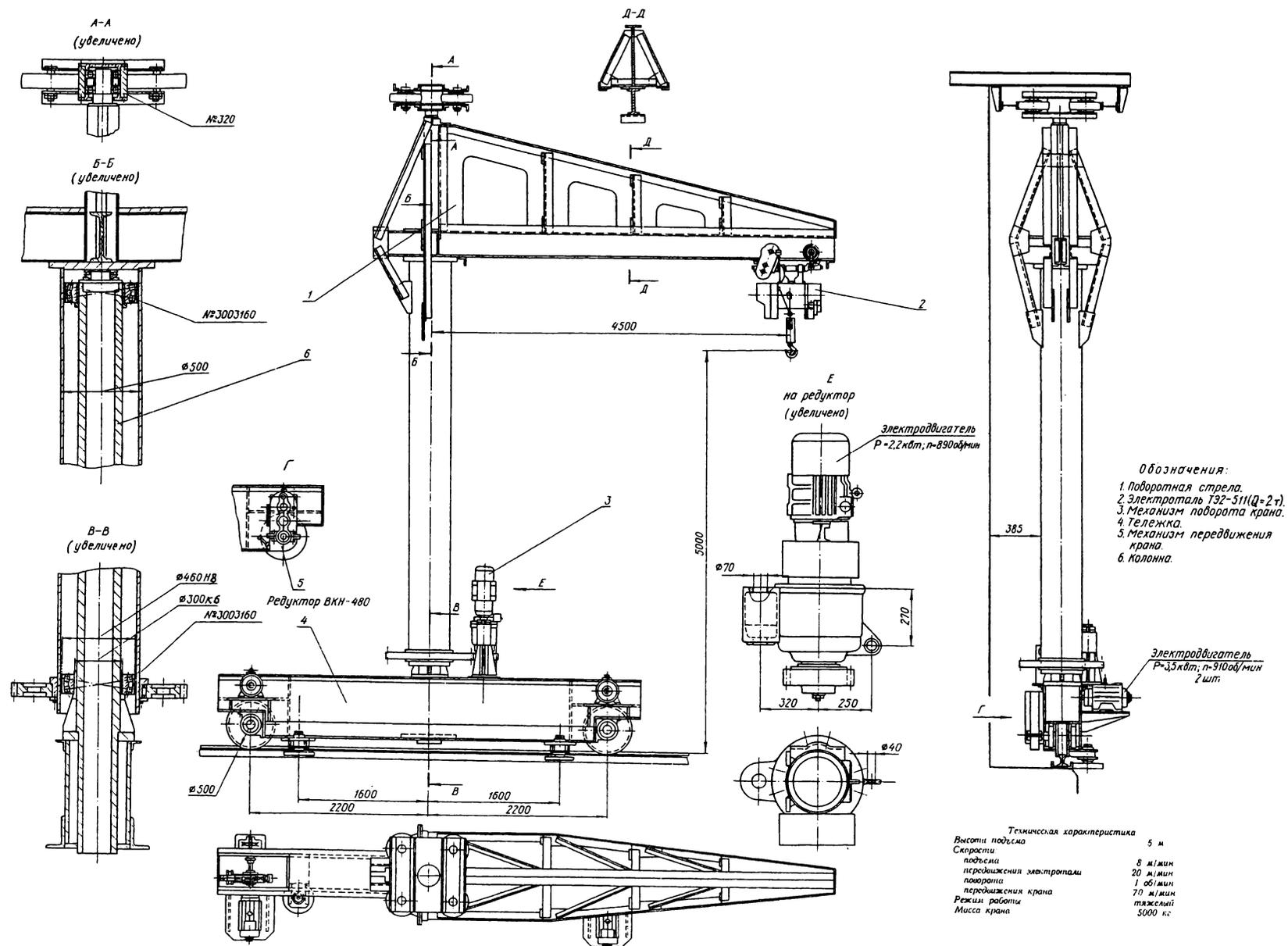
Техническая характеристика:

- | | |
|---|-------|
| 1. Мощность двигателя, кВт | 15 |
| 2. Частота вращения вала двигателя, мин ⁻¹ | 970 |
| 3. Общее передаточное отношение привода | 24,25 |

2.3. Привод цепного конвейера с двухступенчатым вертикальным цилиндрическим зубчатым мотор-редуктором

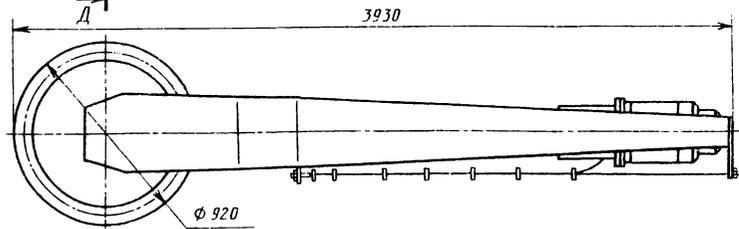
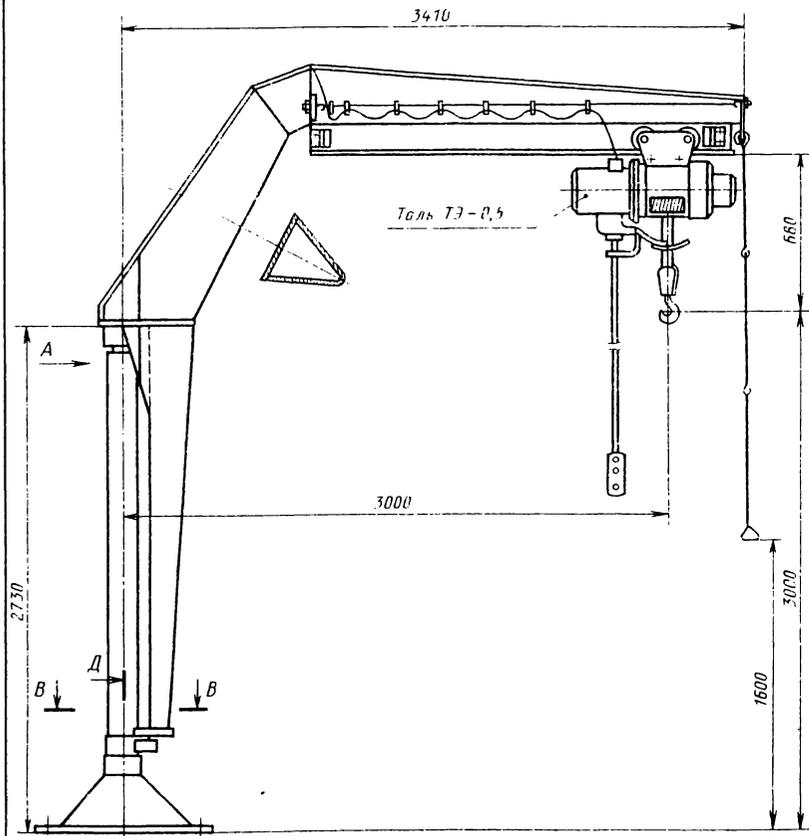


2.4. Кран стреловой передвижной

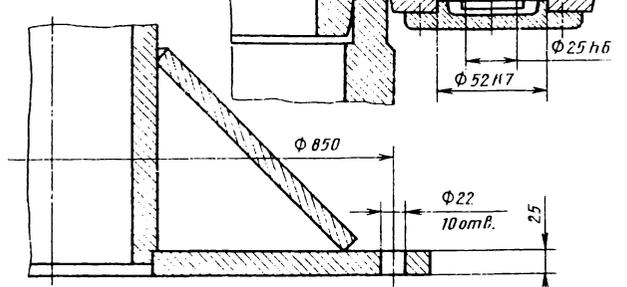
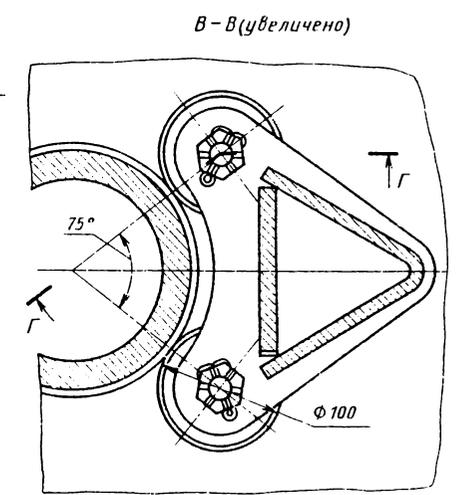
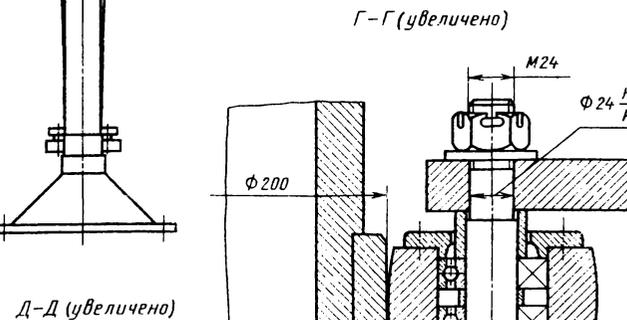
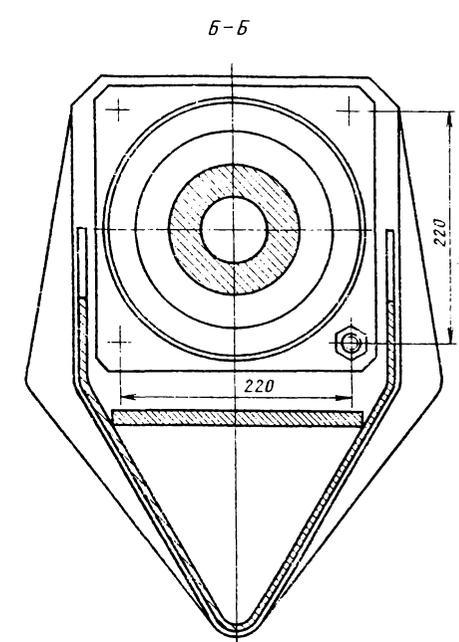
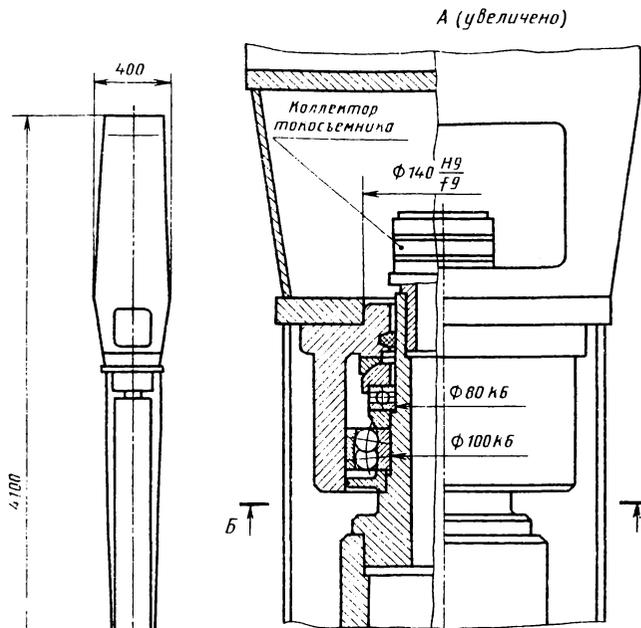


2.5. Кран стреловой стационарный [4]

35



- | | |
|--|--|
| 1. Грузоподъемность, т 0,5 | 4. Скорость подъема груза, м/мин 8 |
| 2. Вылет, м: | 5. Поворот крана Вращению |
| наибольший 3 | 6. Угол поворота 360° |
| наименьший 1,4 | |
| 3. Высота подъема крюка, м 3 | |



2.6. Конструкции опор стреловых поворотных кранов [4]

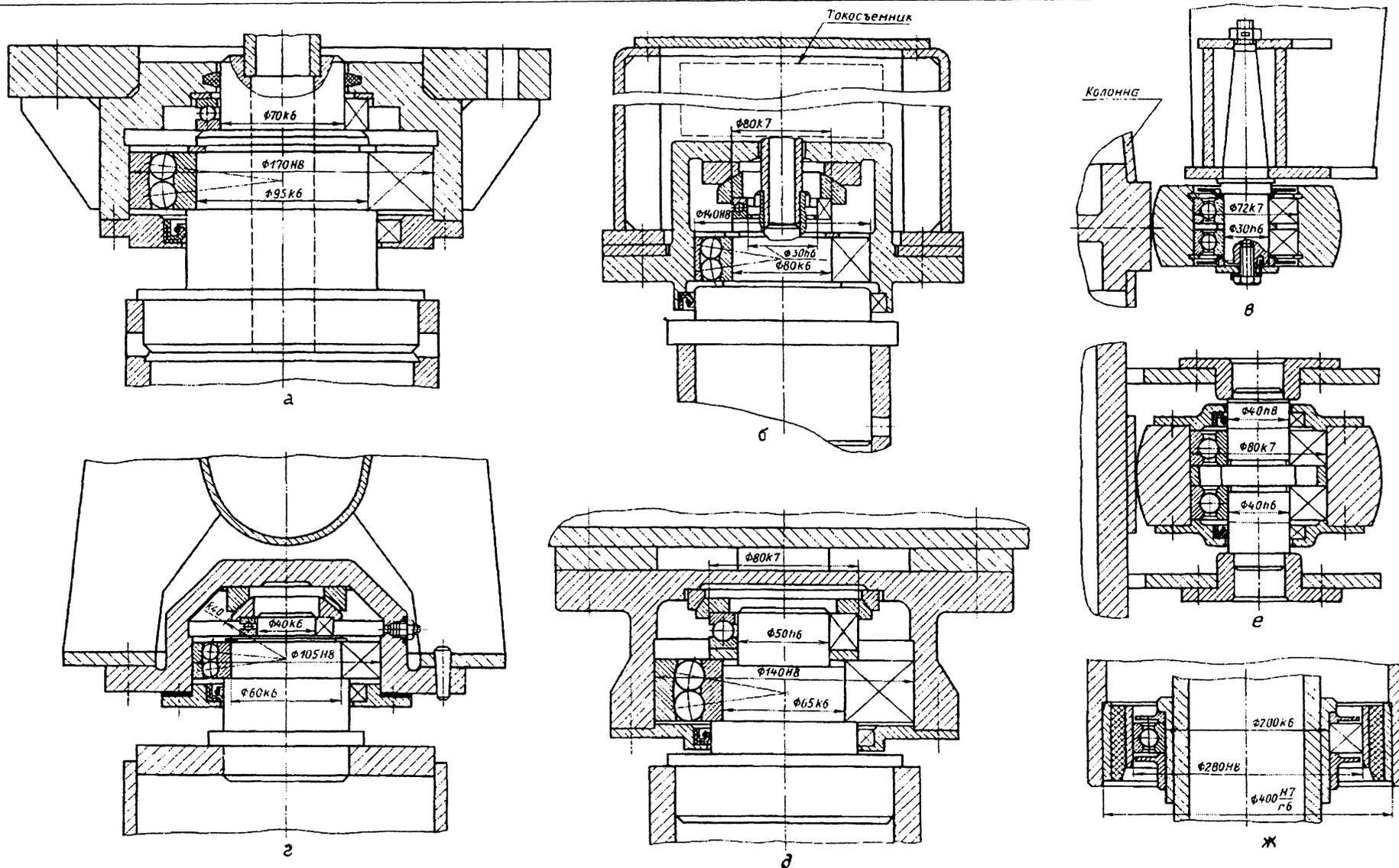
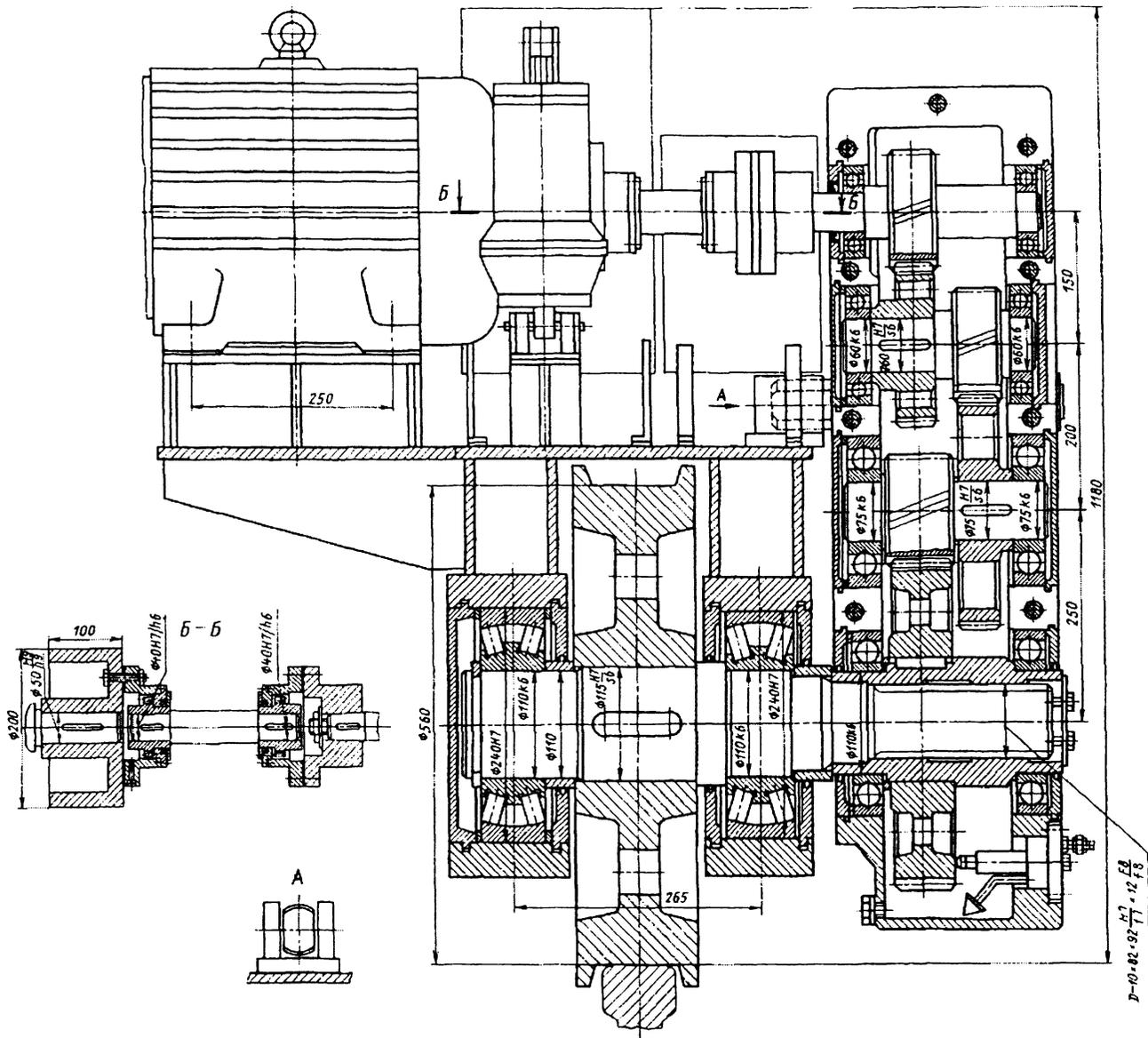
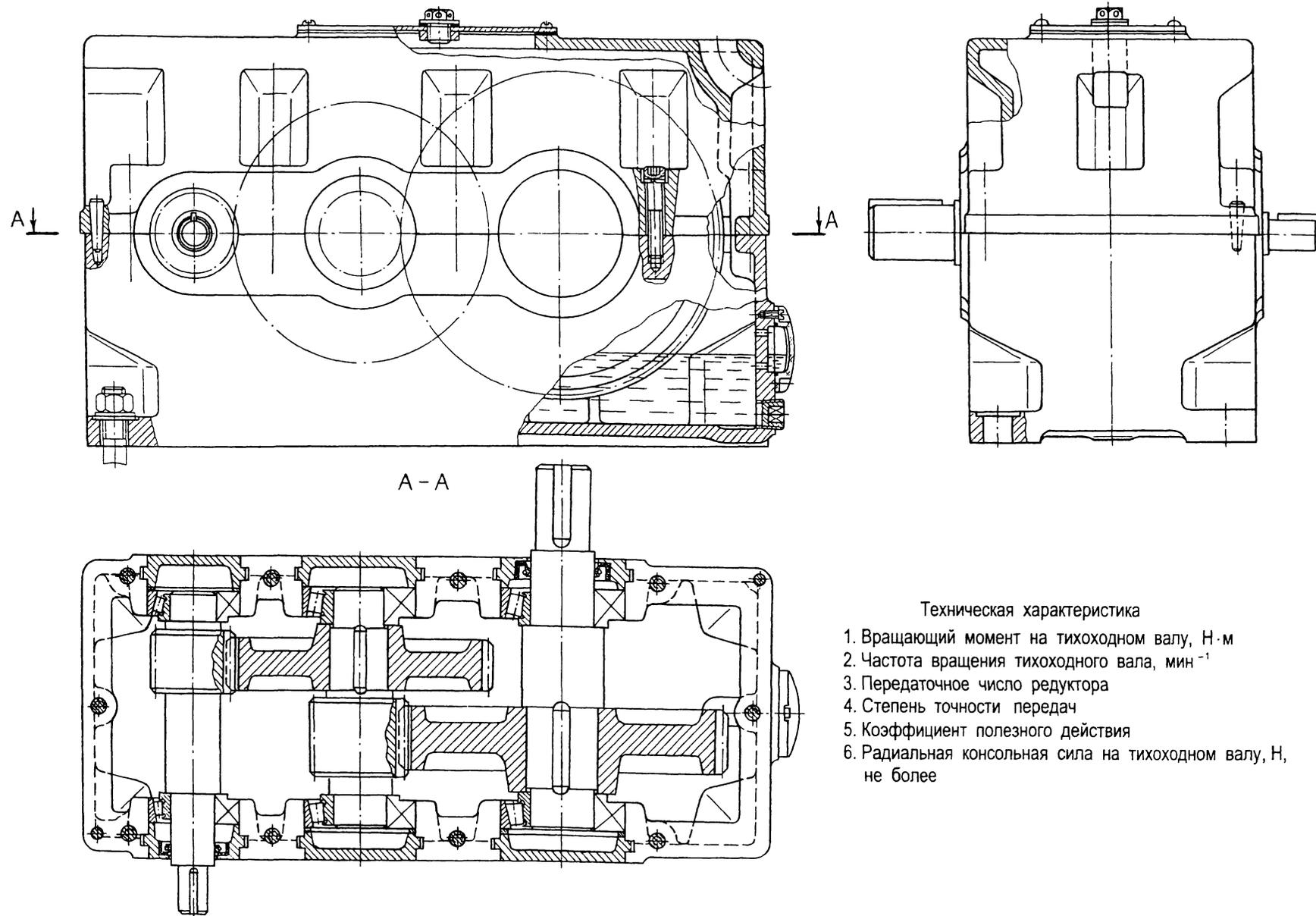


Рис. 2.1. Конструкции верхних (а, б, г, д) и нижних (в, е, ж) опор крана

2.7. Привод ведущего колеса передвижного крана с вертикальным навесным цилиндрическим зубчатым редуктором [4]



2.8. Редуктор зубчатый цилиндрический двухступенчатый, выполненный по развернутой схеме



Техническая характеристика

1. Вращающий момент на тихоходном валу, Н·м
2. Частота вращения тихоходного вала, мин⁻¹
3. Передаточное число редуктора
4. Степень точности передач
5. Коэффициент полезного действия
6. Радиальная консольная сила на тихоходном валу, Н, не более

2.9. Редуктор зубчатый цилиндрический двухступенчатый, выполненный по развернутой схеме

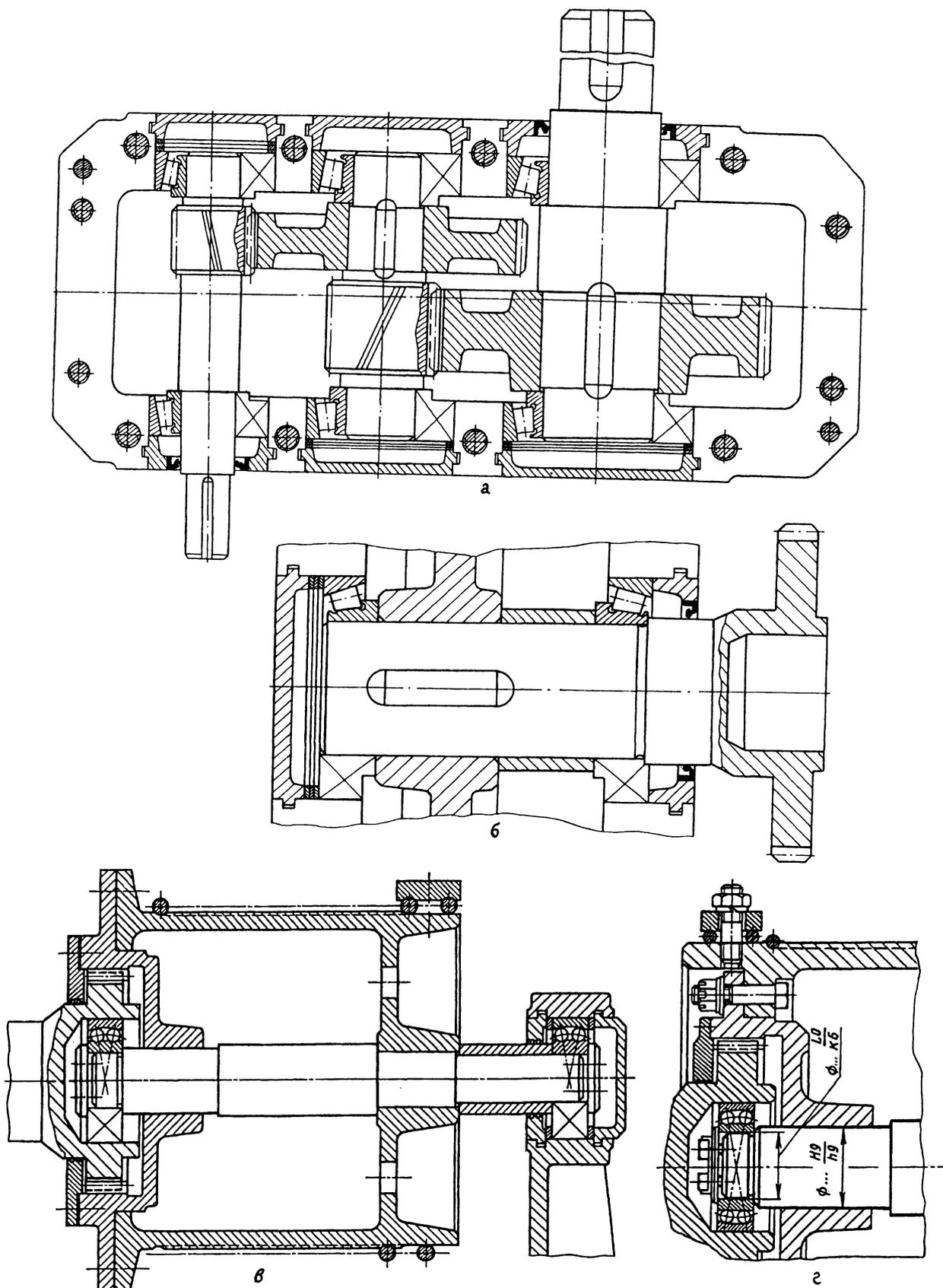


Рис. 2.2. Компонка редуктора (а), вариант конструктивного исполнения тихоходного вала (б) и примеры его применения (в, г) в узле барабана

2.10. Редукторы зубчатые двухступенчатые горизонтальные: коническо-цилиндрический и цилиндрический соосный

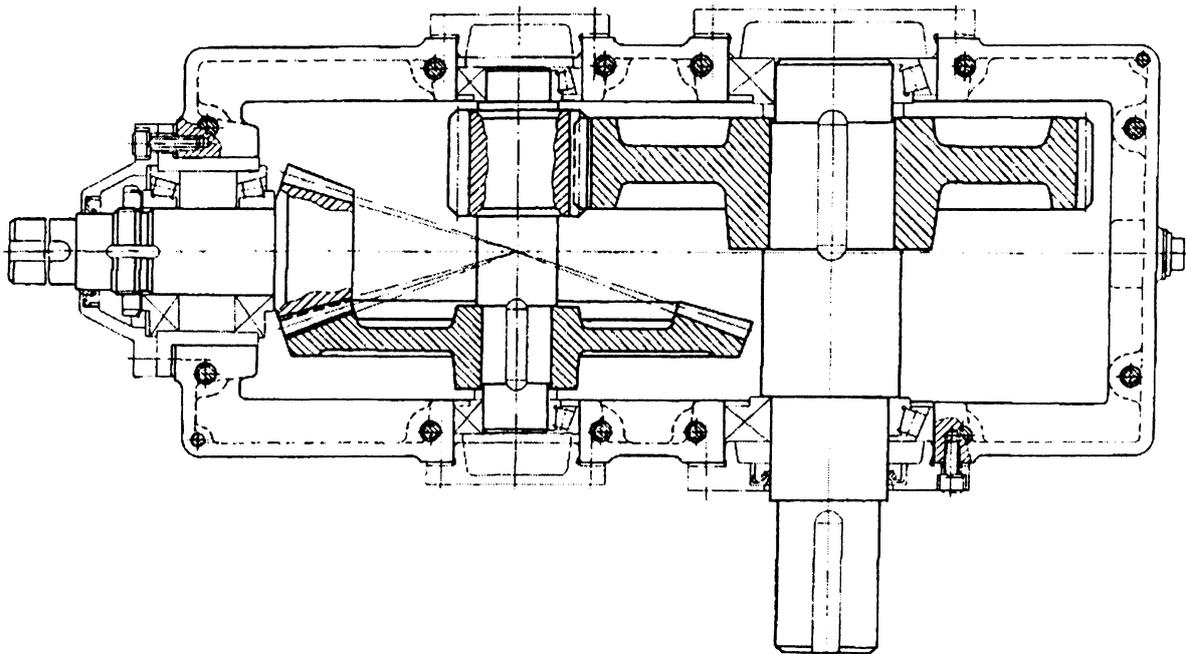


Рис. 2.3. Редуктор коническо-цилиндрический

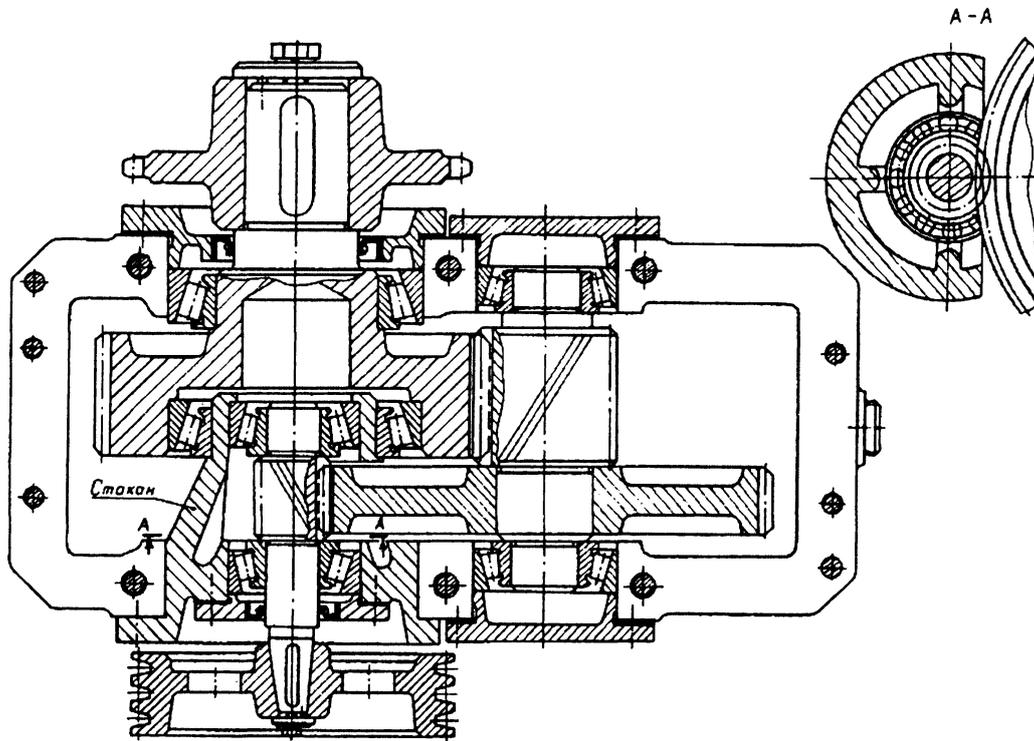
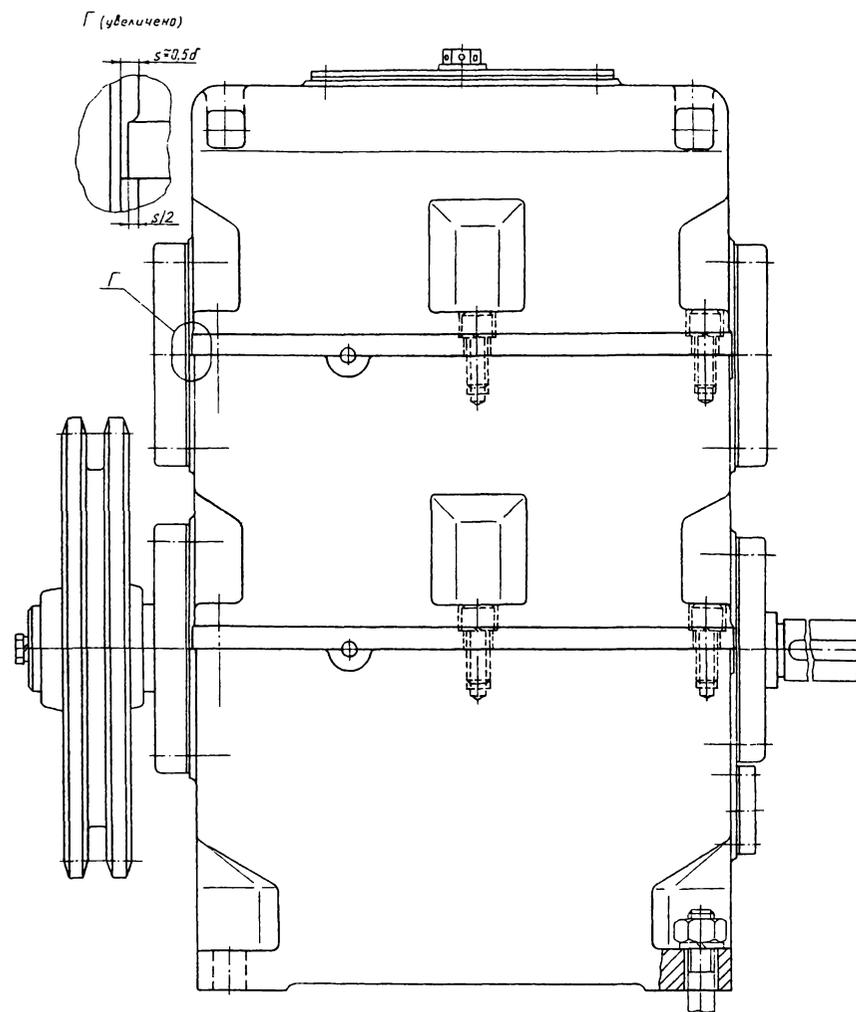
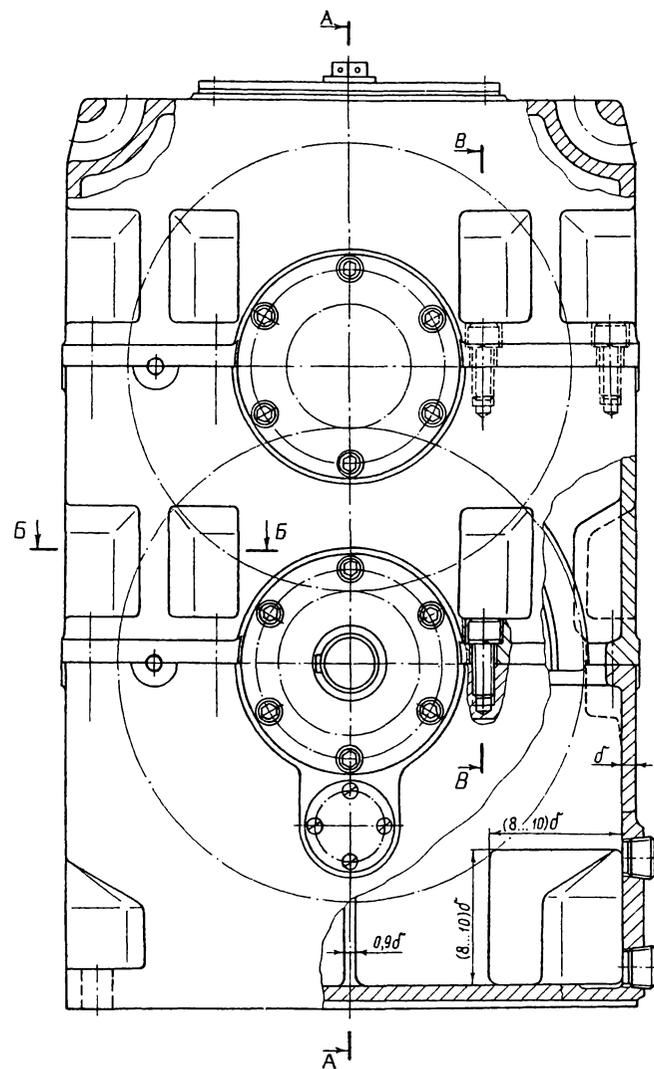
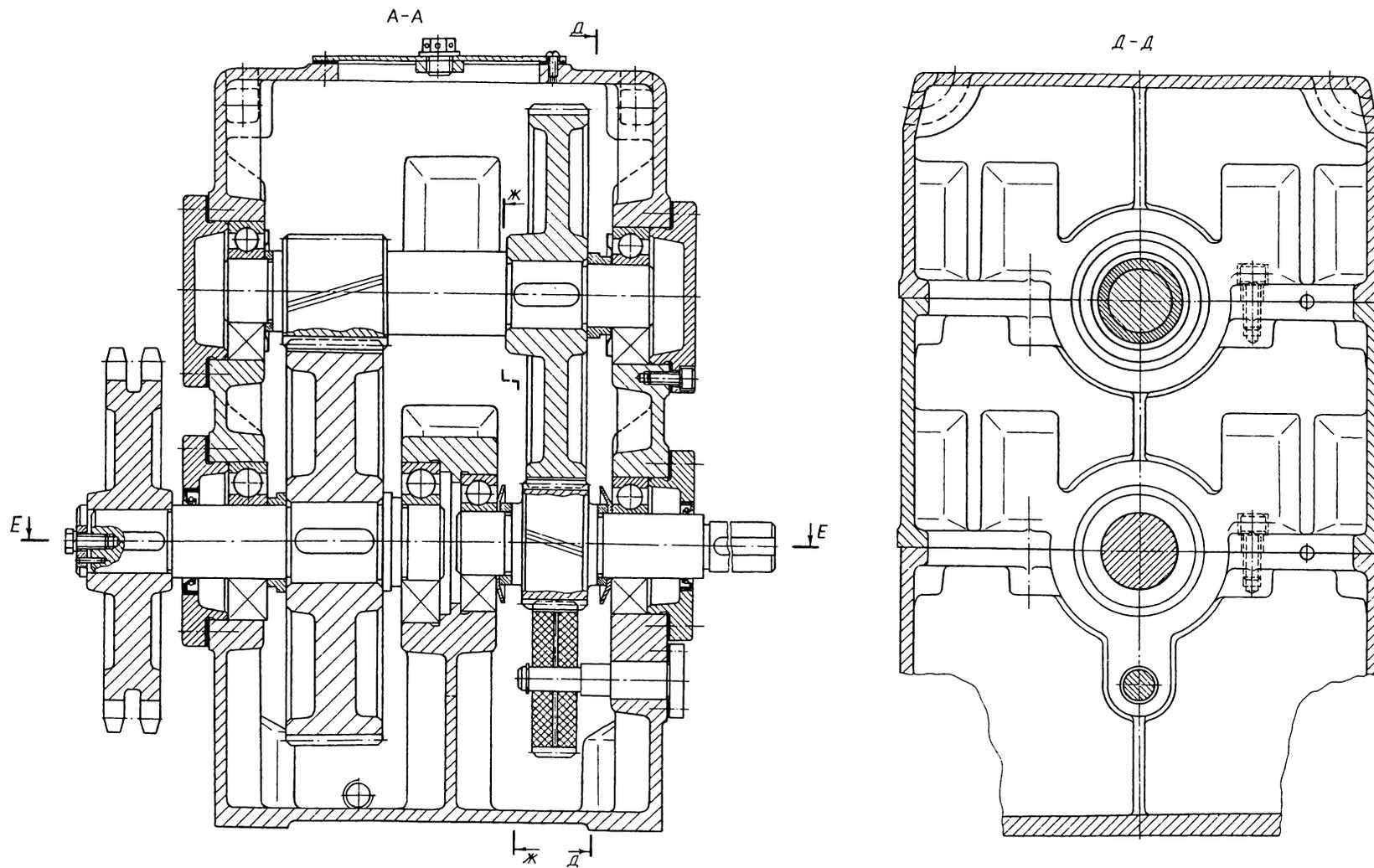


Рис. 2.4. Редуктор цилиндрический соосный

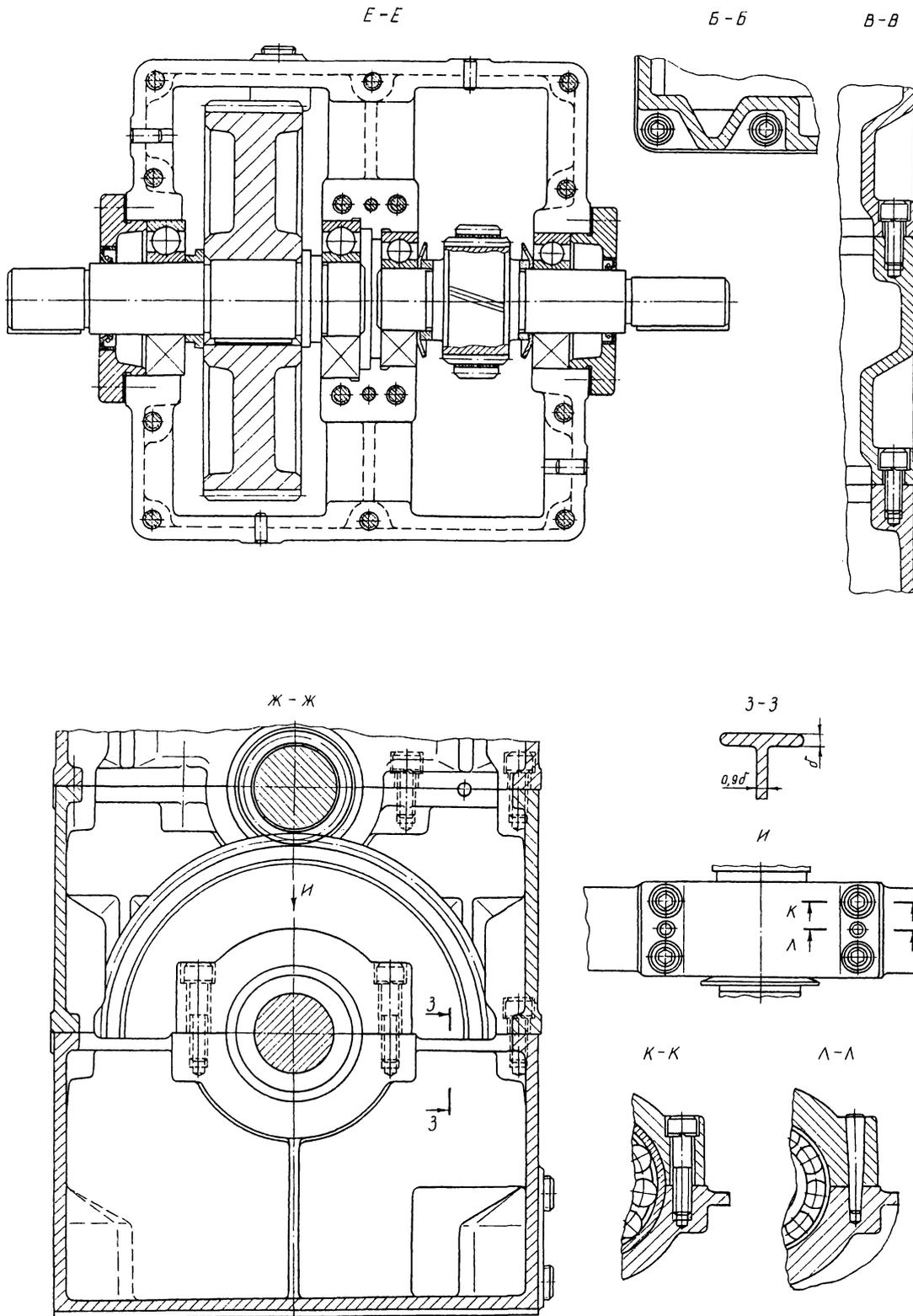
2.11. Редуктор зубчатый двухступенчатый цилиндрический соосный, с осями валов, расположенными в вертикальной плоскости



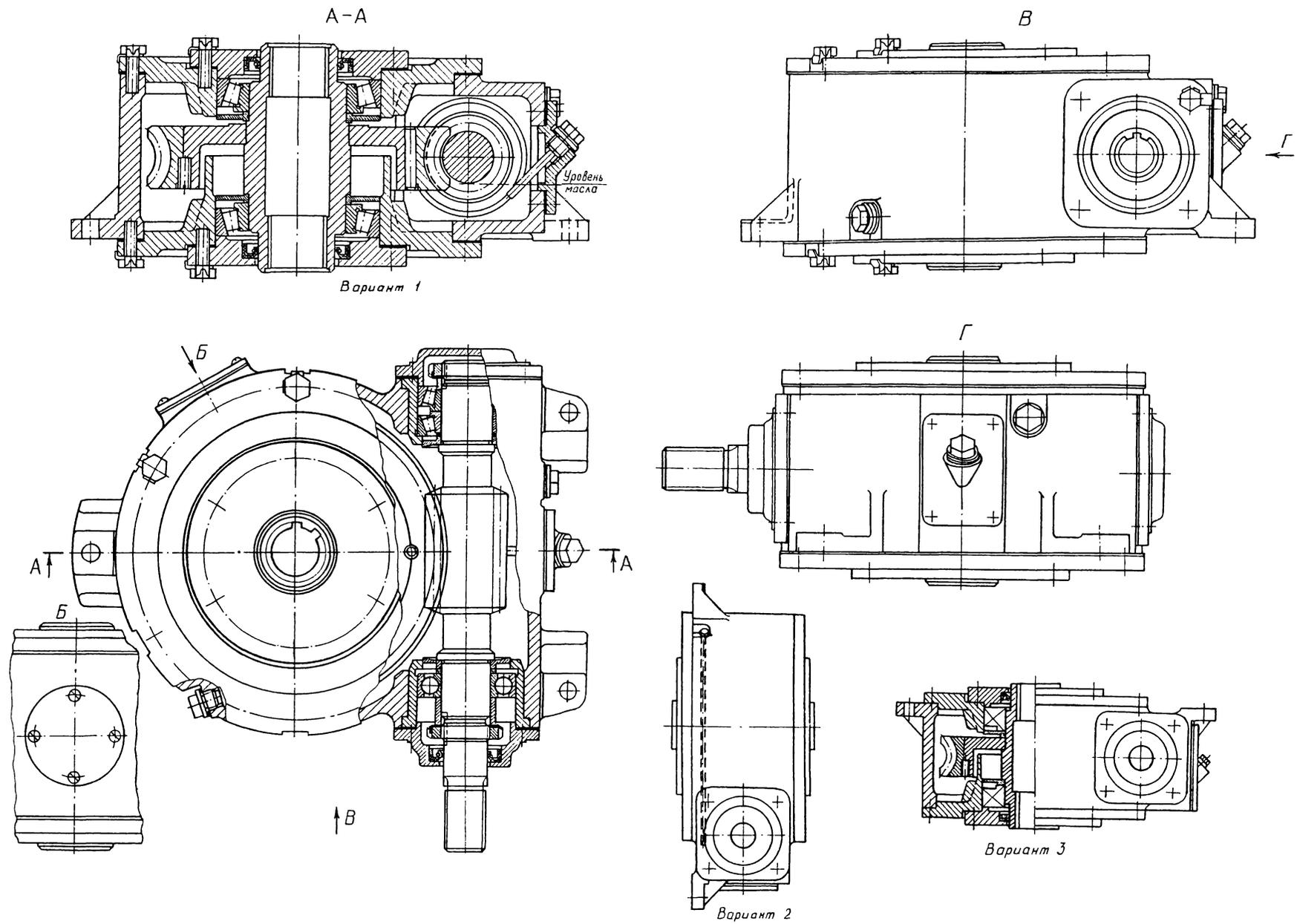
2.11. Редуктор зубчатый двухступенчатый цилиндрический соосный, с осями валов, расположенными в вертикальной плоскости
(продолжение)



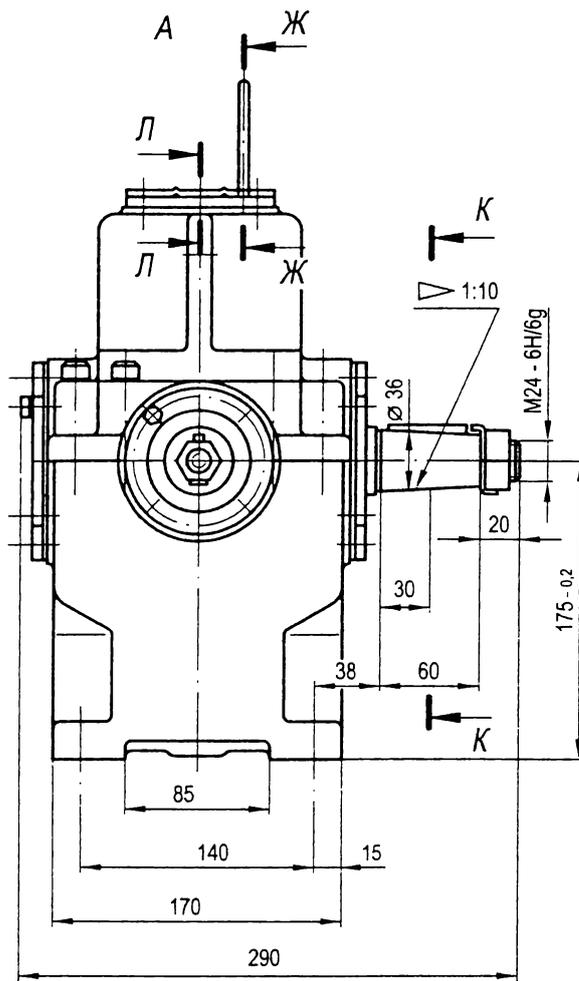
2.11. Редуктор зубчатый двухступенчатый цилиндрический соосный, с осями валов, расположенными в вертикальной плоскости (окончание)



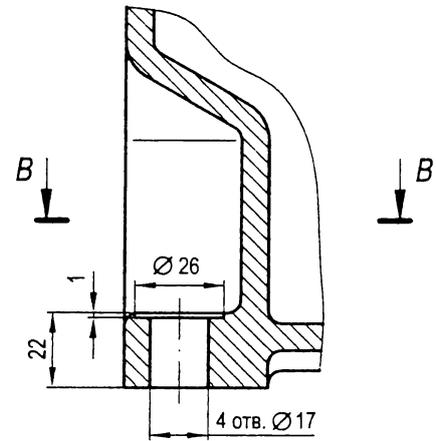
2.12. Редуктор червячный одноступенчатый специальный с полым тихоходным валом



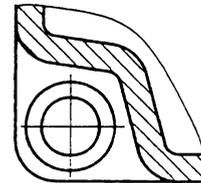
2.13. Редуктор зубчатый двухступенчатый коническо-цилиндрический (продолжение)



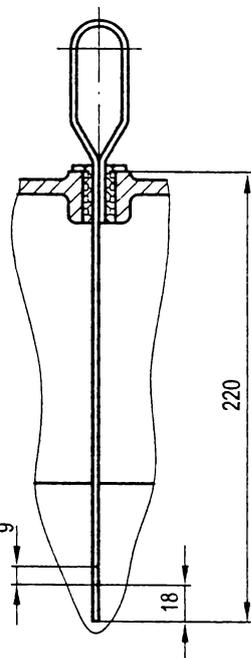
Б-Б (увеличено)



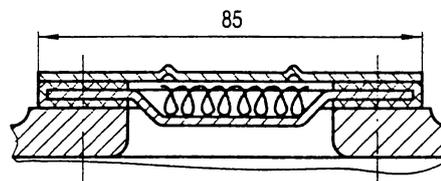
В-В (увеличено)



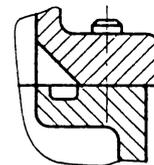
Ж-Ж



З-З (увеличено)



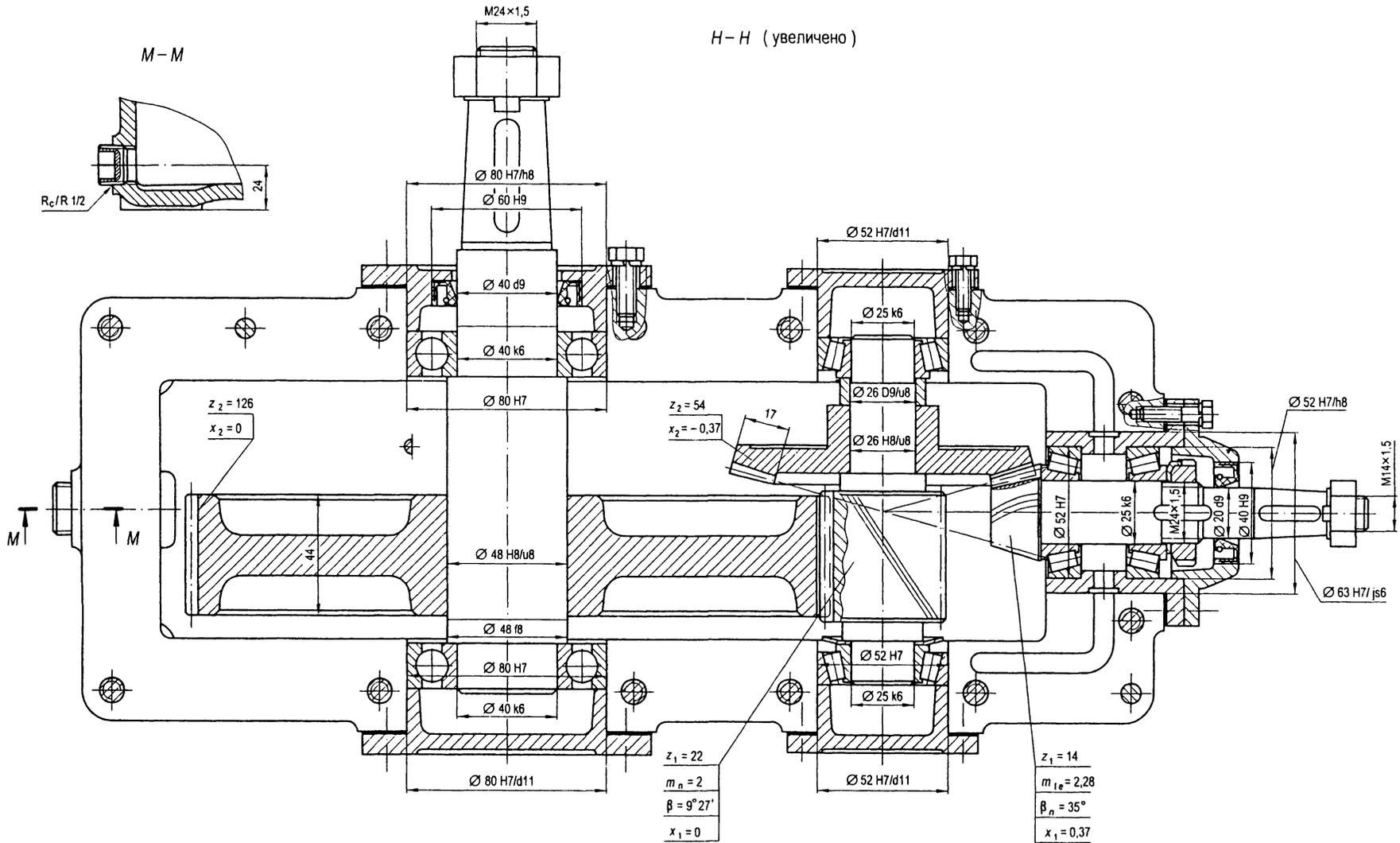
И-И (увеличено)



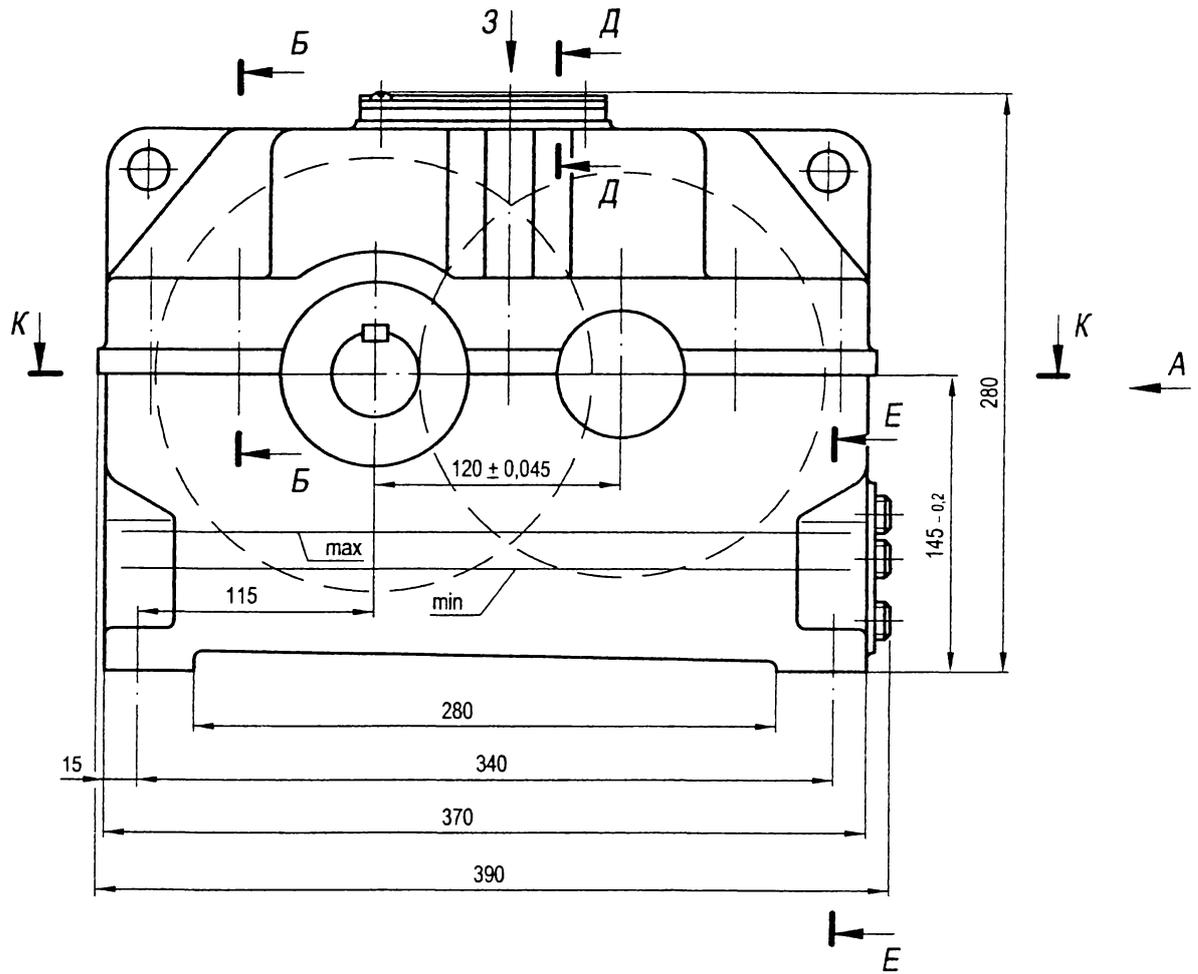
Техническая характеристика

1. Вращающий момент на тихоходном валу, Н·м
2. Частота вращения тихоходного вала, мин⁻¹
3. Передаточное число редуктора
4. Степень точности передач
5. Коэффициент полезного действия
6. Радиальная консольная сила на валу, Н:
быстроходном, не более
тихоходном, не более

2.13. Редуктор зубчатый двухступенчатый коническо-цилиндрический (окончание)



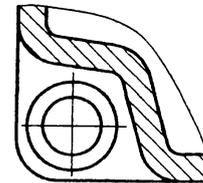
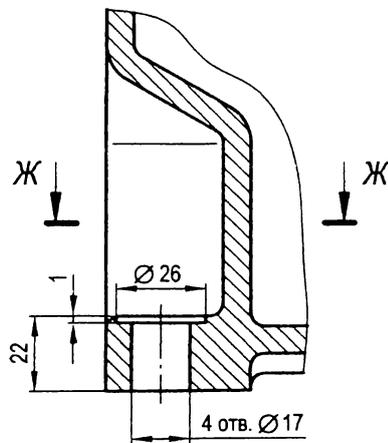
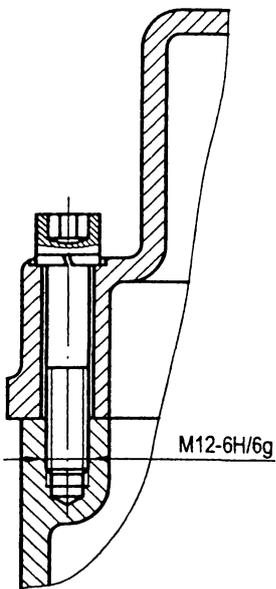
2.14. Редуктор зубчатый двухступенчатый цилиндрический соосный [1]



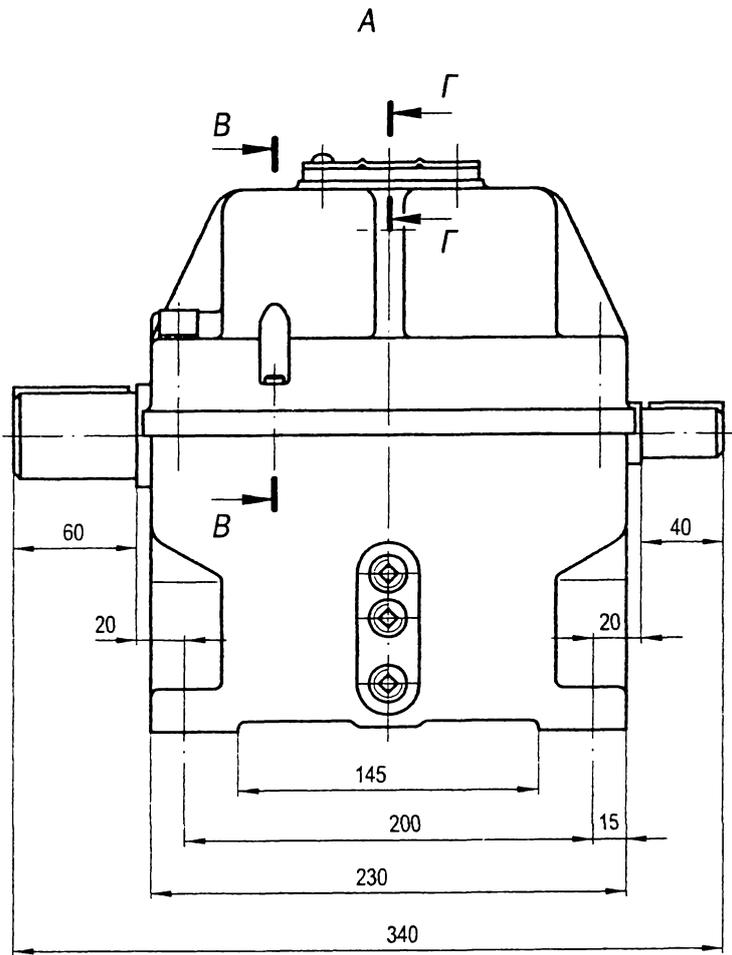
Б-Б (увеличено)

Е-Е (увеличено)

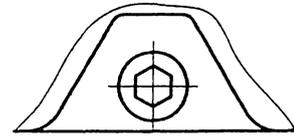
Ж-Ж (увеличено)



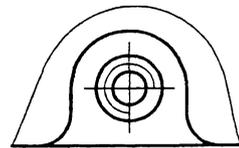
2.14. Редуктор зубчатый двухступенчатый цилиндрический соосный (продолжение)



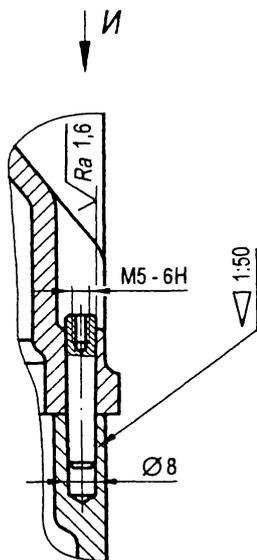
З (увеличено)



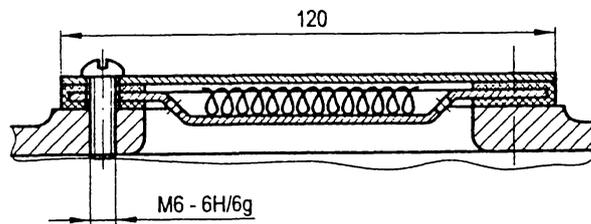
И О (увеличено)



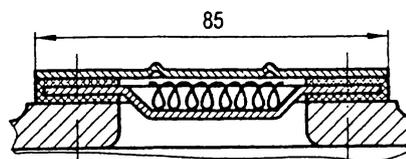
В-В (увеличено)



Г-Г (увеличено)

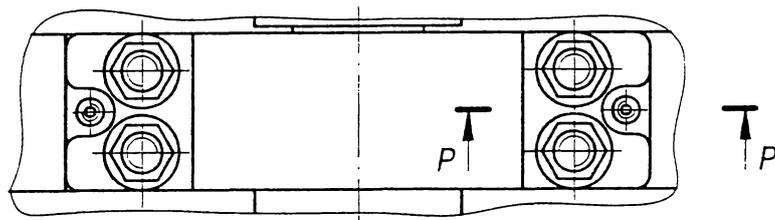
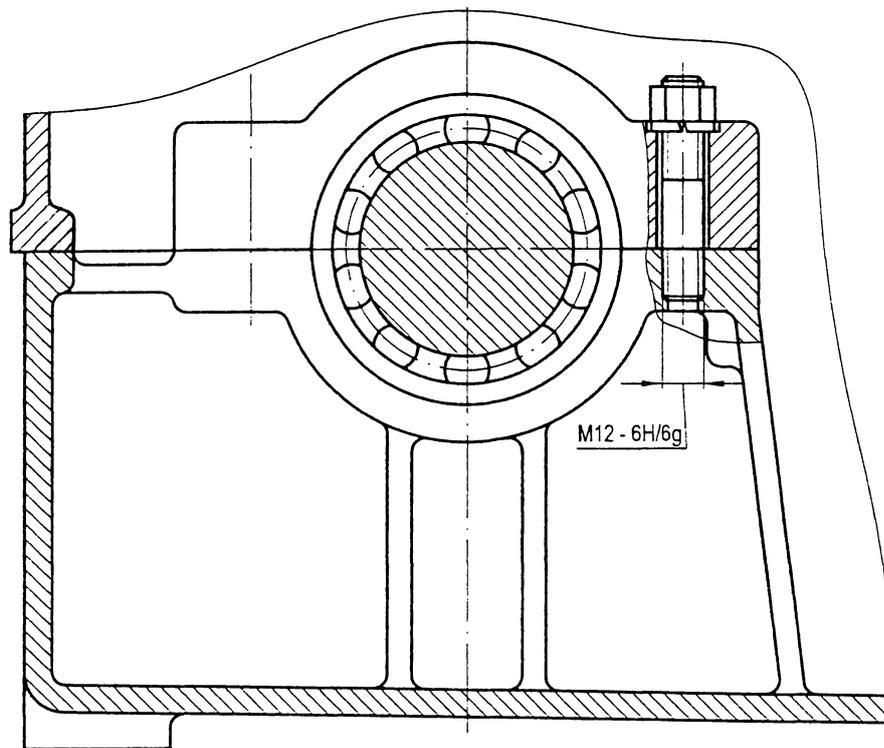


Д-Д (увеличено)

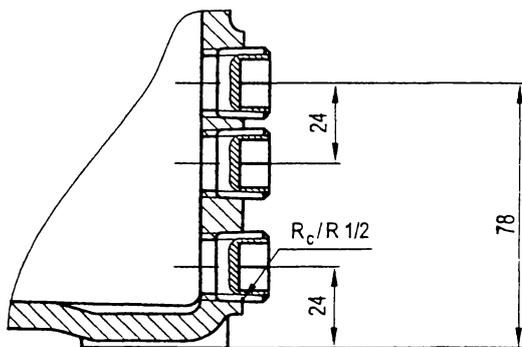


2.14. Редуктор зубчатый двухступенчатый цилиндрический соосный (окончание)

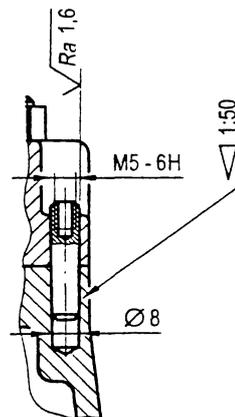
Л-Л



П-П

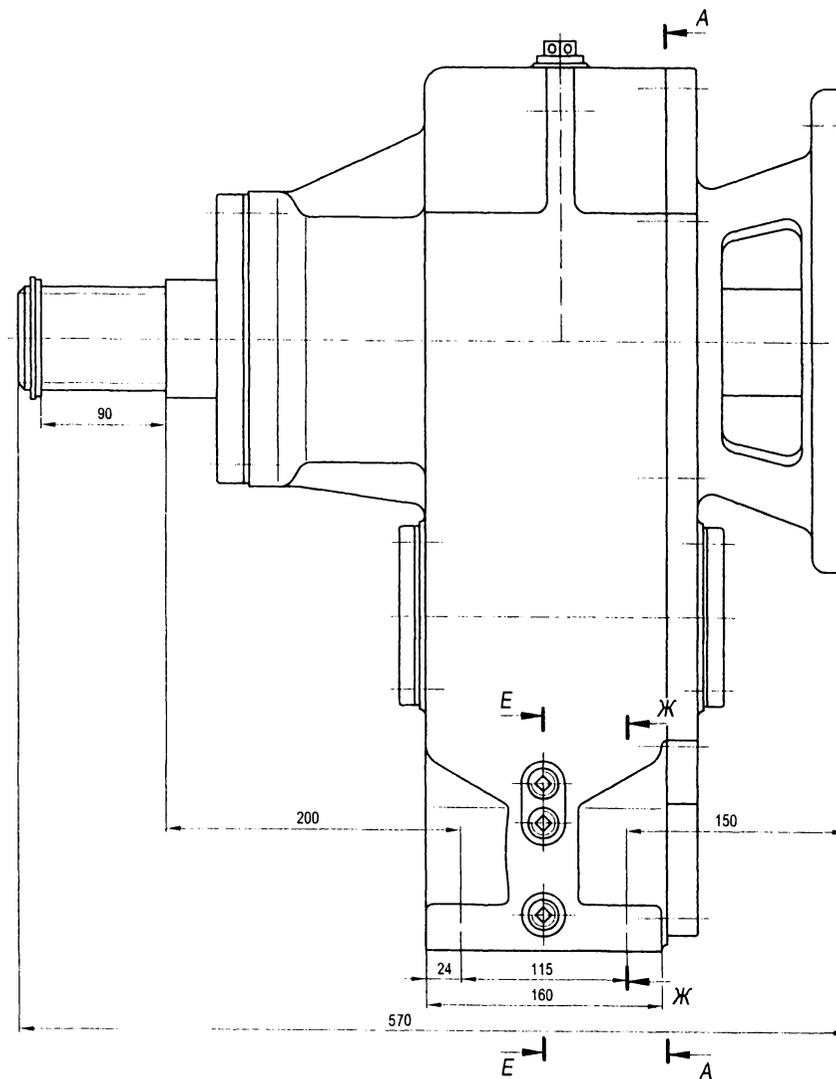
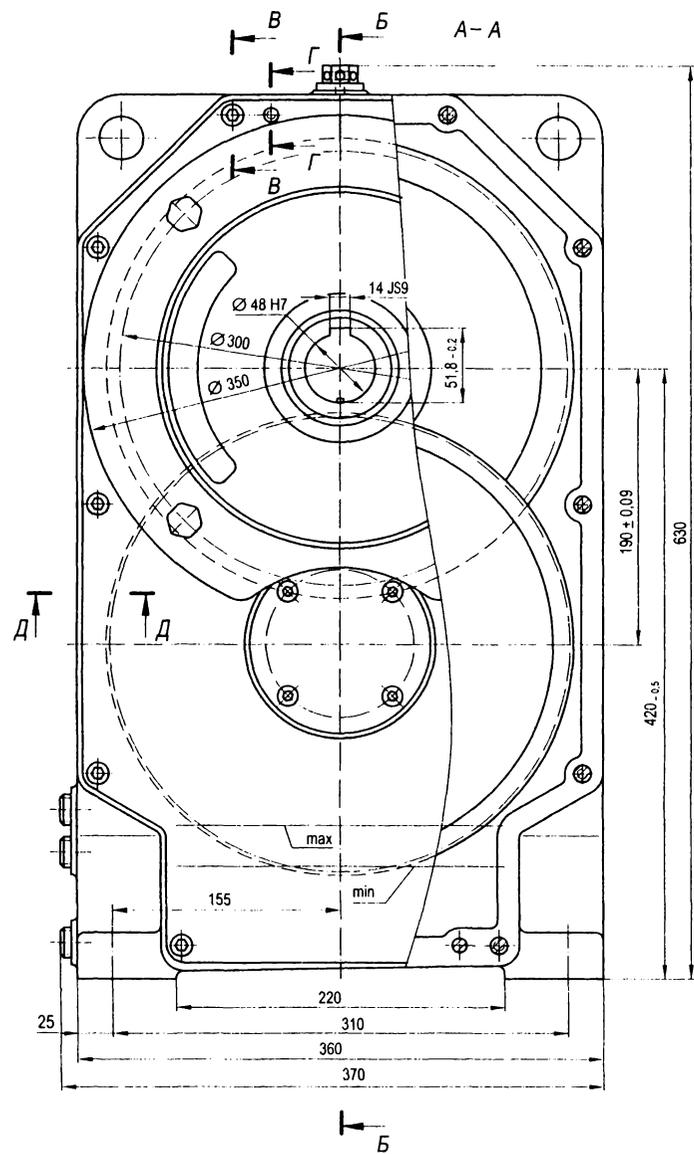


Р-Р



2.15. Редуктор двухступенчатый цилиндрический соосный с осями валов, расположенными в вертикальной плоскости [1]

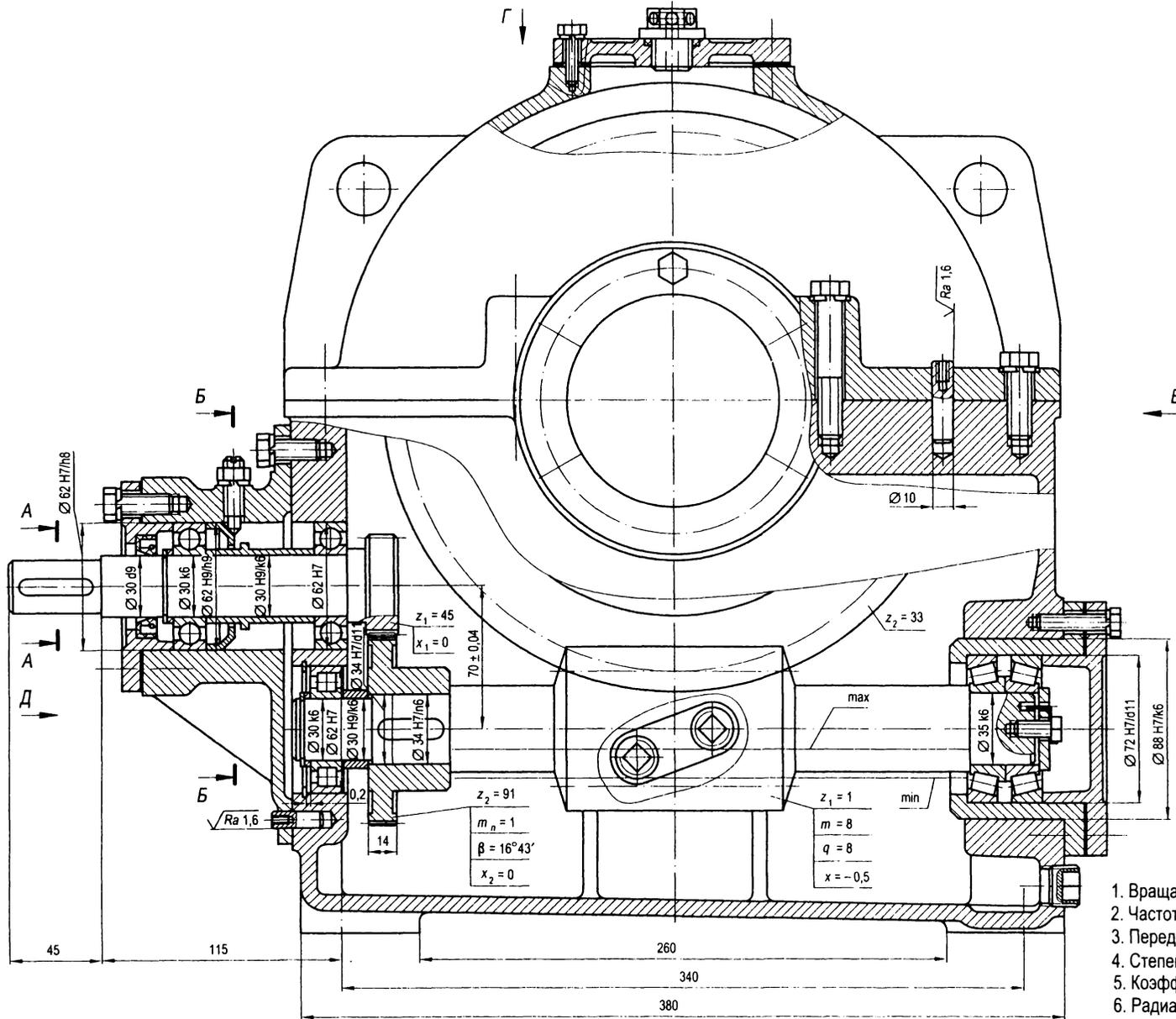
52



Техническая характеристика

- | | |
|---|---|
| 1. Вращающий момент на тихоходном валу, Н·м | 5. Коэффициент полезного действия |
| 2. Частота вращения тихоходного вала, мин ⁻¹ | 6. Радиальная консольная сила на тихоходном валу, Н, не более |
| 3. Передаточное число редуктора | |
| 4. Степень точности передач | |

2.16. Редуктор цилиндро-червячный [1]

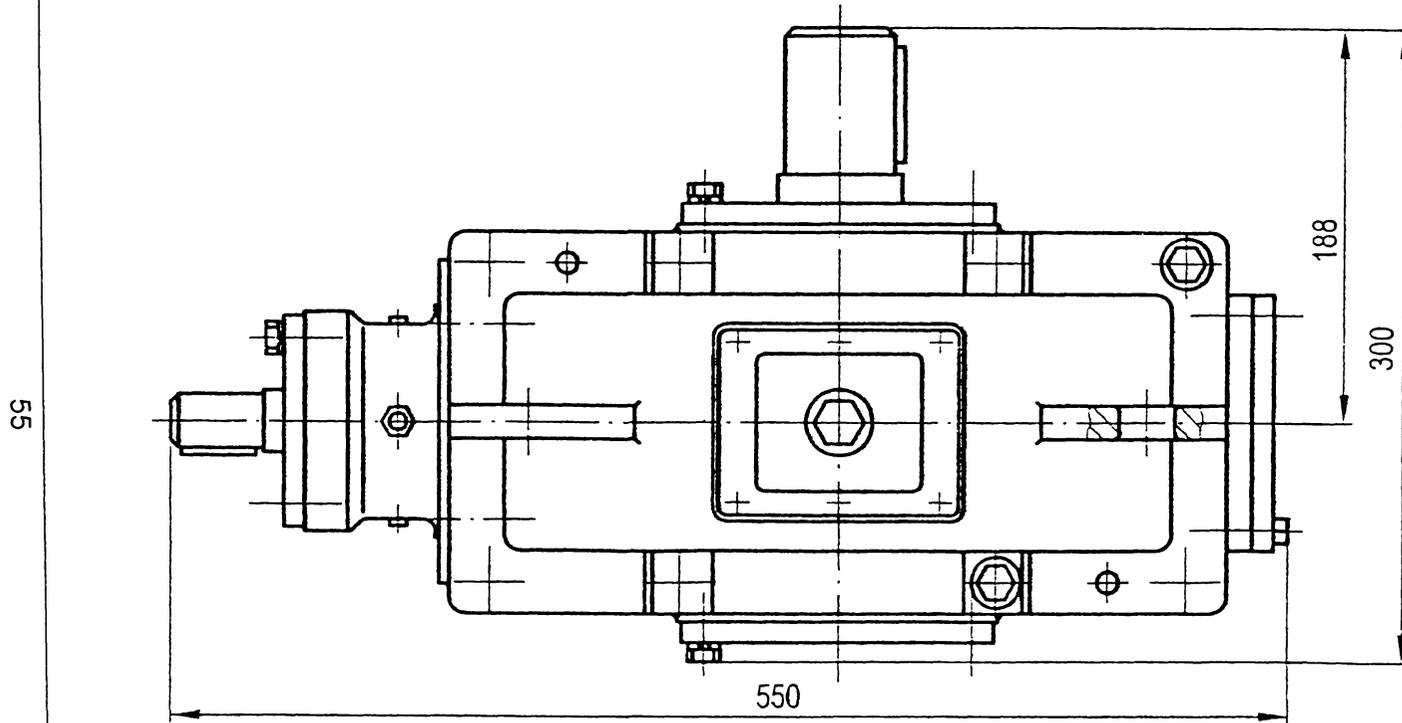


Техническая характеристика

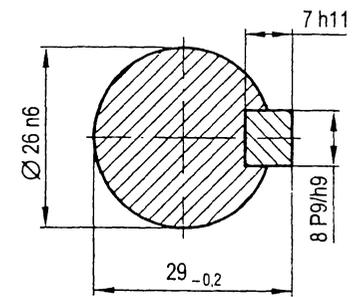
1. Вращающий момент на тихоходном валу, Н·м
2. Частота вращения тихоходного вала, мин⁻¹
3. Передаточное число редуктора
4. Степень точности передач
5. Коэффициент полезного действия
6. Радиальная консольная сила на тихоходном валу, Н, не более

2.16. Редуктор цилиндро-червячный (продолжение)

Г (уменьшено)

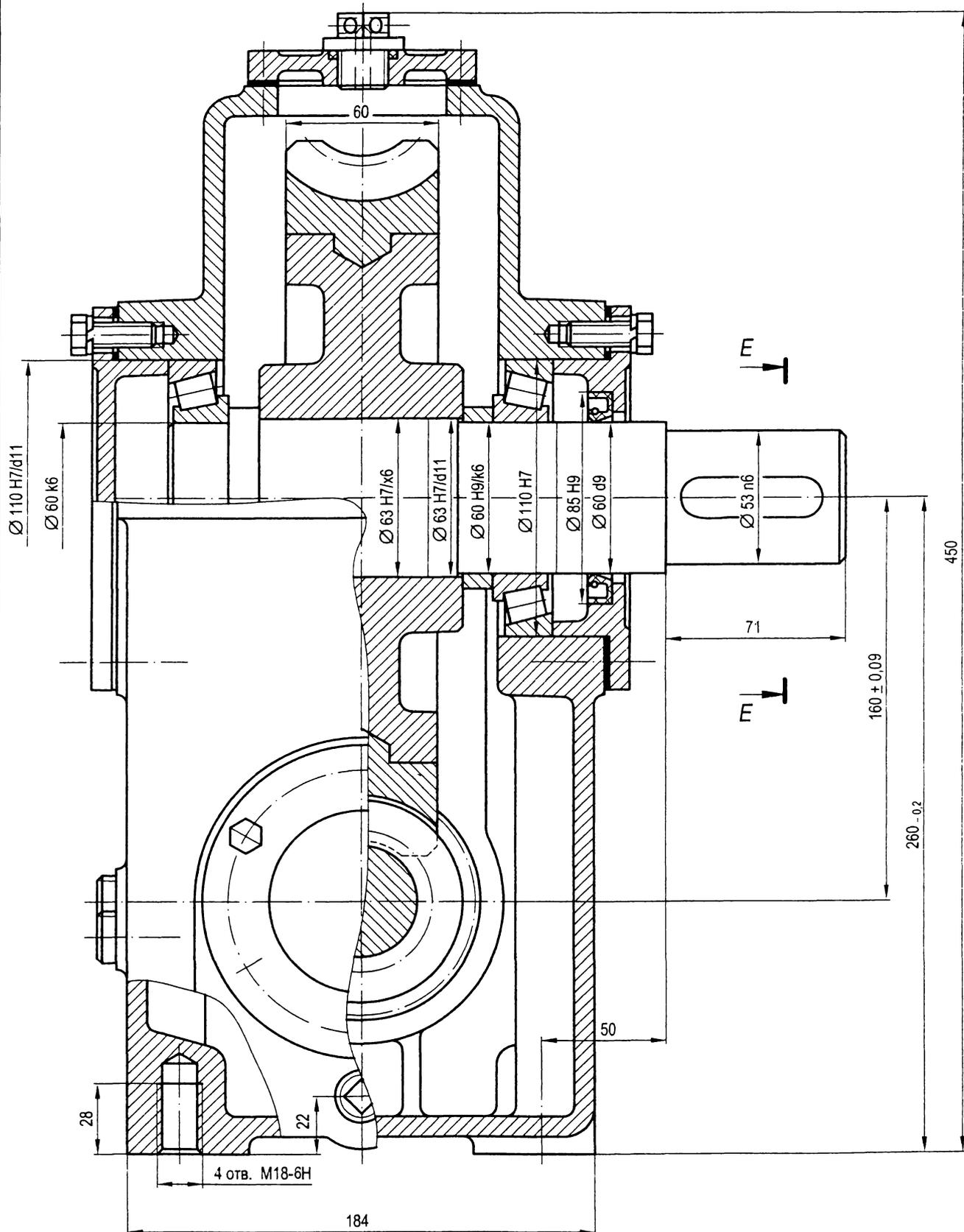


А-А (увеличено)

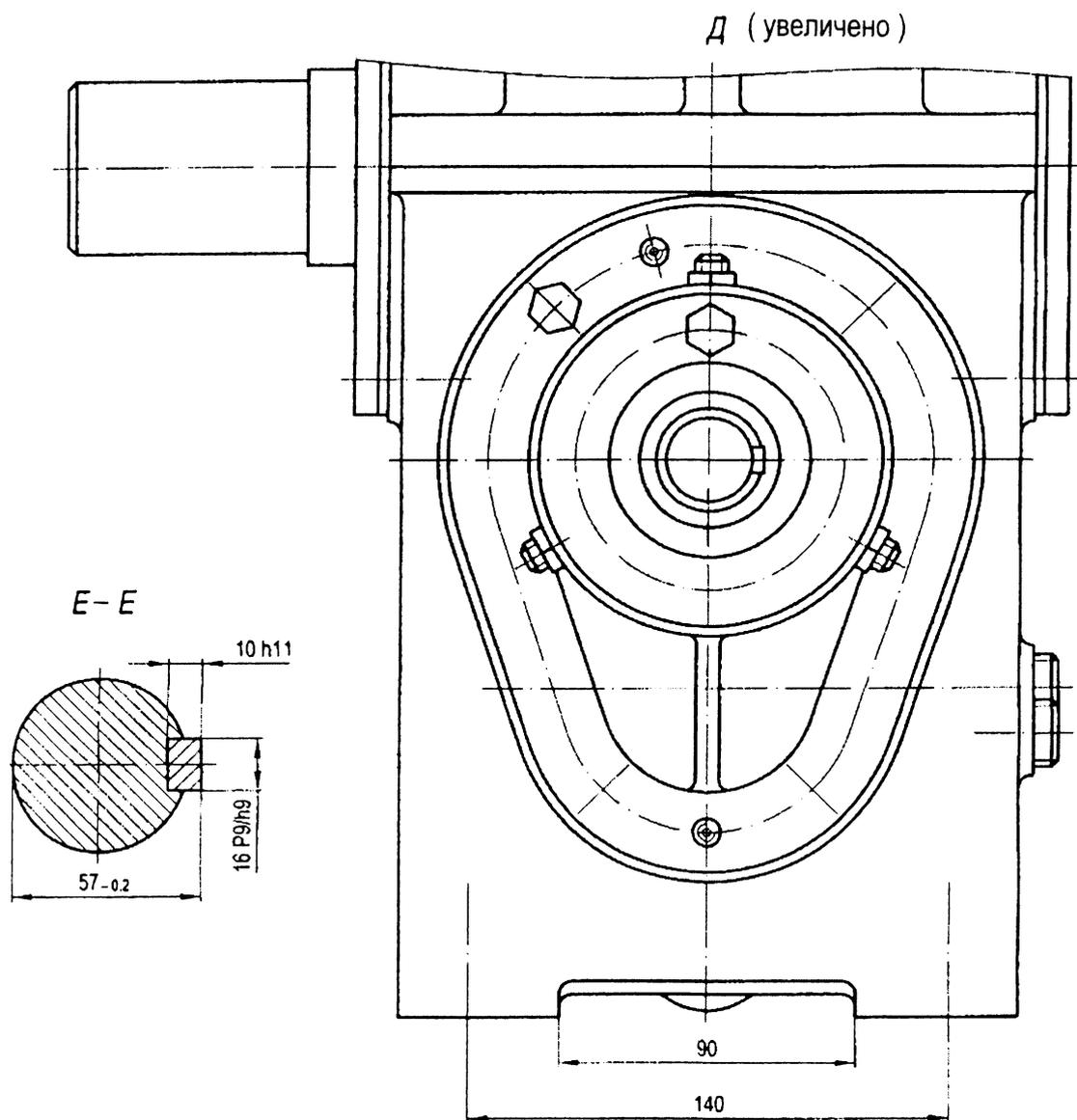


2.16. Редуктор цилиндрично-червячный (продолжение)

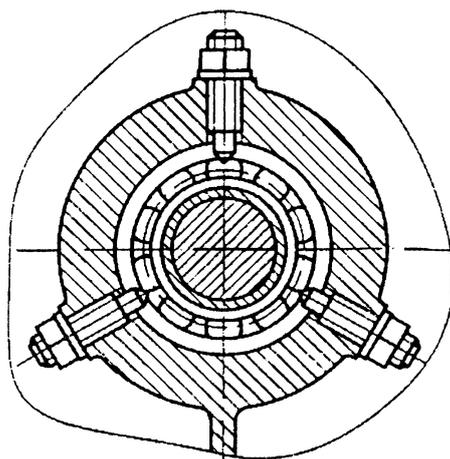
В (увеличено)



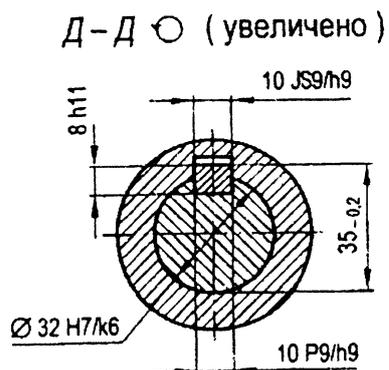
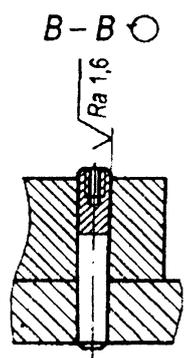
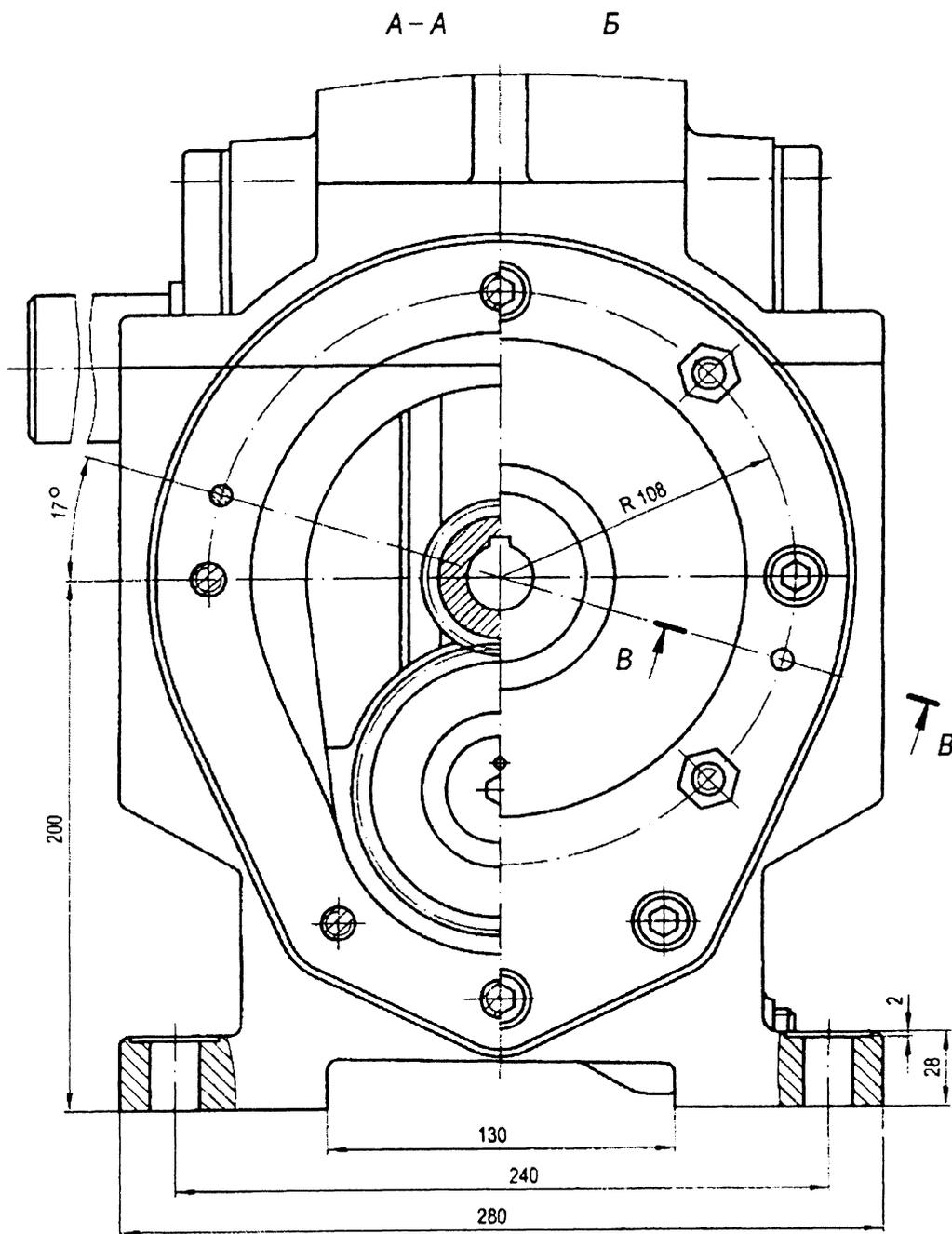
2.16. Редуктор цилиндрико-червячный (окончание)



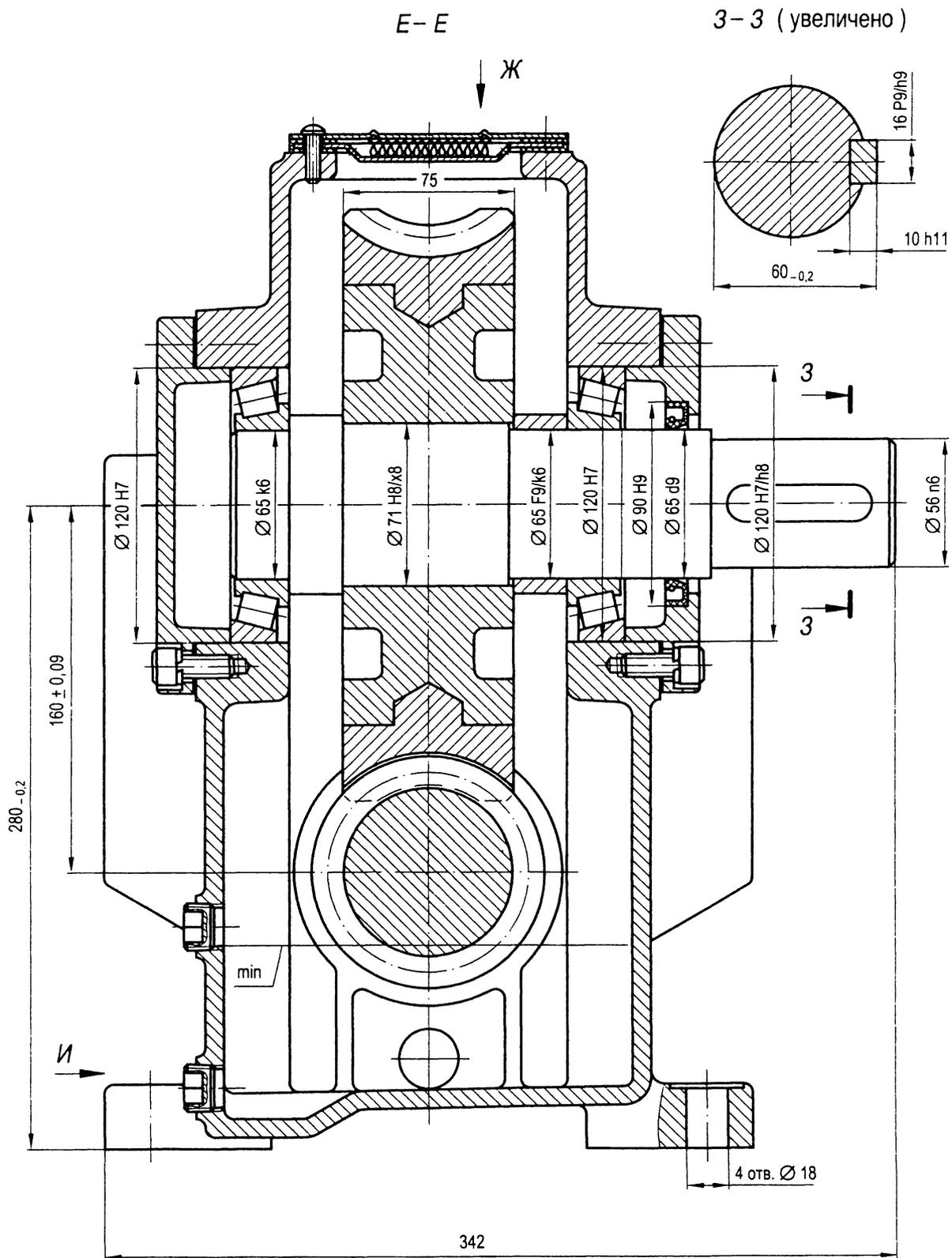
Б-Б (увеличено)



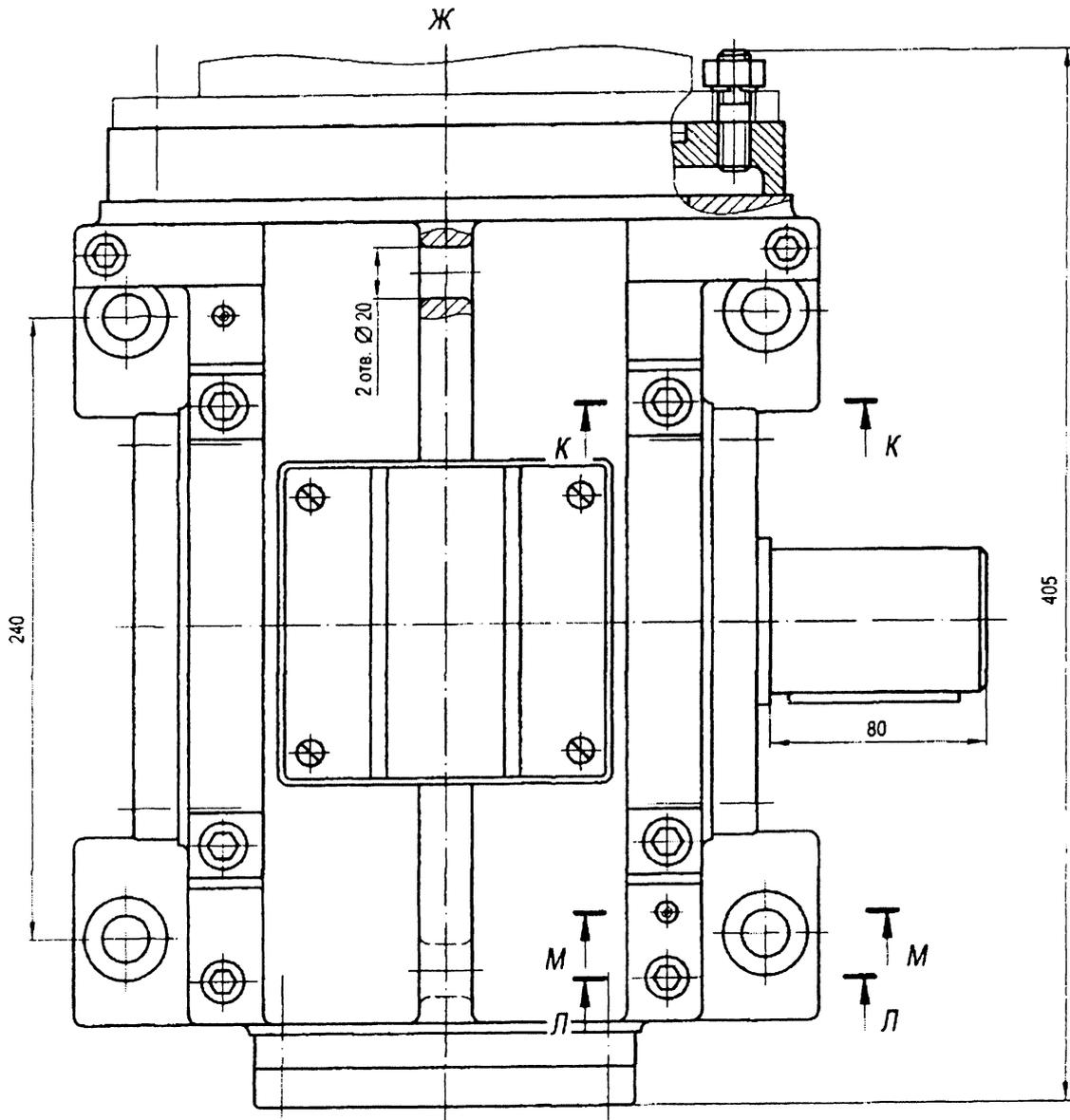
2.17. Мотор-редуктор цилиндрико-червячный (продолжение)



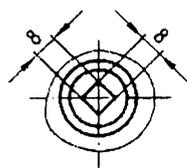
2.17. Мотор-редуктор цилиндрично-червячный (продолжение)



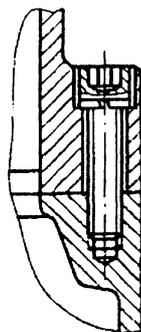
2.17. Мотор-редуктор цилиндрично-червячный (окончание)



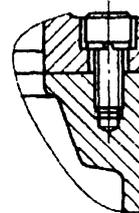
И



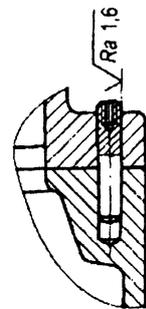
К-К



Л-Л



М-М



3. ПЕРЕДАЧИ РЕМЕННЫЕ КЛИНОВЫМ РЕМНЕМ

3.1. Клиновые ремни

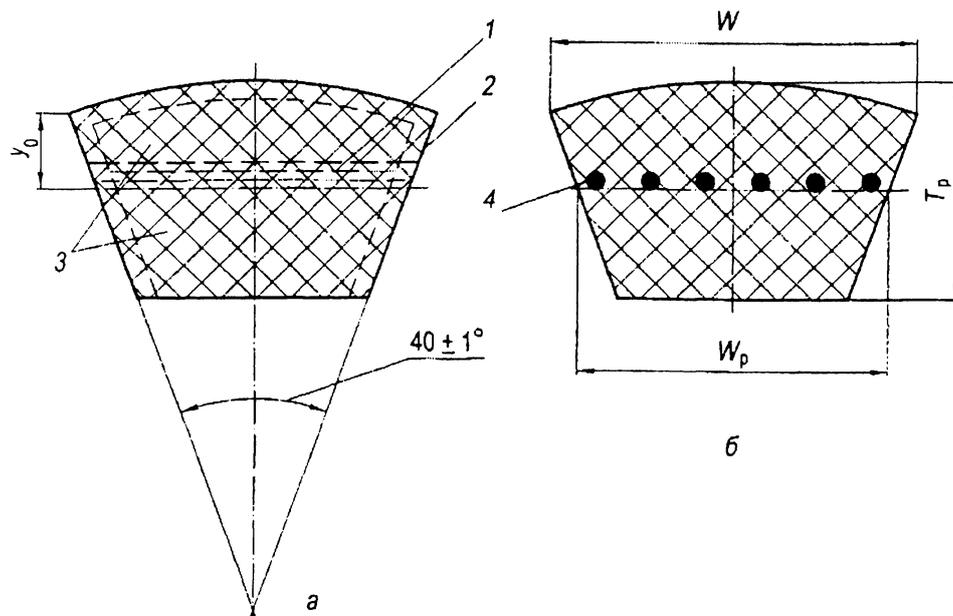


Рис. 3.1. Сечения клинового ремня кордтканевого (а) и кордшнурового (б):
1 – слой кордткани (бельтинга); 2 – обкладка; 3 – резиновая масса; 4 – кордшнуры

Таблица 3.1. Размеры клиновых ремней и параметры передачи (ГОСТ 1284.1-89)

Обозначение сечения ремня	W_p	W	T_p	y_0	L_p	T_1^* , Н·м
	мм					
<i>Клиновые по ГОСТ 1284.1-89 и 1284.3-89</i>						
Z	8,5	10	6	2,1	400-2500	< 63
A	11	13	8	2,8	560-4000	11-70
B	14	17	10,5	4,0	800-6300	40-190
C	19	22	13,5	4,8	1800-10600	110-550
D	27	32	19	6,9	3150-15000	450-2000
E	32	38	23,5	8,3	4500-18000	1100-4500
<i>Клиновые узкие по ТУ 38105161-84</i>						
SPZ	8,5	10	8	2	630-3550	< 150
SPA	11	13	10	2,8	800-4500	90-400
SPB	14	17	13	3,5	1250-8000	300-2000
SPC	19	22	18	4,8	2000-8000	> 1500

*Момент на быстроходном шкиве

3.2. Шкивы для клиновых ременных передач

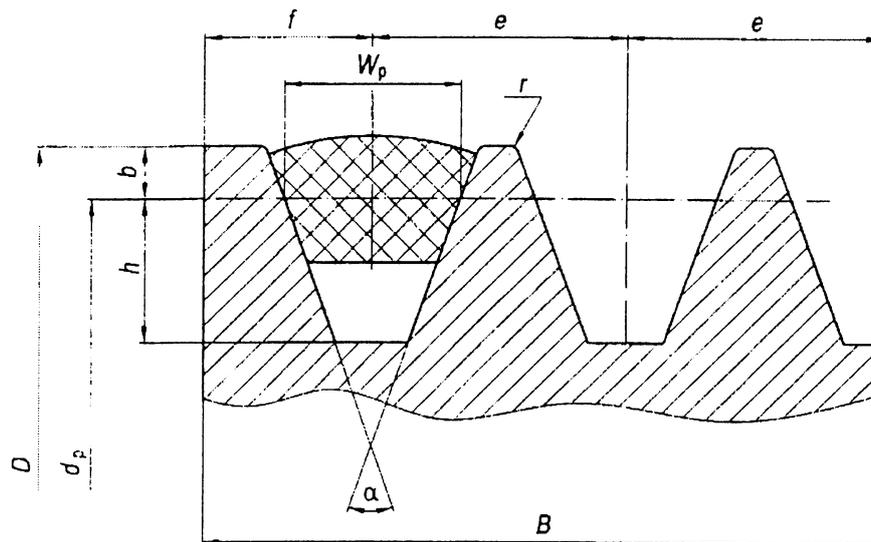


Рис. 3.2. Сечение шкива для клиновых ременных передач

Таблица 3.2. Основные размеры шкивов для клиновых ременных передач, мм

Обозначение сечения ремня	W_p	b	h	e	f	r	d_p для угла α канавки				d_{pmin}
							34°	36°	38°	40°	
							не менее				
Z	8,5	2,5	7,0	12,0	8,0	0,5	50-71	80-100	112-160	≥ 180	63 (50)
A	11	3,3	8,7	15,0	10,0	1,0	75-112	125-160	180-400	≥ 450	90 (75)
B	14	4,2	10,3	19,0	12,5	1,0	125-160	180-224	250-500	≥ 560	125
C	19	5,7	14,3	25,5	17,0	1,5	—	200-315	355-630	≥ 710	200
D	27	8,1	19,9	37,0	24,0	2,0	—	315-450	500-900	≥ 1000	315
E	32	9,6	23,4	44,5	29,0	2,0	—	500-560	630-1120	≥ 1250	500

Примечания: 1. Номинальный расчетный диаметр d_p шкива выбирают из ряда: 50; (53); 56; (60); 63; (67); 71; (75); 80; (85); 90; (95); 100; (106); 112; (118); 125; (132); 140; (150); 160; (170); 180; (190); 200; (212); 224; (236); 250; (265); 280; (300); 315; (335); 355; (375); 400; (425); 450; (475); 500; (530); 560; (600); (620); 630; (670); 710; (750); 800; (850); 900; (950); 1000; (1060); 1120; (1180); 1250; (1320); 1400; (1500); 1600; (1700); 1800; (1900); 2000; (2120); 2240; (2360); 2500; (2650); (2800); (3000); (3150); (3550); (3750); (4000) мм. Размеры, указанные в скобках, применяют в технически обоснованных случаях.
 2. $B = (z - 1)e + 2f$, где z – число ремней в передаче; $D = d_p + 2b$.

4. ЦЕПНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

4.1. Цепи приводные роликовые

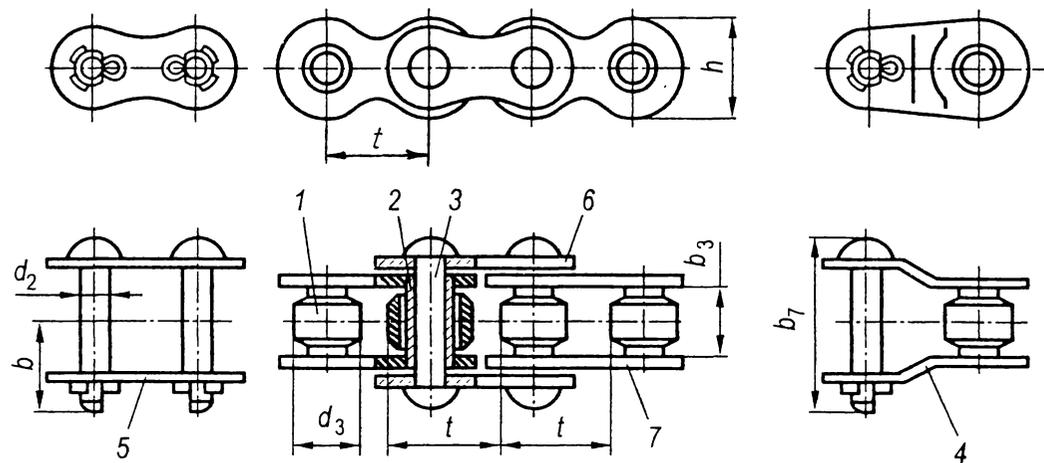


Рис. 4.1.1. Цепи однорядные типа ПР:
 1 – ролик; 2 – втулка; 3 – валик; 4 – переходное звено;
 5 – соединительное звено; 6 – внешняя пластина;
 7 – внутренняя пластина

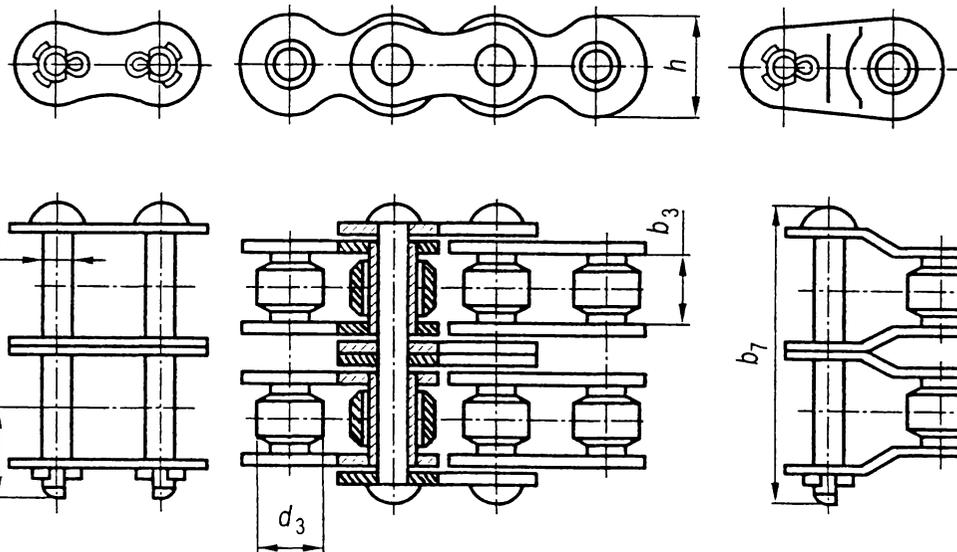


Рис. 4.1.2. Цепи двухрядные типа 2ПР

Примеры условного обозначения

1. Цепь приводная роликовая однорядная с шагом $t=12,7$ мм, расстоянием между внутренними пластинами $b_3=7,75$ мм и разрушающей нагрузкой $F_p=18,2$ кН:

ПР-12,7-18,2 ГОСТ 13568-97

2. Тоже с расстоянием $b_3=5,40$ мм:

ПР-12,7-18,2-1 ГОСТ 13568-97

Таблица 4.1.1. Параметры и размеры однорядных цепей типа ПР (ГОСТ 13568–97)

Типоразмер цепи	t	b_3 не менее	d_2	d_3	h	b_2	b	F_p^* , кН	Масса 1 м цепи, кг
					не более				
мм									
ПР-8-4,6	8,0	3,00	2,31	5,00	7,5	12	7	4,6	0,20
ПР-9,525-9,1	9,525	5,72	3,28	6,35	8,5	17	10	9,1	0,45
ПР-12,7-10-1	12,7	2,40	3,66	7,75	10,0	10,5	6,3	10,0	0,30
ПР-12,7-9	12,7	3,30	3,66	7,75	10,0	12	7	9,0	0,35
ПР-12,7-18,2-1	12,7	5,40	4,45	8,51	11,8	19	10	18,2	0,65
ПР-12,7-18,2	12,7	7,75	4,45	8,51	11,8	21	11	18,2	0,75
ПР-15,875-23-1	15,875	6,48	5,08	10,16	14,8	20	11	23,0	0,80
ПР-15,875-23	15,875	9,65	5,08	10,16	14,8	24	13	23,0	1,00
ПР-19,05-31,8	19,05	12,70	5,94	11,91	18,2	33	18	31,8	1,90
ПР-25,4-60	25,4	15,88	7,92	15,88	24,2	39	22	60,0	2,60
ПР-31,75-89	31,75	19,05	9,53	19,05	30,2	46	24	89,0	3,80
ПР-38,1-127	38,1	25,40	11,10	22,23	36,2	58	30	127,0	5,50
ПР-44,45-172,4	44,45	25,40	12,70	25,40	42,4	62	34	172,4	7,50
ПР-50,8-227	50,8	31,75	14,27	28,58	48,3	72	38	227,0	9,7
ПР-63,5-354	63,5	38,10	19,84	39,68	60,4	89	48	354,0	16,0

Таблица 4.1.2. Параметры и размеры двух- и трехрядных цепей типа 2ПР и 3ПР (ГОСТ 13568–97)

Типоразмер цепи	t	b_3 не менее	d_2	d_3	A	h	b_2	b	F_p^* , кН	Масса 1 м цепи, кг
						не более				
мм										
<i>Цепи типа 2ПР</i>										
2ПР-12,7-31,8	12,7	7,75	4,45	8,51	13,92	11,80	35	11	31,8	1,4
2ПР-15,875-45,4	15,875	9,65	5,08	10,16	16,59	14,80	41	13	45,4	1,9
2ПР-19,05-64	19,05	12,70	5,96	11,91	22,78	18,08	53,4	17,75	64,0	2,9
2ПР-25,4-114	25,4	15,88	7,92	15,88	29,29	24,20	68	22	114,0	5,0
2ПР-31,75-177	31,75	19,05	9,53	19,05	35,76	30,20	82	24	177,0	7,3
2ПР-38,1-254	38,1	25,40	11,10	22,23	45,44	36,20	104	30	254,0	11,0
2ПР-44,45-344	44,45	25,40	12,70	25,40	48,87	42,24	110	34	344,8	14,4
2ПР-50,8-453,6	50,8	31,75	14,27	28,58	58,55	48,30	130	38	453,6	19,1
<i>Цепи типа 3ПР</i>										
3ПР-12,7-45,4	12,7	7,75	4,45	8,51	13,92	11,80	50	11	45,4	2,0
3ПР-15,875-68,1	15,875	9,65	5,08	10,16	16,59	14,80	57	13	68,1	2,8
3ПР-19,05-96	19,05	12,70	5,96	11,91	22,78	18,08	76,2	17,75	96,0	4,3
3ПР-25,4-171	25,4	15,88	7,92	15,88	29,29	24,20	98	22	171,0	7,5
3ПР-31,75-265,5	31,75	19,05	9,53	19,05	35,76	30,20	120	24	265,5	11,0

* Здесь и далее в этой главе F_p – разрушающая нагрузка

4.2. Звездочки для приводных роликовых цепей

Таблица 4.2.1. Основные соотношения для расчета звездочки (ГОСТ 591-69)

Параметр	Расчетная формула, значение
Число зубьев звездочки	Значения z выбирают в зависимости от скорости и нагрузки
Геометрическая характеристика зацепления λ	$\lambda = t / d_1$, где d_1 – диаметр ролика
Коэффициент K высоты зуба	$\lambda \dots 1,4-1,50 \quad 1,51-1,60 \quad 1,61-1,70 \quad 1,71-1,80 \quad 1,81-2,0$ $K \dots 0,480 \quad 0,532 \quad 0,555 \quad 0,565 \quad 0,575$
Диаметр делительной окружности d_d	$d_d = t \operatorname{cosec} 180^\circ / z = t / \sin(180^\circ / z)$
Диаметр окружности выступов D_e	$D_e = t [K + \operatorname{ctg}(180^\circ / z)]$
Диаметр окружности впадин D_i	$D_i = d_d - 2r$
Радиус впадины r	$r = 0,5025d_1 + 0,05$ мм
Радиус сопряжения r_1	$r_1 = 0,8d_1 + r = 1,3025d_1 + 0,05$ мм
Радиус головки зуба r_2	$r_2 = d_1(1,24 \cos \varphi + 0,8 \cos \beta - 1,3025) - 0,05$ мм
Половина угла впадины α	$\alpha = 55^\circ - 60^\circ / z$
Угол сопряжения β	$\beta = 18^\circ - 56^\circ / z$
Половина угла зуба φ	$\varphi = 17^\circ - 64^\circ / z = 90^\circ - 180^\circ / z - (\alpha + \beta)$
Прямой участок профиля FG	$FG = d_1(1,24 \sin \varphi - 0,8 \sin \beta)$
Расстояние от центра дуги впадины до центра дуги головки зуба O_1 и O_2	$OO_2 = 1,24d_1$
Смещение центра дуг впадин e	$e = 0,03t$
Координаты точек O_1 и O_2	$x_1 = 0,8d_1 \sin \alpha$; $y_1 = 0,8d_1 \cos \alpha$; $x_2 = 1,24d_1 \cos 180^\circ / z$; $y_2 = 1,24d_1 \sin 180^\circ / z$
Радиус закругления зуба (наименьший) r_3	$r_3 = 1,7d_1$
Расстояние от вершины зуба до линии центров дуг закруглений h_3	$h_3 = 0,8d_1$
Диаметр обода (наибольший)	$D_c = t \operatorname{ctg} 180^\circ / z - 1,3h$, где h – ширина пластин цепи
Радиус закругления: при $t \leq 35$ мм при $t > 35$ мм	$r_4 = 1,6$ мм $r_4 = 2,5$ мм
Ширина зуба звездочки: однорядной двух- и трехрядной многорядной	$b_1 = 0,93b_3^{**} - 0,15$ мм $b_2 = 0,90b_3^{**} - 0,15$ мм $b_n = 0,86b_3^{**} - 0,30$ мм
Ширина венца многорядной звездочки B_n	$B_n = (n-1)A + b_n$, где n – число рядов
* При $d_d < 150$ мм допускается $D_c = t \operatorname{ctg} 180^\circ / z - 1,3h$. ** Расстояние между внутренними пластинами цепи.	

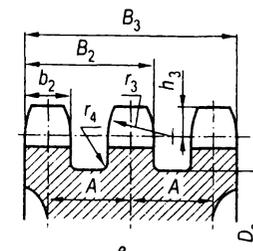
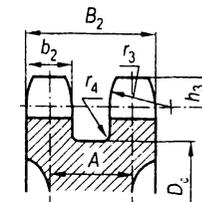
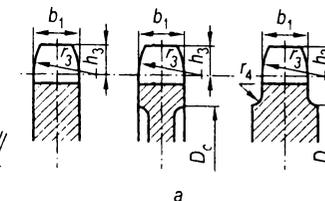
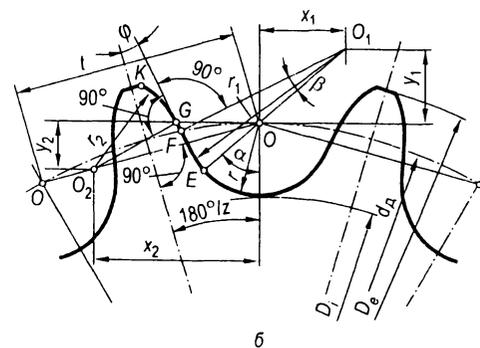
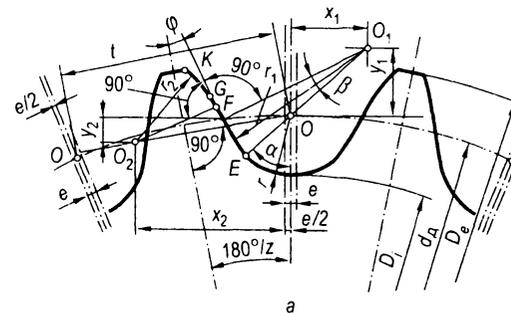


Рис. 4.2.1. Профили зубьев звездочек со смещением (а) и без смещения центров дуг впадин (б)

Рис. 4.2.2. Поперечные сечения зубчатых венцов одно- (а); двух- (б) и трехрядных (в)

Таблица 4.2.2. Рекомендуемые числа зубьев звездочки z в зависимости от передаточного числа u

u	1	2	3	4	5
z	27-30	25-28	23-26	21-24	19-22

Примечание. При выборе числа зубьев звездочки предпочтение следует отдавать наибольшему значению.

4.2. Звездочки для приводных роликовых цепей (продолжение)

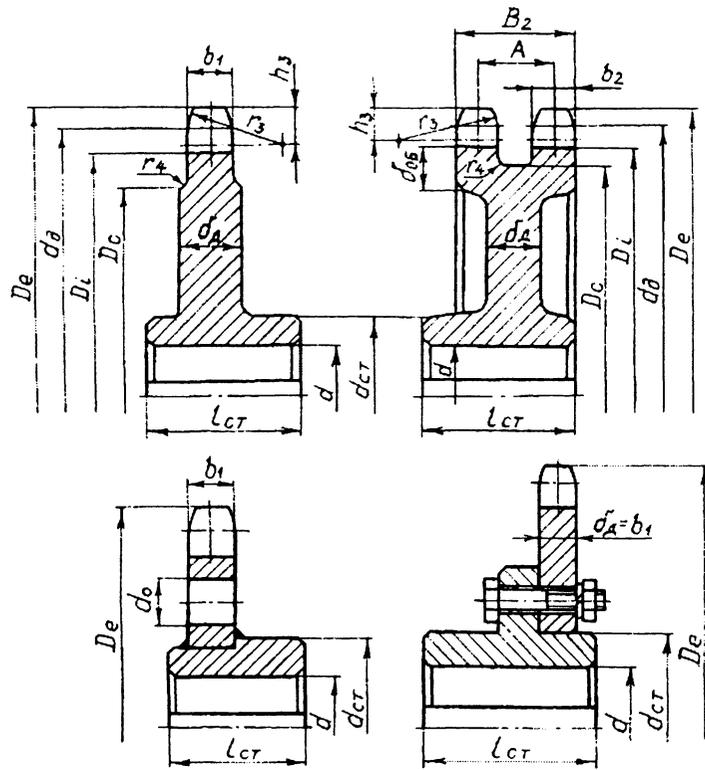


Рис. 4.2.3. Конструкции звездочек для приводных роликовых цепей: толщина обода $d_{об} = 1,5(D_c - d_d)$; толщина диска δ_d звездочки: $\delta_d \approx A$ – двухрядной; $\delta_d = 2A$ – трехрядной; d_o – конструктивно; $d_{cr} = 1,55d$ – сталь; $l_{cr} = l + (1...3)$ мм, здесь l – длина конца вала

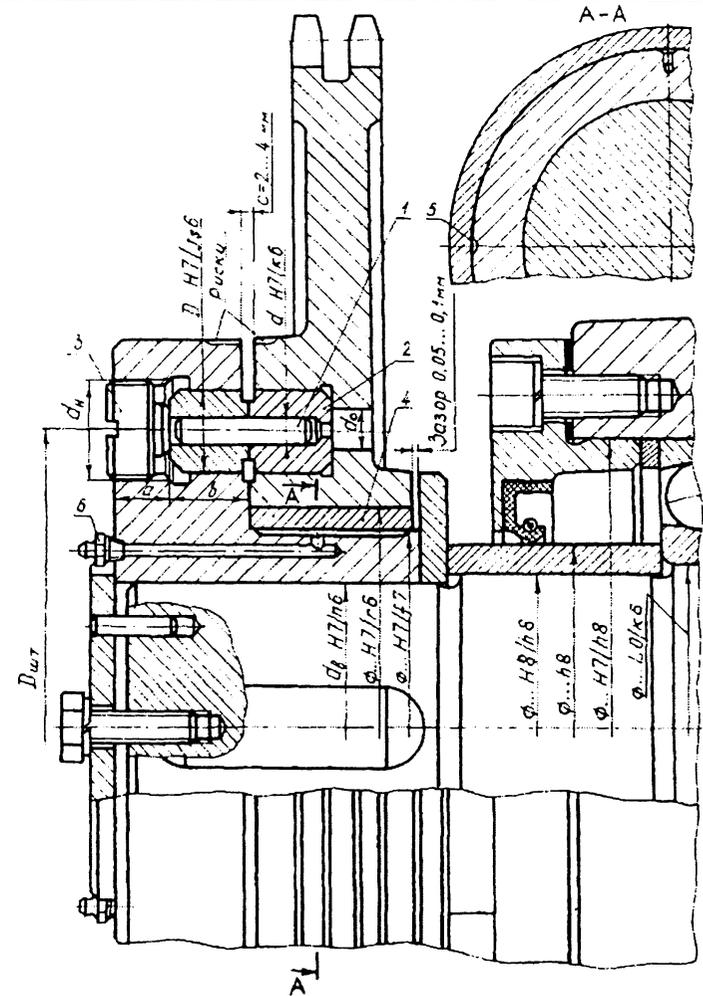


Рис. 4.2.4. Ведомая звездочка с предохранительным устройством: 1 – штифт; 2 – стальная закаленная втулка; 3 – резьбовая пробка; 4 – подшипниковая бронзовая втулка; 5 – смазочная канавка; 6 – пресс-масленка

4.3. Цепи тяговые пластинчатые

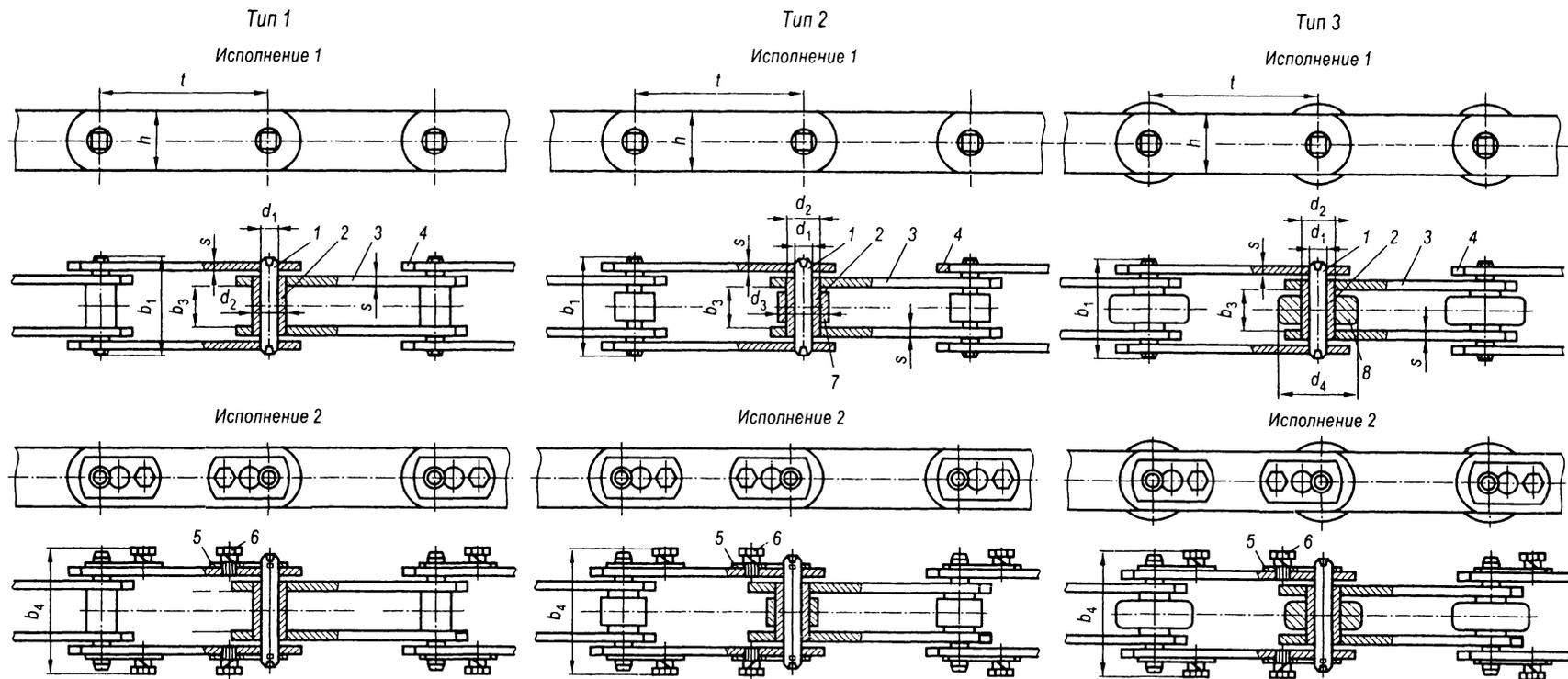


Рис. 4.3.1. Втулочная (тип 1), роликовая (тип 2) и катковая с гладкими катками (тип 3) тяговые пластинчатые цепи:
 1 – валик; 2 – втулка; 3 – внутренняя пластина; 4 – наружная пластина; 5 – ригель; 6 – винт; 7 – ролик; 8 – каток

Таблица 4.3.1. Основные параметры и размеры цепей (ГОСТ 588–81)

Обозначение	F_p , кН, не менее	t	s	b_1	b_3	b_4	h	d_1	d_2	d_3	d_4	Обозначение	F_p , кН, не менее	t	s	b_1	b_3	b_4	h	d_1	d_2	d_3	d_4
		мм	мм, не более	мм				мм	мм	мм, не более	мм												
M20	20	40-160	2,5	35	15	49	18	6,0	9,0	12,5	25	M112	112	80-400	6,0	73	31	101	40	15,0	21,0	30,0	60
M28	28	50-200	3,0	40	17	56	20	7,0	10,0	15,0	30	M160	160	100-500	7,0	85	36	117	45	18,0	25,0	36,0	70
M40	40	63-250	3,5	45	19	63	25	8,5	12,5	18,0	36	M224	224	125-630	8,0	98	42	134	56	21,0	30,0	42,0	85
M56	56	63-250	4,0	52	23	72	30	10,0	15,0	21,0	42	M315	315	160-630	10,0	112	47	154	60	25,0	36,0	50,0	100
M80	80	80-315	5,0	62	27	86	35	12,0	18,0	25,0	50												

Примечание. Шаг t цепи выбирают из следующего ряда: 40, 50, 63, 80, 100, 125, 160, 200, 250, 315, 400, 500, 630 мм.

4.4. Звездочки для тяговых пластинчатых цепей

Таблица 4.4.1 Основные соотношения для расчета звездочки с геометрической характеристикой зацепления (ГОСТ 592–81)

Параметр	Расчетная формула		
Шаг цепи	Значение t выбирают в зависимости от скорости цепи и нагрузки		
Диаметр элемента зацепления соответственно для цепи типа 1,2 и 3	$D_{\text{ц}} = d_2; D_{\text{ц}} = d_3$		
Геометрическая характеристика зацепления	$\lambda = t / D_{\text{ц}}$		
Шаг зубьев звездочки	$t_z = t$		
Число зубьев звездочки	$z \geq 6$		
Диаметр делительной окружности	$d_d = \frac{t}{\sin(180^\circ / z)}$		
Диаметр наружной окружности	$D_e = t[K + K_z - (0,31 / \lambda)]$		
Диаметр окружности впадин	$D_i = d_d - D_{\text{ц}}$		
Коэффициент высоты зуба	z	K при	
		$D_{\text{ц}} \leq 80$	$D_{\text{ц}} > 80$
	5–10	0,56	0,56
	11–25	0,46	0,35
26–60	0,65	0,50	
Коэффициент числа зубьев	$K_z = \text{ctg}(180^\circ / z)$		
Смещение центров дуг впадин	$e_{\text{min}} = 0,01t; e_{\text{max}} = 0,05t$		
Радиус впадин зубьев	$r = 0,5D_{\text{ц}}$		
Половина угла заострения зуба	$\gamma = 13...20^\circ$		
Угол впадины зуба	$\beta = 86^\circ$ при $z = 6...8$; $\beta = 68^\circ$ при $z = 9...11$; $\beta = 60^\circ$ при $z = 12...15$		
Расстояние между внутренними пластинами, ширина пластины	Значение b_3 и h выбирают по ГОСТ 588–81		
Ширина зуба звездочки	$b_{r\text{max}} = 0,9b_3 - 1; b_{r\text{min}} = 0,87b_3 - 1,7$		
Ширина вершины зуба, соответственно для цепи типа 1 и 2	$b = 0,83b_r; b = 0,75b_r$		
Диаметр венца для цепи типа 1 и 2 соответственно	$D_c = tK_z - 1,3h$		

Примечание. Диаметр делительной окружности вычисляют с точностью до 0,01 мм, линейные размеры с точностью до 0,1 мм, угловые с точностью до 1'.

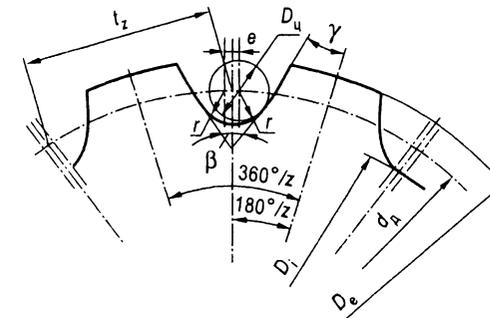


Рис. 4.4.1. Профиль зубьев звездочки типа 2 с геометрической характеристикой зацепления $\lambda > 2,2$

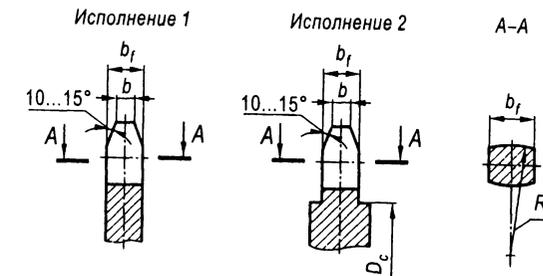


Рис. 4.4.2. Профиль боковой поверхности зубьев звездочки (R_k – радиус выпуклости, $R_k = 28,65b_3 / \varphi_c$, где $\varphi_c = 3...10^\circ$); φ_c – расчетный угол условного смещения, зависящий от точности монтажа

5. КОНСТРУКЦИИ ВАЛОВ

5.1. Концевые участки валов

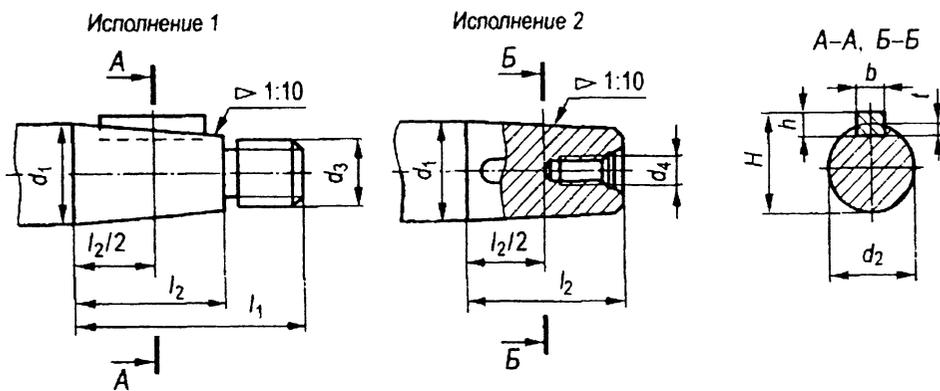


Рис. 5.1.1. Концы валов конические (ГОСТ 12081-72)

Таблица 5.1.1. Концы валов конические с конусностью 1:10 (ГОСТ 12081-72), мм

d_1		l_1		l_2		b	h	t	d_3	d_4	d_1		l_1		l_2		b	h	t	d_3	d_4
I ряд	II ряд	длинные	короткие	длинные	короткие						I ряд	II ряд	длинные	короткие	длинные	короткие					
12; 14	—	30	18	—	—	2	2	1,2	M8X1	M14	63	60; 65	140	105	105	70	16	10	6	M42X3	M20
16	—	40	28	28	16	3	3	1,8	M10X1,25	M14	71	70; 75	140	105	105	70	18	11	7	M48X3	M24
18	19	40	28	28	16	4	4	2,5	M10X1,25	M5	80	85	170	130	130	90	20	12	7,5	M56X4	M30
20; 22	24	50	36	36	22	4	4	2,5	M12X1,25	M6	90	—	170	130	130	90	22	14	9	M64X4	M30
25; 28	—	60	42	42	24	5	5	3	M16X1,5	M8	95	—	170	130	130	90	22	14	9	M64X4	M30
32; 36	30; 35	80	58	58	36	6	6	3,5	M20X1,5	M10	100	—	210	165	165	120	25	14	9	M72X4	M36
—	38	80	58	58	36	6	6	3,5	M24X2	M12	110	—	210	165	165	120	25	14	9	M80X4	M42
40	42	110	82	82	54	10	8	5	M24X2	M12	—	120	210	165	165	120	28	16	10	M90X4	M42
45; 50; 56	48; 55	110	82	82	54	12	8	5	M30X2	M16	125	—	210	165	165	120	28	16	10	M90X4	M48

Примечания: 1. ГОСТ 12081-72 предусматривает диапазон диаметров $d_1 = 3 \dots 630$ мм, первый ряд диаметров является предпочтительным. 2. Размер центрального отверстия по ГОСТ 14034-74. 3. Форма и длина шпоночного паза стандартом не регламентированы. 4. $H = 0,5d_1 - 0,025l_2 - t + h$. 5. $d_2 = d_1 - 0,05l_2$.

5.1. Концевые участки валов (продолжение)

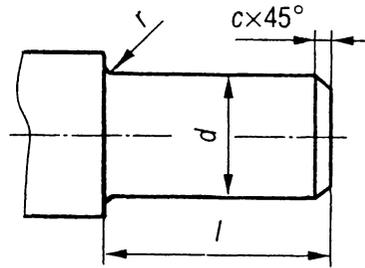


Рис. 5.1.2. Концы валов цилиндрические (ГОСТ 12080-66)

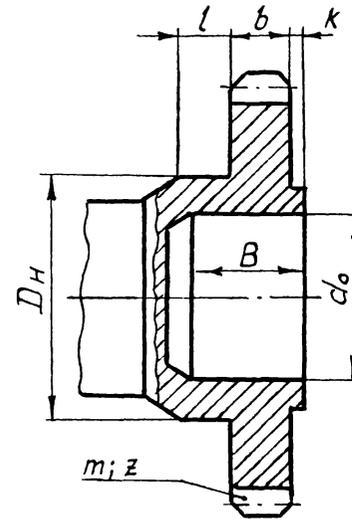


Рис. 5.1.3. Концы тихоходных валов в виде части зубчатой муфты

Таблица 5.1.2. Концы валов цилиндрические (ГОСТ 12080-66), мм

d		l		r	c
I ряд	II ряд	длинные	короткие		
16; 18	19	40	28	1,0	0,6
20; 22	14	50	36	1,6	1,0
25; 28	—	60	42	1,6	1,0
32; 36	30	80	58	2,0	1,6
40; 45	42; 48	110	82	2,0	1,6
50; 55	52; 56	110	82	2,5	2,0
60; 70	63; 65; 71; 75	140	105	2,5	2,0
80; 90	85; 95	170	136	3,0	2,5
100; 110; 125	120	210	165	3,0	2,5

Таблица 5.1.3. Размеры концов тихоходных валов в виде части зубчатой муфты, мм

Вращающий момент, Н·м	Зацепление			l	k	B	d ₀	D _H
	m	z	b					
1000	4	40	20	20	9	38	72	95
2000	5	40	25	20	9	50	80	105
4000	6	40	30	20	10	60	110	140

5.2. Переходные участки валов и осей (фаски, галтели, канавки) [1]

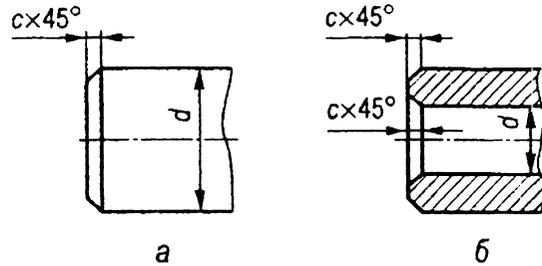


Рис. 5.2.1. Внешняя (а) и внутренняя (б) фаски

Таблица 5.2.1. Рекомендуемые размеры фасок, мм

d	c	d	c
До 20	0,5–1	Св. 50 до 100	1–3
Св. 20 до 30	0,8–1,5	» 100 » 150	2–4
» 30 » 50	1–2	» 150 » 200	3–5

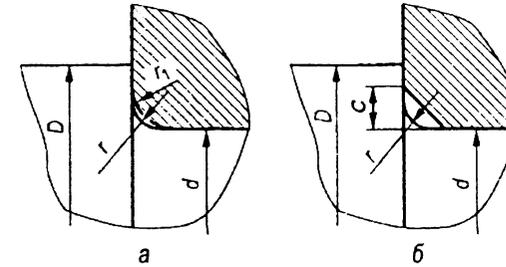


Рис. 5.2.2. Галтели круговые ($D \approx 1,2d$ или $D \approx d + 4r$; $c \approx 1,1r$):
а – перекрытие галтели вала или оси галтелью сопряженной ступицы;
б – то же фаской сопряженной ступицы

Таблица 5.2.2. Галтели круговые, мм

d	r	r_1	d	r	r_1
10–18	0,6	1	70–100	3	4
20–28	1,5	2	105–150	4	5
30–36	2	2,5	155–200	5	6
48–68	2,5	3	210–250	6	8

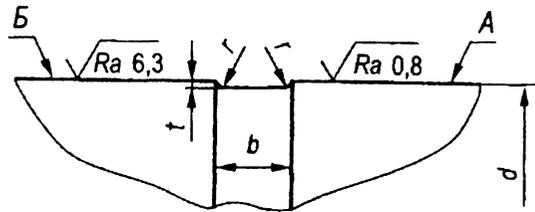


Рис. 5.2.3. Канавки, отделяющие посадочную поверхность А от непосадочной Б ($r \approx t$)

Таблица 5.2.3. Рекомендуемые размеры канавок, мм

d	b	t
До 10	1–2	0,1
Св. 10 до 50	3	0,1–0,2
» 50 » 100	5	0,2–0,3
> 100	8–10	0,3–0,5

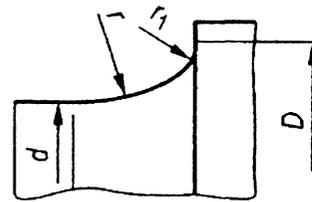


Рис. 5.2.4. Галтели с двумя радиусами кривизны ($r = d$; $D = 1,3d$; $r_1 = 0,1d$)

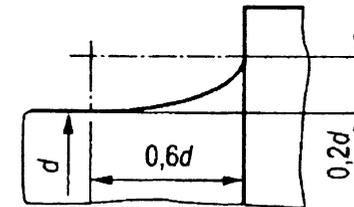


Рис. 5.2.5. Галтели эллиптические

5.2. Переходные участки валов и осей (фаски, галтели, канавки) (окончание)

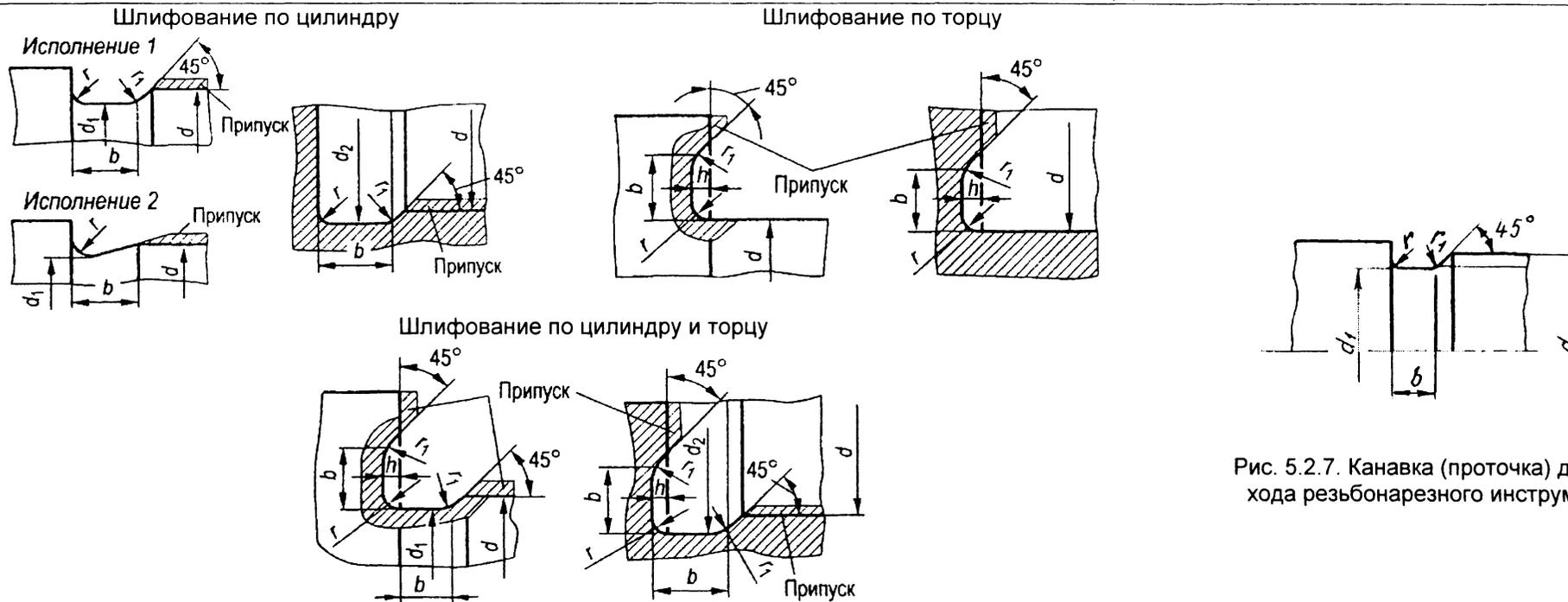


Рис. 5.2.7. Канавка (проточка) для выхода резьбонарезного инструмента

Рис. 5.2.6. Канавки для выхода инструмента при наружном и внутреннем шлифовании

Таблица 5.2.4. Канавки для выхода инструмента при шлифовании (ГОСТ 8820-69), мм

d	b	d_1	d_2	h	r	r_1
До 10	1	$d - 0,3$	$d + 0,3$	0,2	0,3	0,2
До 10	1,6	$d - 0,3$	$d + 0,3$	0,2	0,5	0,3
До 10	2	$d - 0,5$	$d + 0,5$	0,3	0,5	0,3
Св. 10 до 50	3	$d - 0,5$	$d + 0,5$	0,3	1	0,5
» 50 » 100	5	$d - 1$	$d + 1$	0,5	1,6	0,5
> 100	8	$d - 1$	$d + 1$	0,5	2	1
> 100	10	$d - 1$	$d + 1$	0,5	3	1

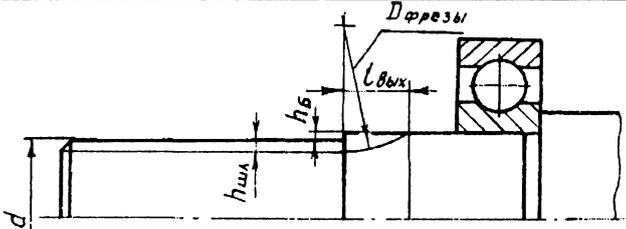
Таблица 5.2.5. Канавки (проточки) для выхода резьбонарезного инструмента, мм

Размеры канавки	Шаг резьбы P						
	1	1,25	1,5	1,75	2	3	4
b	3 (2)	4 (2,5)	4 (2,5)	4 (2,5)	5 (3)	6 (4)	8 (5)
r	1	1	1	1	1,5	1,6	2
r_1	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	1	1
d_1	$d - 1,5$	$d - 1,8$	$d - 2,2$	$d - 2,5$	$d - 3$	$d - 4,5$	$d - 6$

Примечание. В таблице приведены данные для канавки (проточки) исполнения «нормальная», в скобках – исполнение «узкая»

5.3. Концевые участки валов со шлицами

Таблица 5.3.1. Цилиндрические концы валов со шлицами, мм [3]



d	20...22	25...28	32...38	42...48	54...65	79...92
$D_{\text{фрезы}}$	63	70	80	90	100	112

Примечания: 1. $D_{\text{фрезы}}$ – диаметр шлицевой фрезы для прямобочных шлицев средней серии. 2. Длину участка $l_{\text{вых}}$ определяют графически. 3. Высоту буртика h_B принимают: $h_B \leq 0,5h_{\text{шп}}$ – для прямобочных шлицевых соединений; $h_B \leq 0,25h_{\text{шп}}$ – для эвольвентных шлицевых соединений.

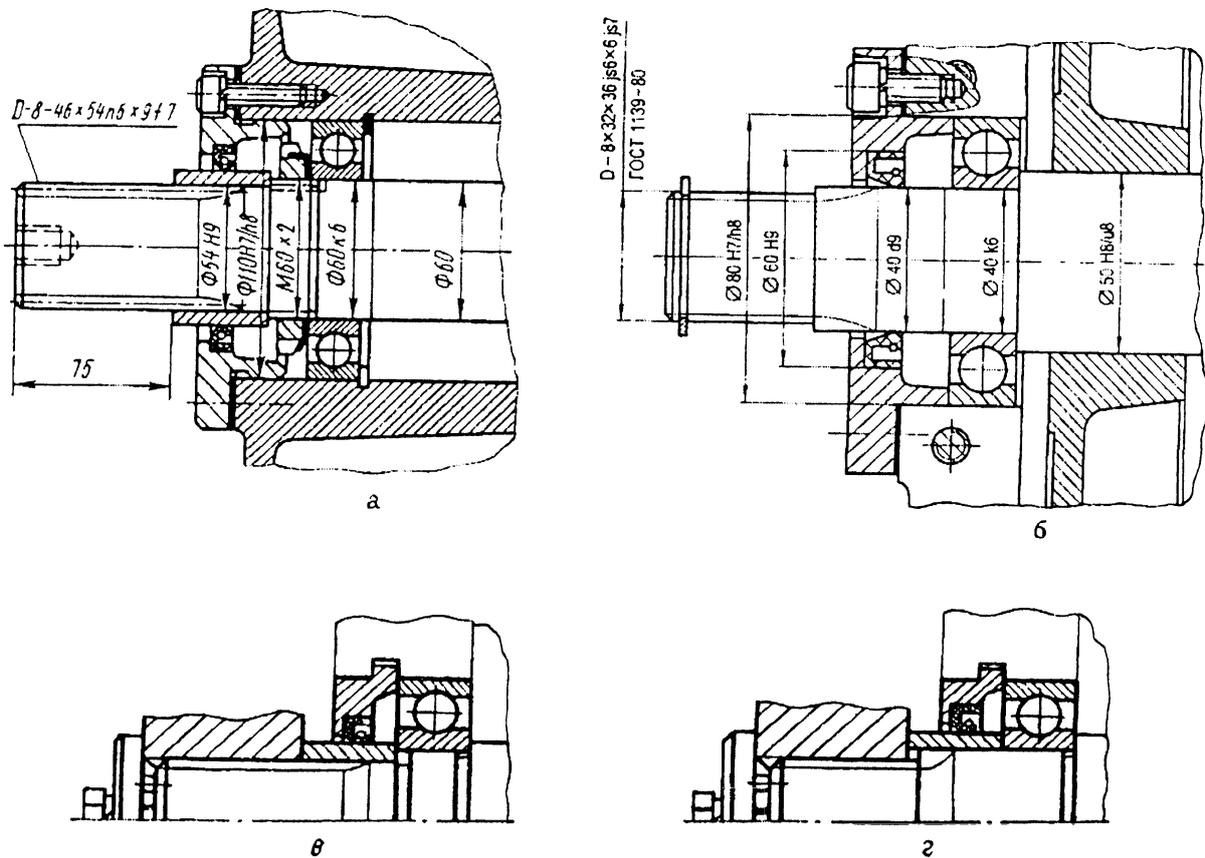


Рис. 5.3.1. Примеры конструкций концевых участков валов со шлицами

5.4. Крепление деталей на концевых участках валов

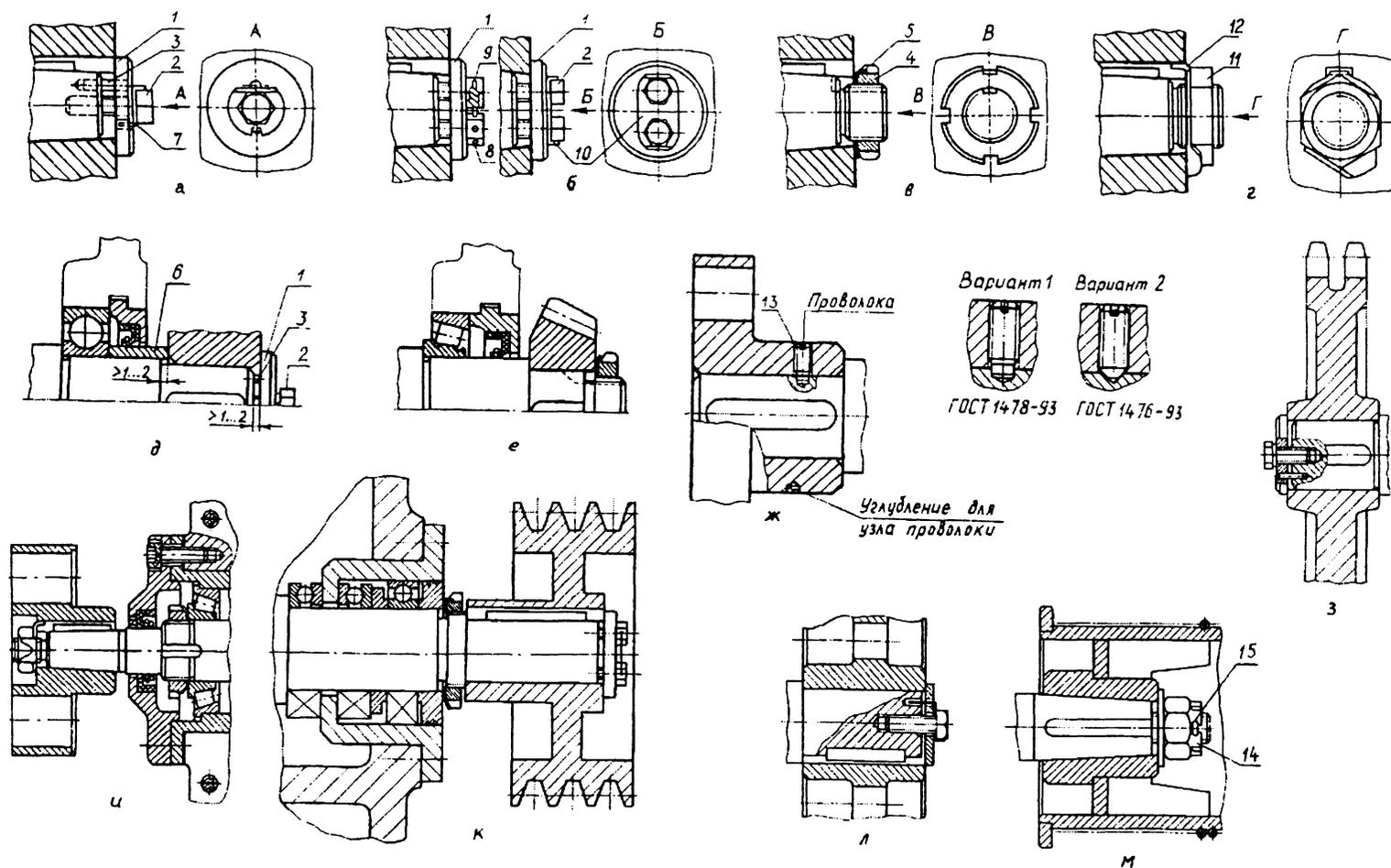


Рис. 5.4.1. Способы закрепления деталей на концевых участках валов:

- 1 – концевая шайба; 2 – болт; 3 – штифт; 4 – круглая шлицевая гайка; 5 – многолапчатая стопорная шайба; 6 – распорная втулка; 7 – стопорная шайба;
 8 – болт с отверстием в головке; 9 – проволока; 10 – планка стопорная; 11 – гайка; 12 – стопорная деформируемая шайба; 13 – установочный винт;
 14 – гайка корончатая; 15 – шплинт

5.5. Быстроходные насадные шестерни мотор-редукторов

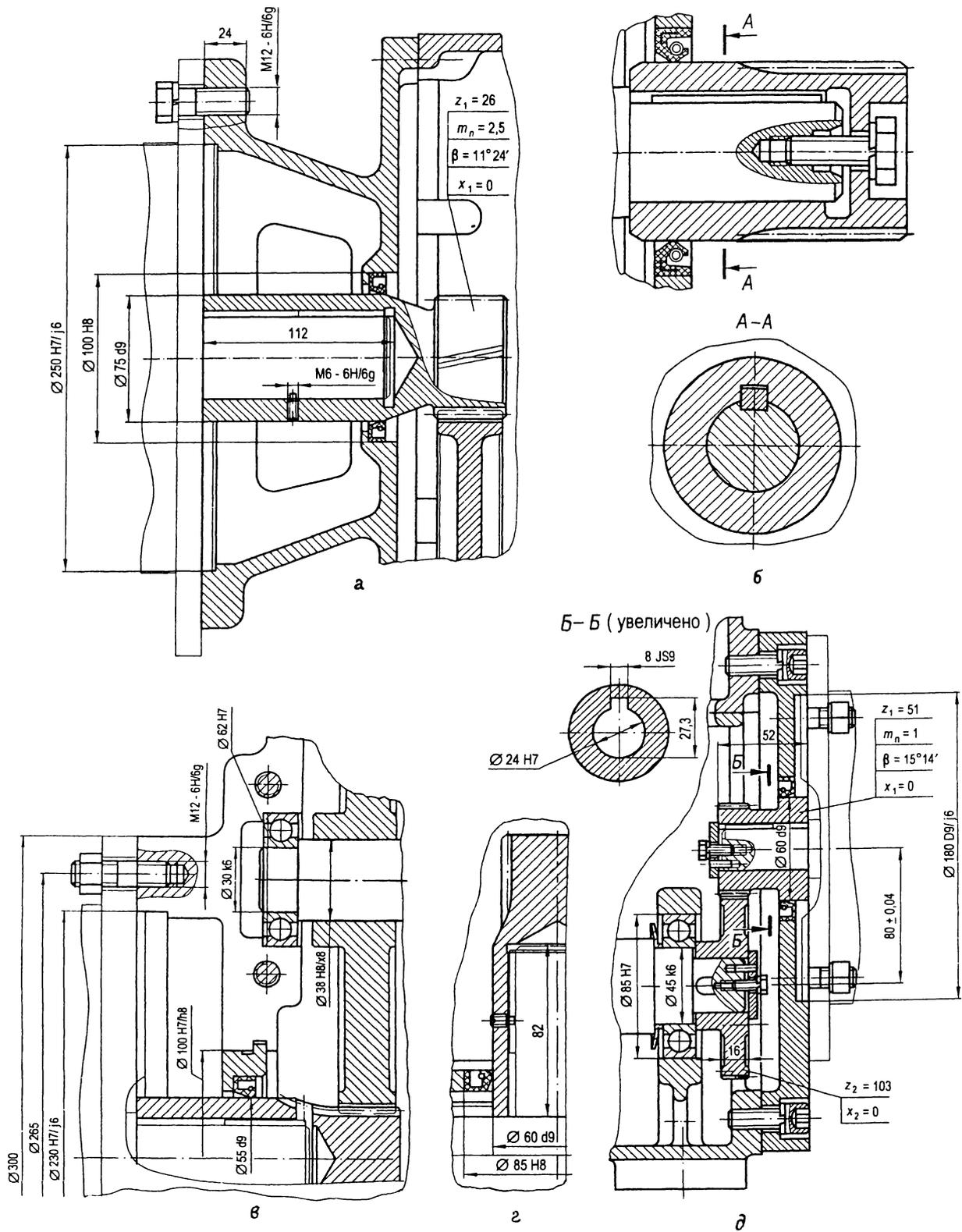
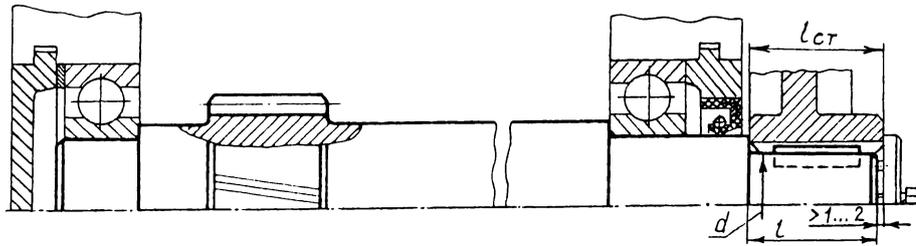
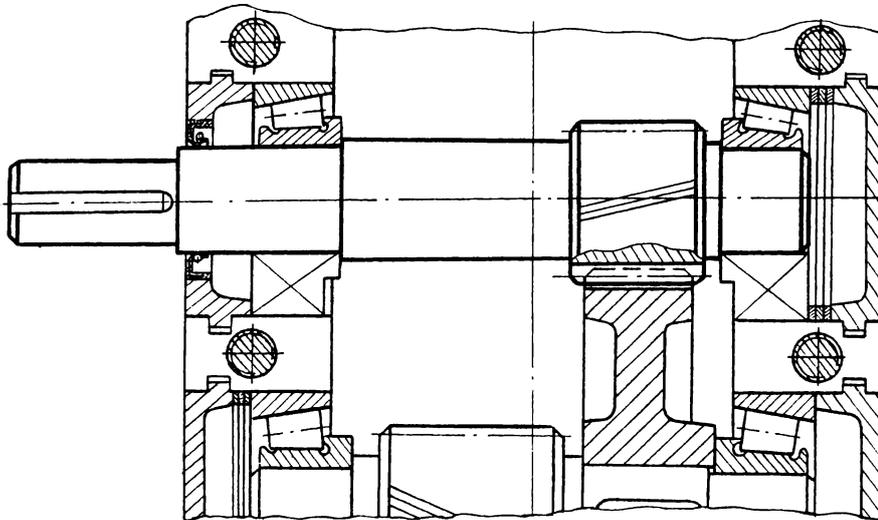


Рис. 5.5.1. Примеры конструкций быстроходных насадных шестерен мотор-редукторов [1]

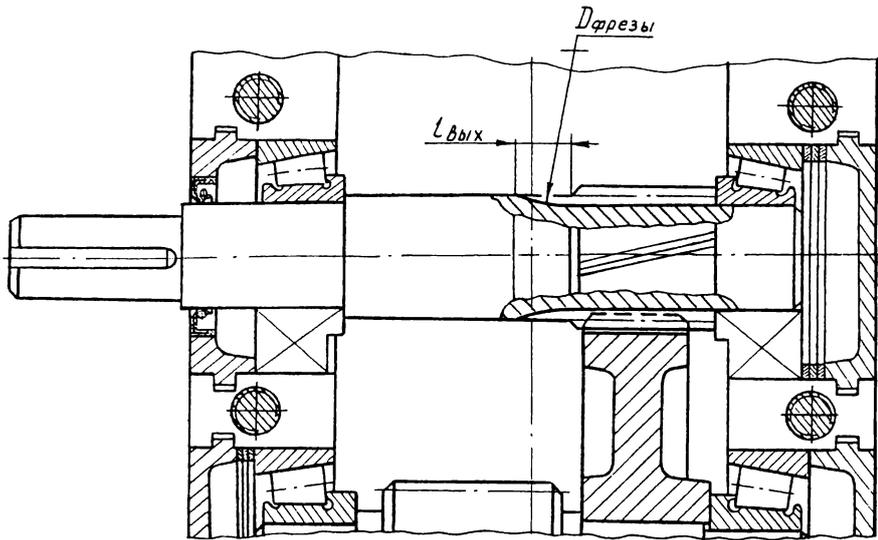
5.6. Быстроходные (входные) валы редукторов



a



б



в

Рис. 5.6.1. Вал-шестерня цилиндрического двухступенчатого зубчатого редуктора, выполненного по развернутой схеме:
а, б – исполнение со свободным входом зуборезного инструмента; в – врезная шестерня

Таблица 5.6.1. Диаметр фрезы $D_{\text{фрезы}}$, мм

Степень точности передачи	Модуль m_n , мм					
	2...2,5	2,5...2,75	3...3,75	4...4,5	5...5,5	6...7
7	90	100	112	125	140	160
8...10	70	80	90	100	112	125

Примечание. Длину участка $l_{\text{вых}}$ определяют графически

5.6. Быстроходные (входные) валы редукторов (продолжение)

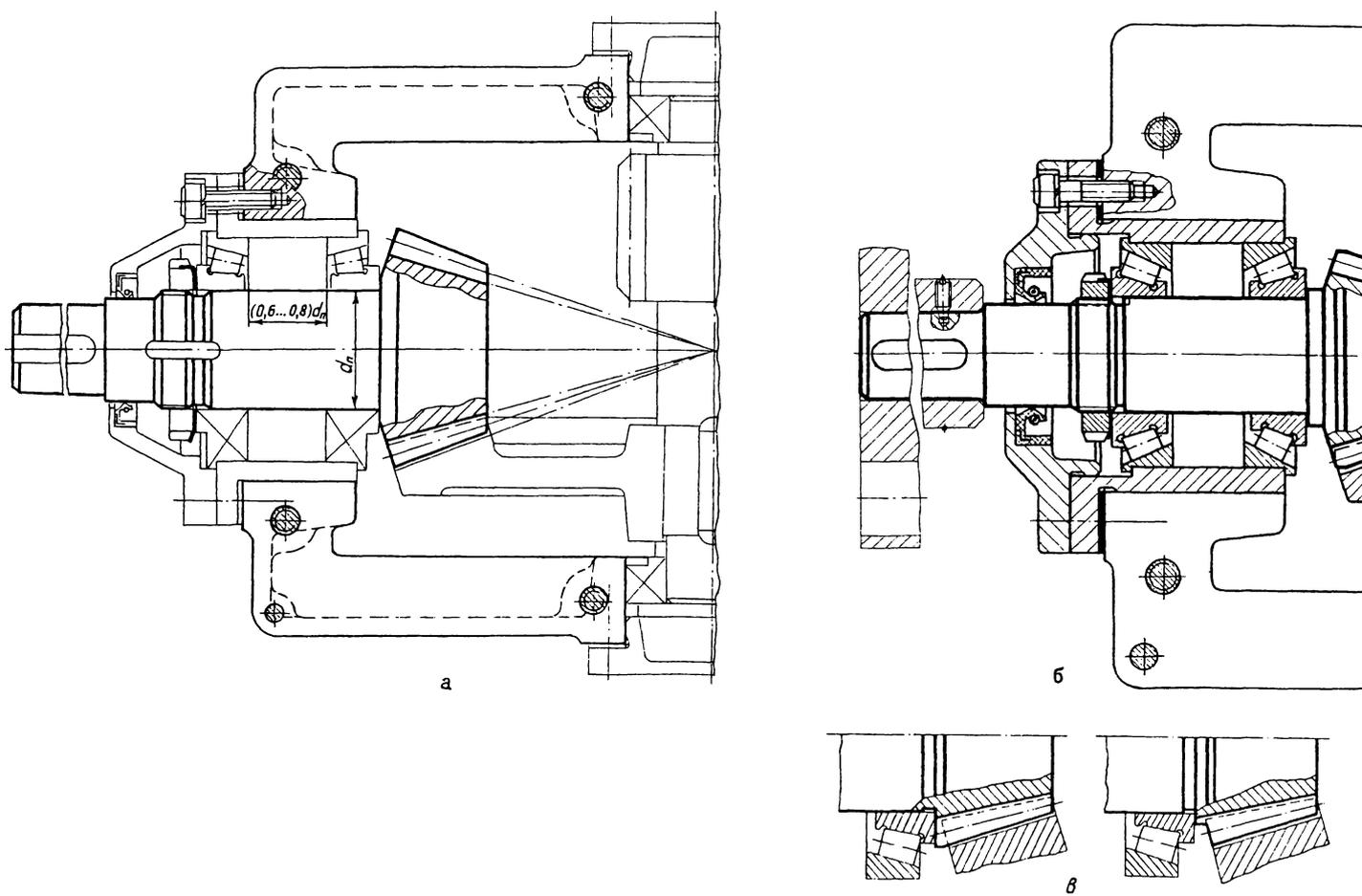


Рис. 5.6.2. Вал-шестерня конической передачи коническо-цилиндрического зубчатого редуктора

5.6. Быстроходные (входные) валы редукторов (продолжение)

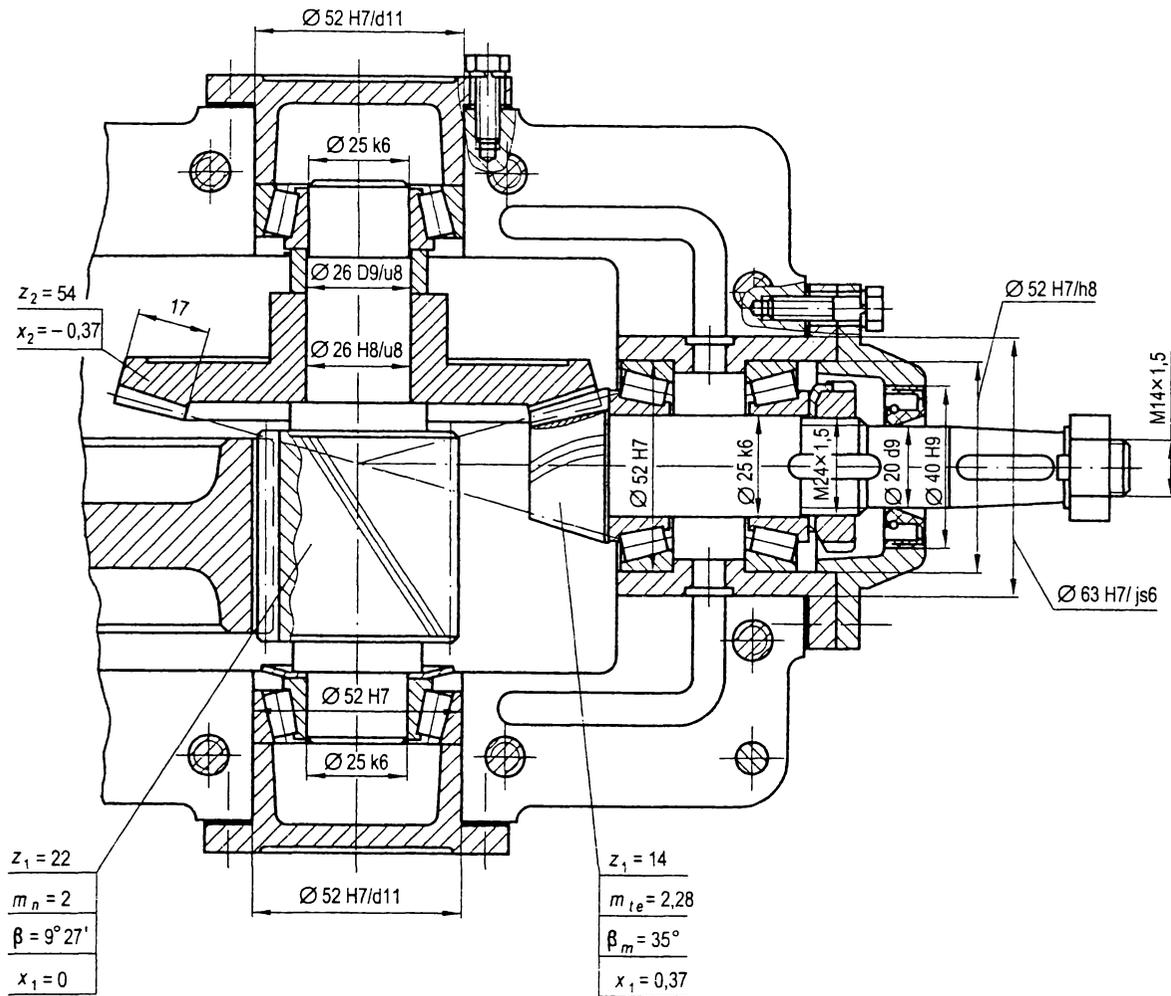


Рис. 5.6.3. Пример конструкции вала-шестерни конической передачи коническо-цилиндрического зубчатого редуктора [1]

5.6. Быстроходные (входные) валы редукторов (продолжение)

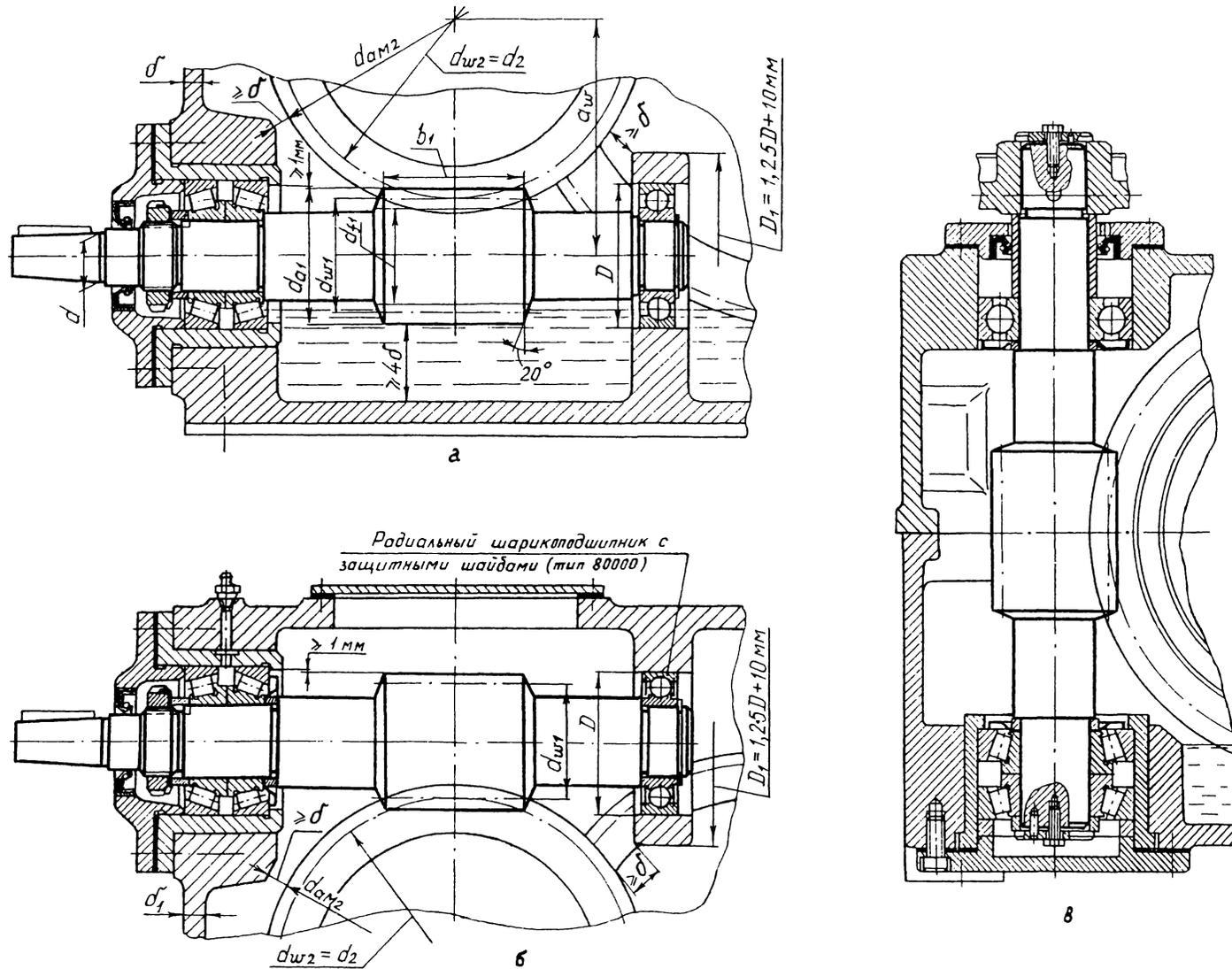
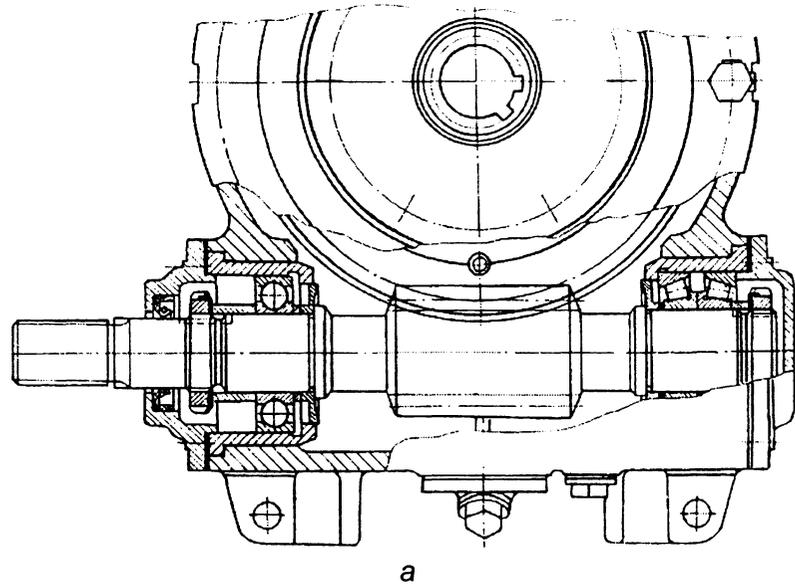


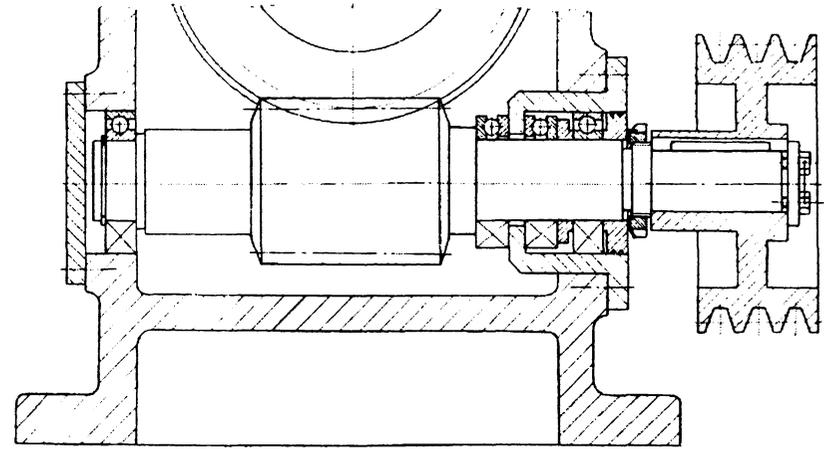
Рис. 5.6.4. Вал-червяк червячно-цилиндрического редуктора:

а – вал-червяк горизонтальный расположен под колесом; б – вал-червяк горизонтальный расположен над колесом; в – вал-червяк вертикальный

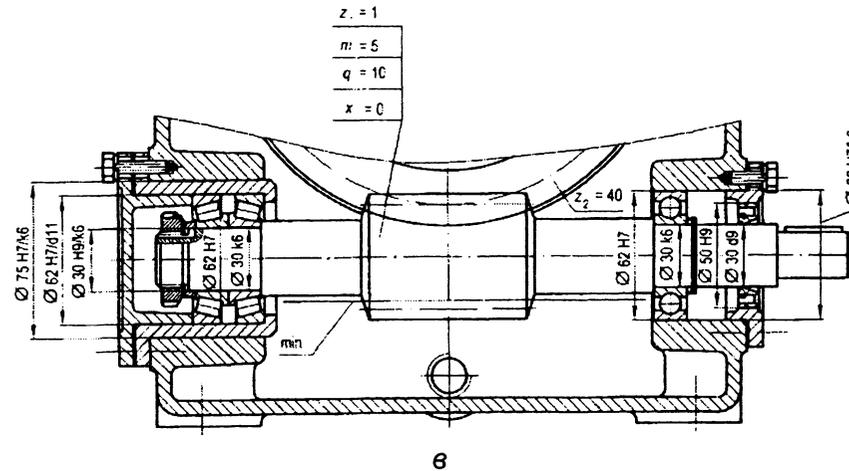
5.6. Быстроходные (входные) валы редукторов (окончание)



a



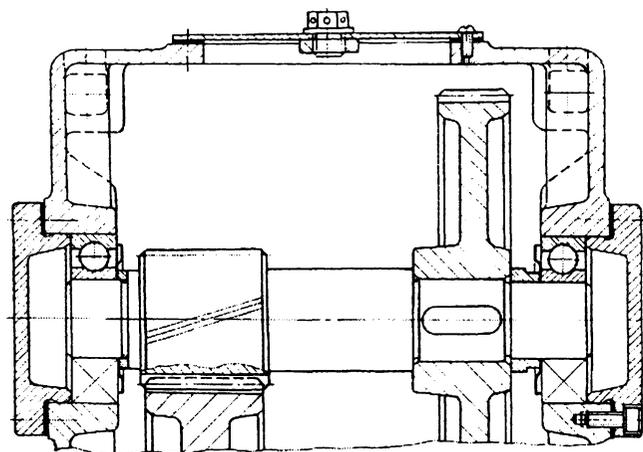
б



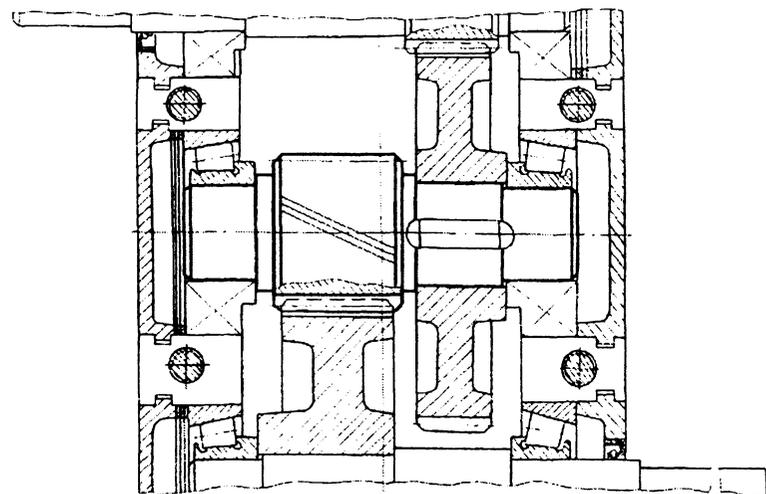
в

Рис. 5.6.5. Вал-червяк одноступенчатого червячного редуктора:
 а – вал-червяк горизонтальный расположен сбоку червячного колеса с полым вертикальным валом; б, в – вал-червяк горизонтальный расположен под червячным колесом

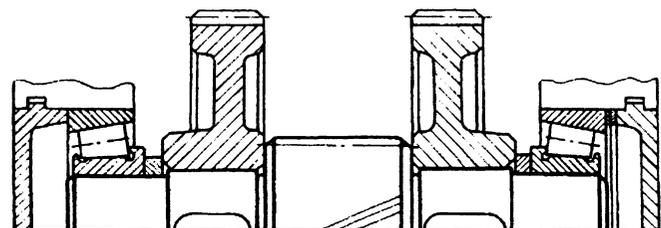
5.7. Промежуточные валы редукторов



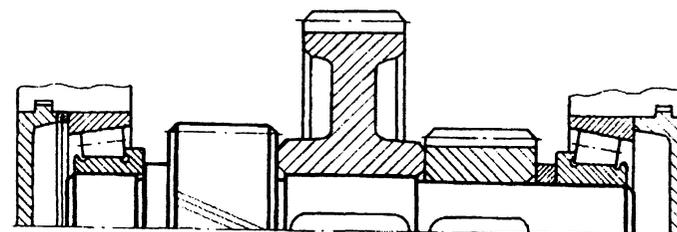
а



б



в



г

Рис. 5.7.1. Промежуточные валы цилиндрических двухступенчатых зубчатых редукторов:
а – соосного вертикального; б – горизонтального, выполненного по развернутой схеме; в – горизонтального с раздвоенной быстроходной ступенью;
г – горизонтального с раздвоенной тихоходной ступенью

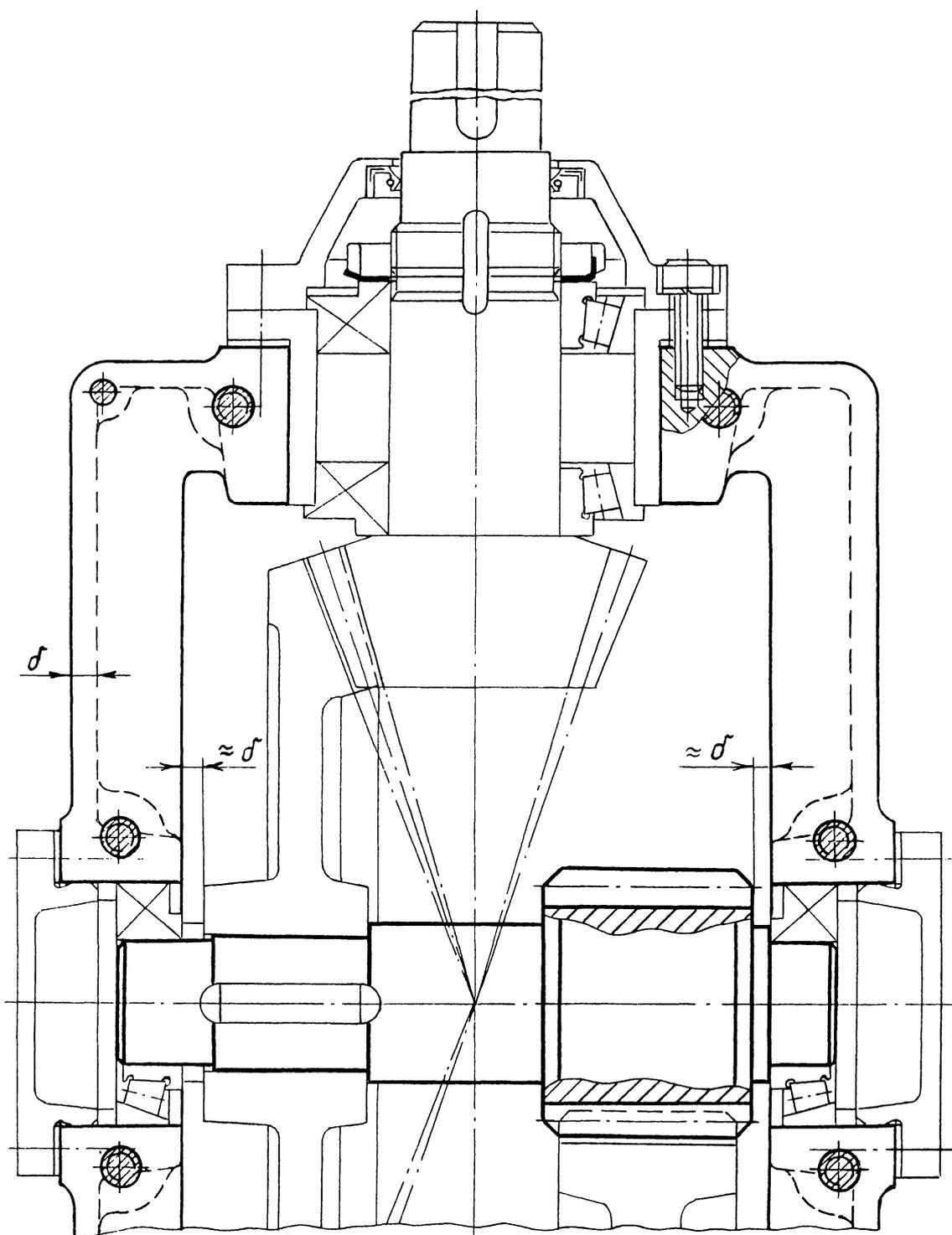


Рис. 5.7.2. Промежуточный вал коническо-цилиндрического двухступенчатого горизонтального редуктора

5.7. Промежуточные валы редукторов (окончание)

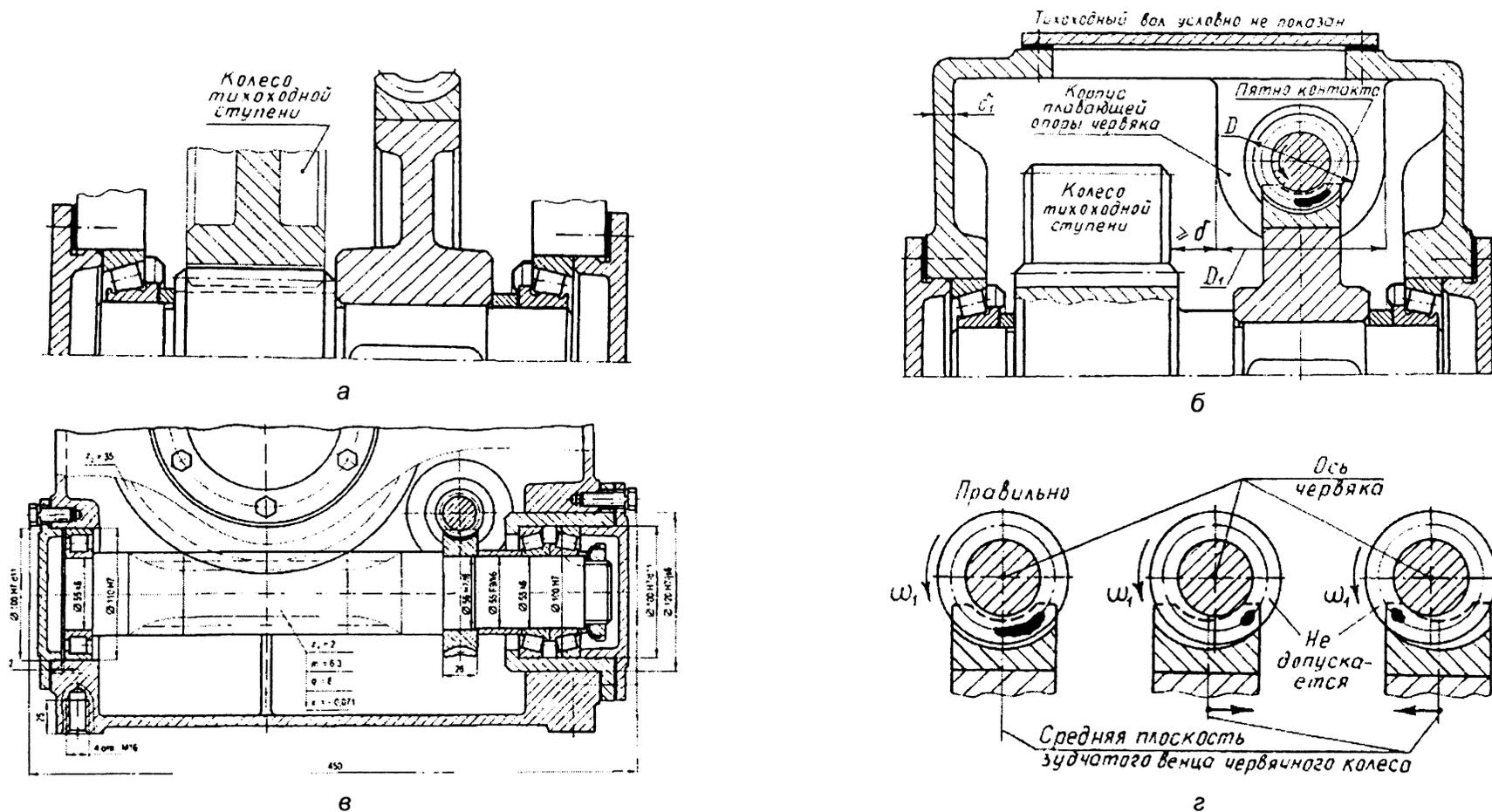


Рис. 5.7.3. Промежуточные валы двухступенчатых редукторов с червячной передачей:

а – червячно-цилиндрического с вертикальным червяком; б – червячно-цилиндрического с горизонтальным червяком, расположенным над червячным колесом; в – с двумя червячными передачами и горизонтальными червяками [1]; г – расположение пятна контакта при регулировании осевого положения червячного колеса [3]

5.8. Тихоходные (выходные) валы редукторов

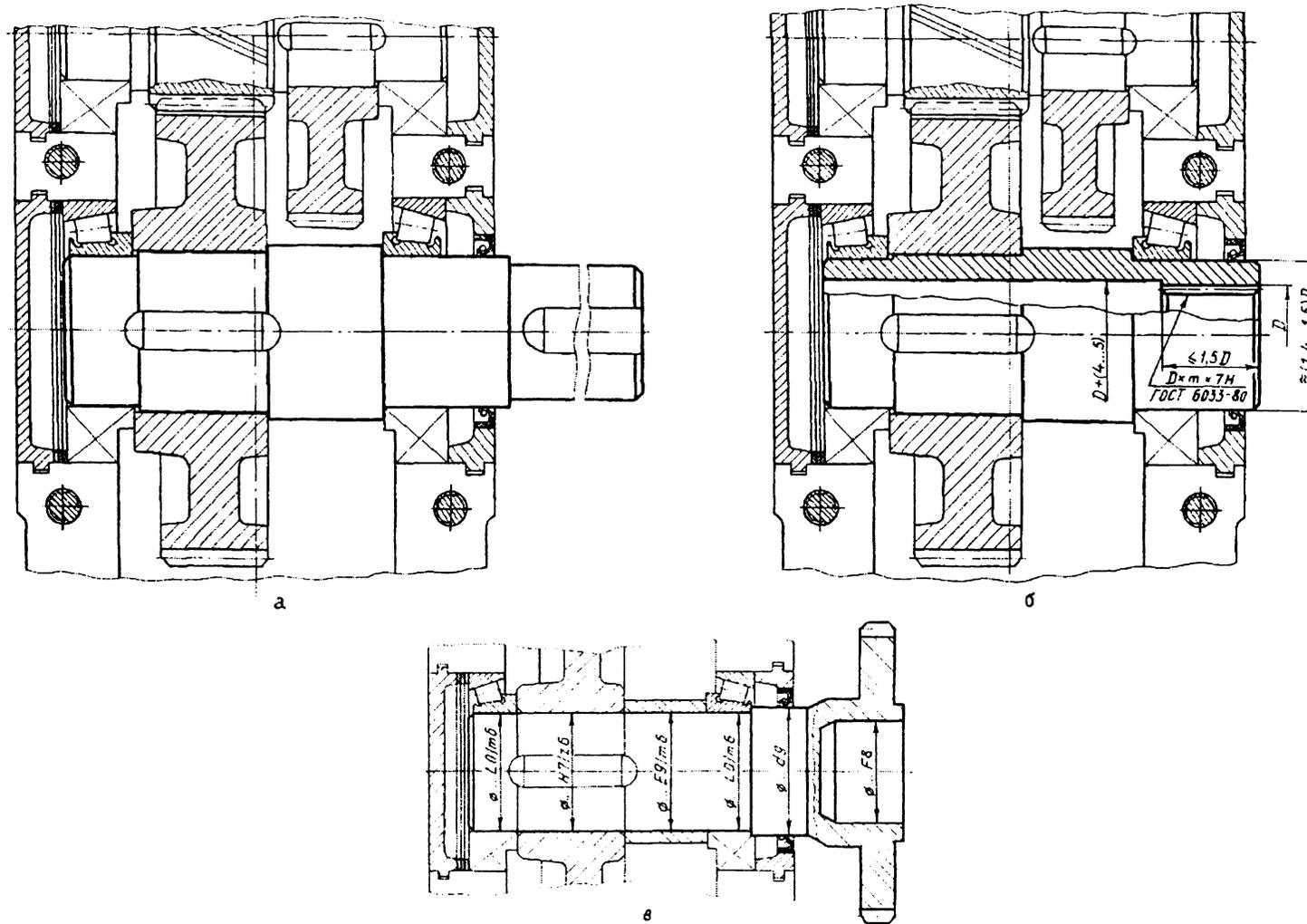


Рис. 5.8.1. Тихоходные валы цилиндрических двухступенчатых зубчатых редукторов, выполненных по развернутой схеме:
 а – с выходным цилиндрическим концом; б – полый с внутренними шлицами; в – с выходным концом в виде части зубчатой муфты

5.8. Тихоходные (выходные) валы редукторов (продолжение)

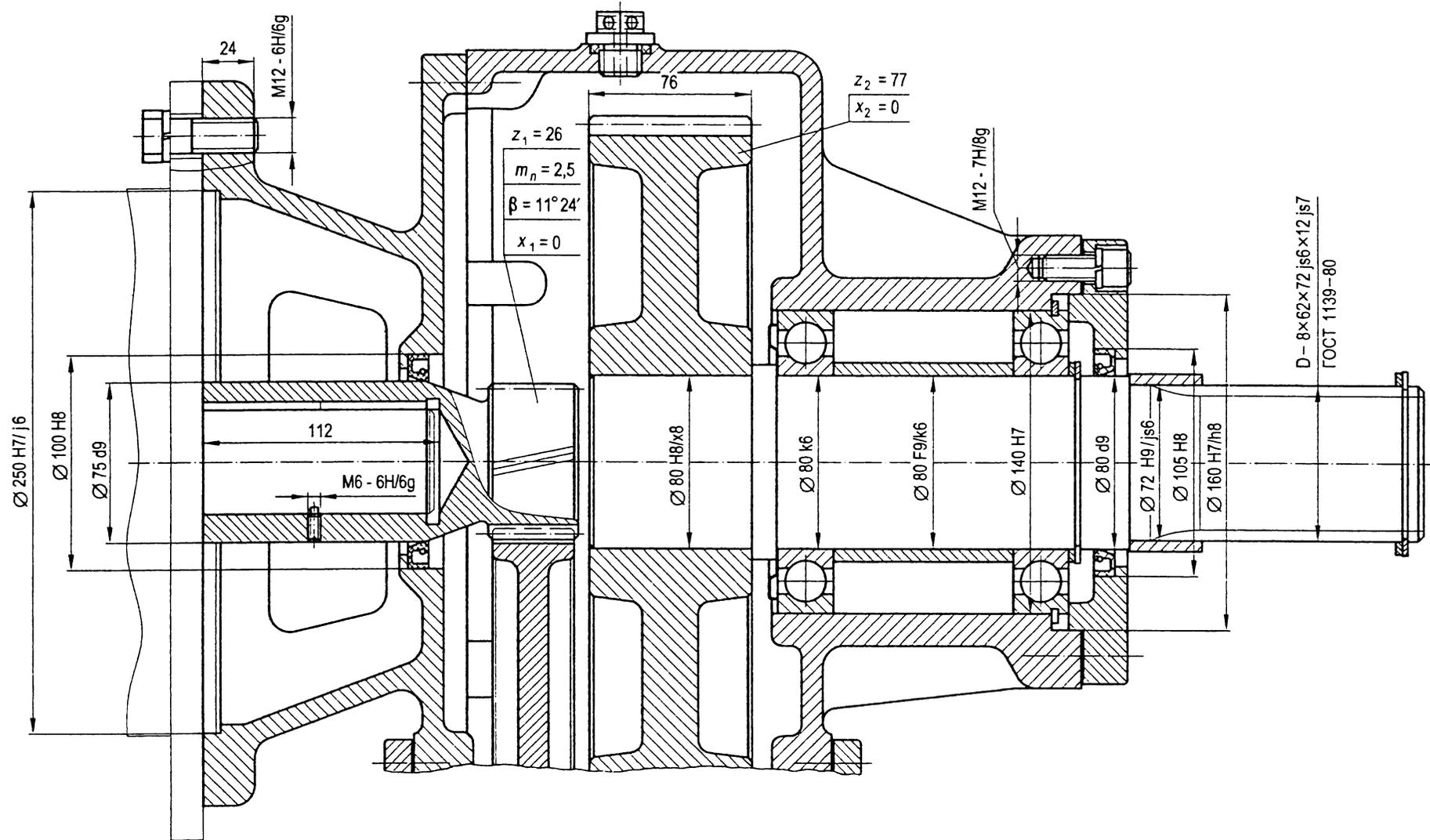


Рис. 5.8.2. Пример конструкции тихоходного вала цилиндрического двухступенчатого вертикального зубчатого мотор-редуктора [1]

5.8. Тихоходные (выходные) валы редукторов (продолжение)

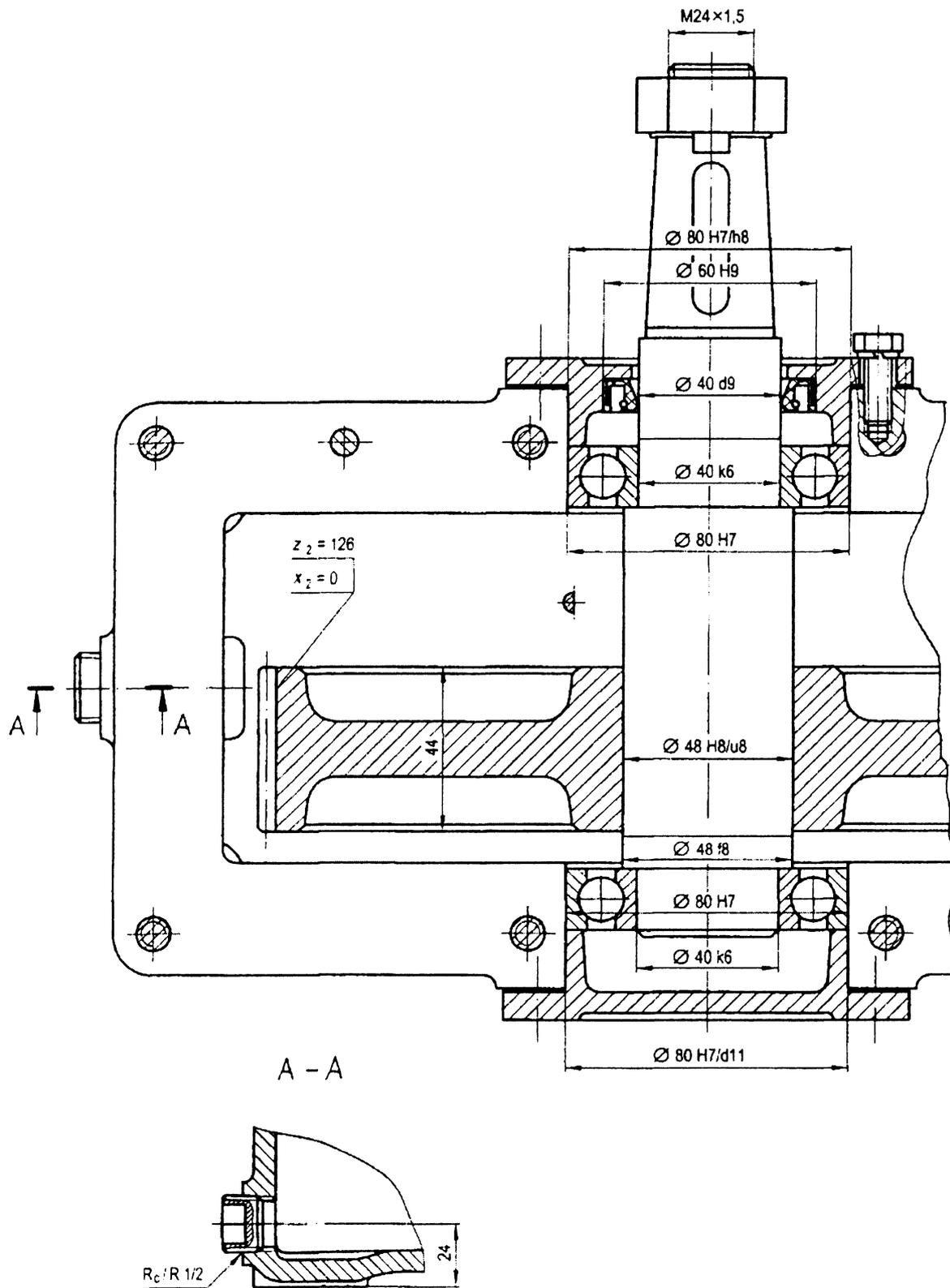
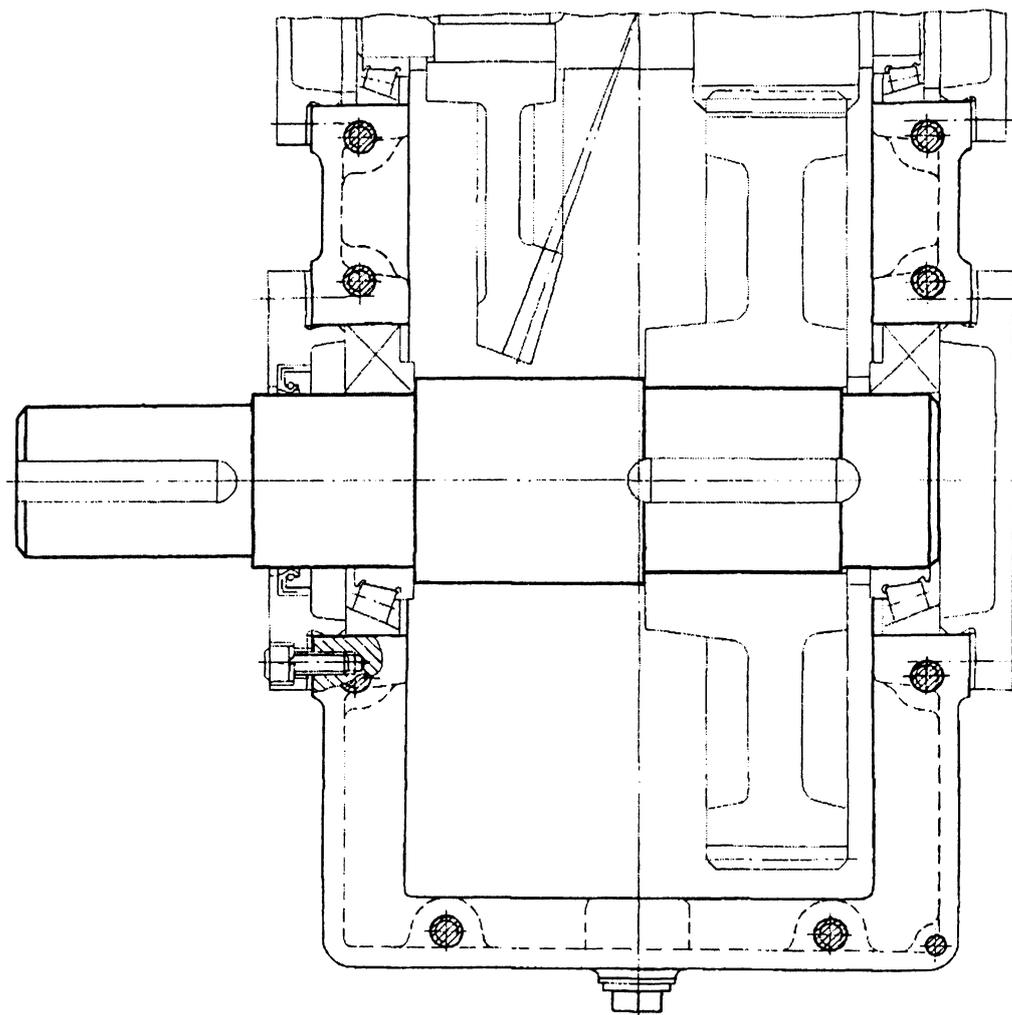
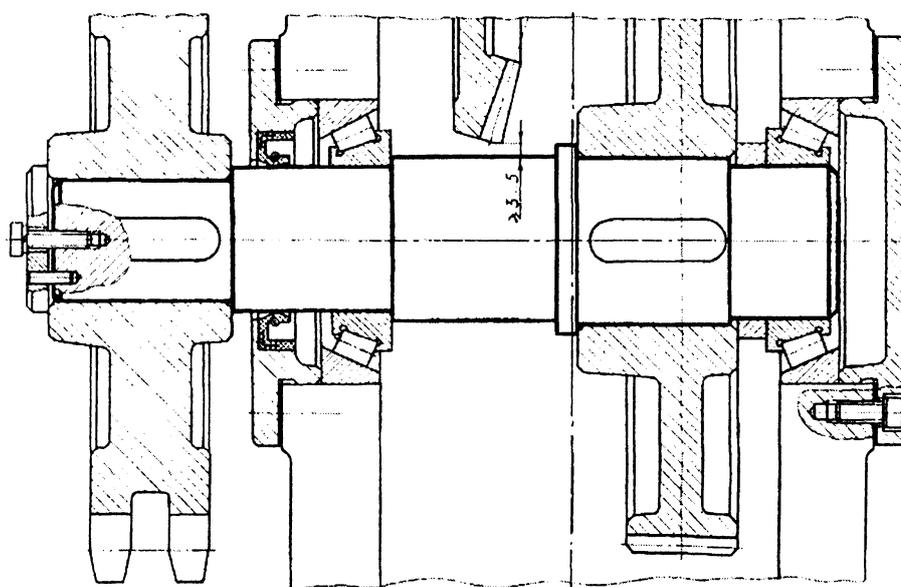


Рис. 5.8.3. Пример конструкции тихоходного вала [1]

5.8. Тихоходные (выходные) валы редукторов (продолжение)



а



б

Рис. 5.8.4. Тихоходные валы коническо-цилиндрических зубчатых редукторов

5.8. Тихоходные (выходные) валы редукторов (продолжение)

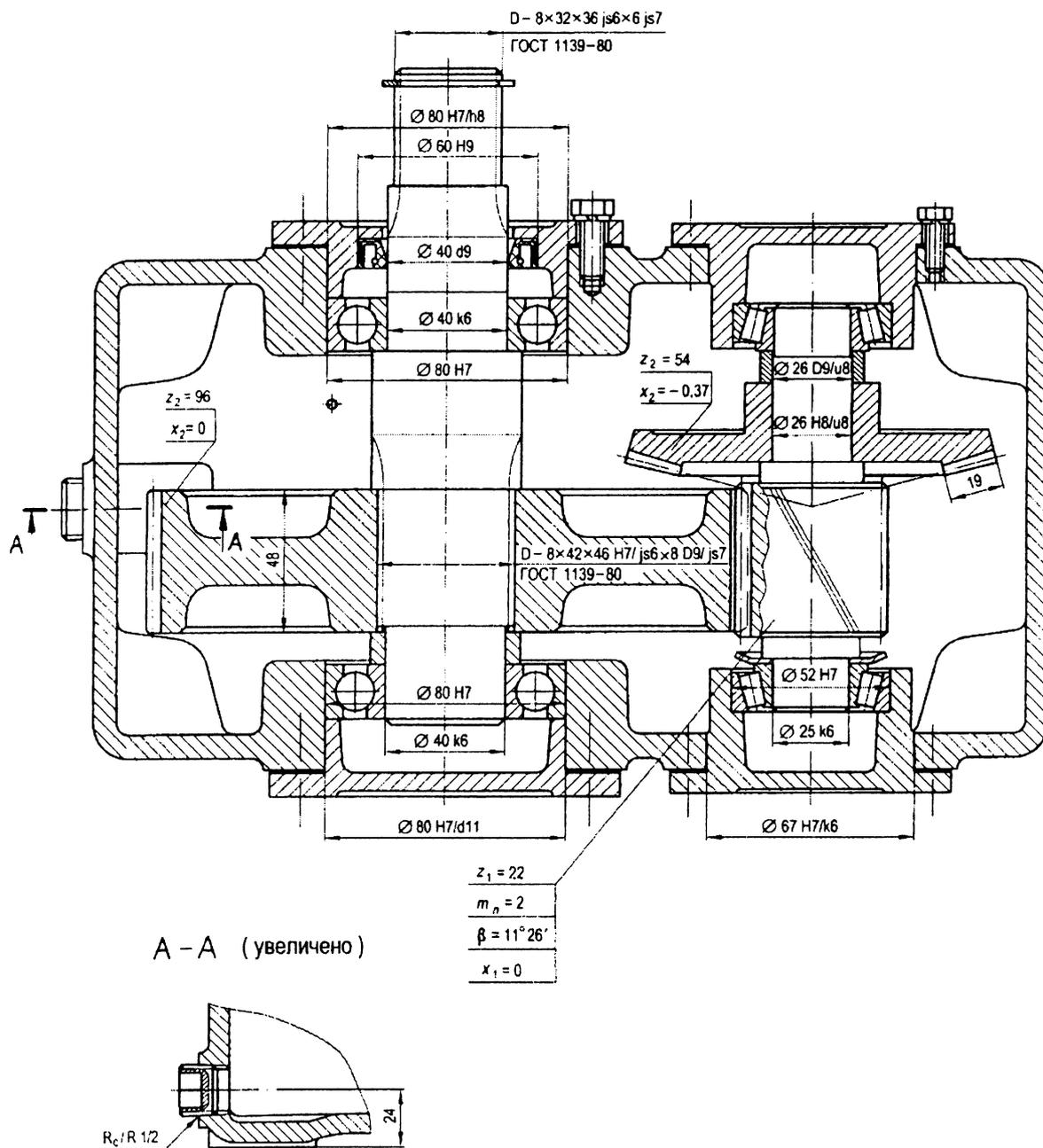


Рис. 5.8.5. Пример конструкции тихоходного вала коническо-цилиндрического зубчатого редуктора без разъема корпуса и вертикально расположенным быстроходным валом [1]

5.8. Тихоходные (выходные) валы редукторов (окончание)

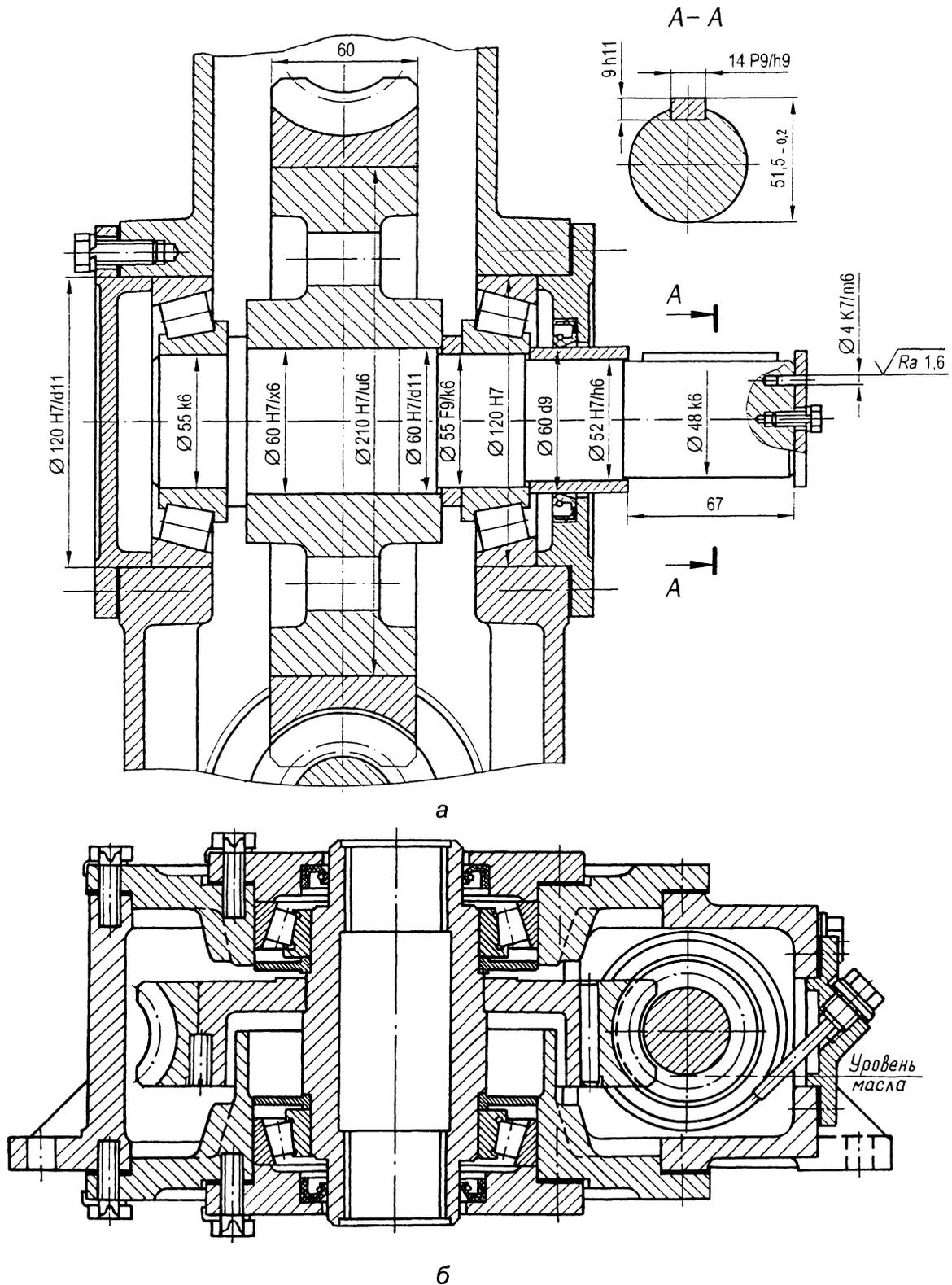


Рис. 5.8.6. Тихоходные валы одноступенчатых червячных редукторов:
 а – пример конструкции тихоходного вала с выходным цилиндрическим концом [1];
 б – вертикальный полый тихоходный вал с приваренным центром червячного колеса

5.9. Плавающие валы раздвоенных (шевронных) зубчатых передач

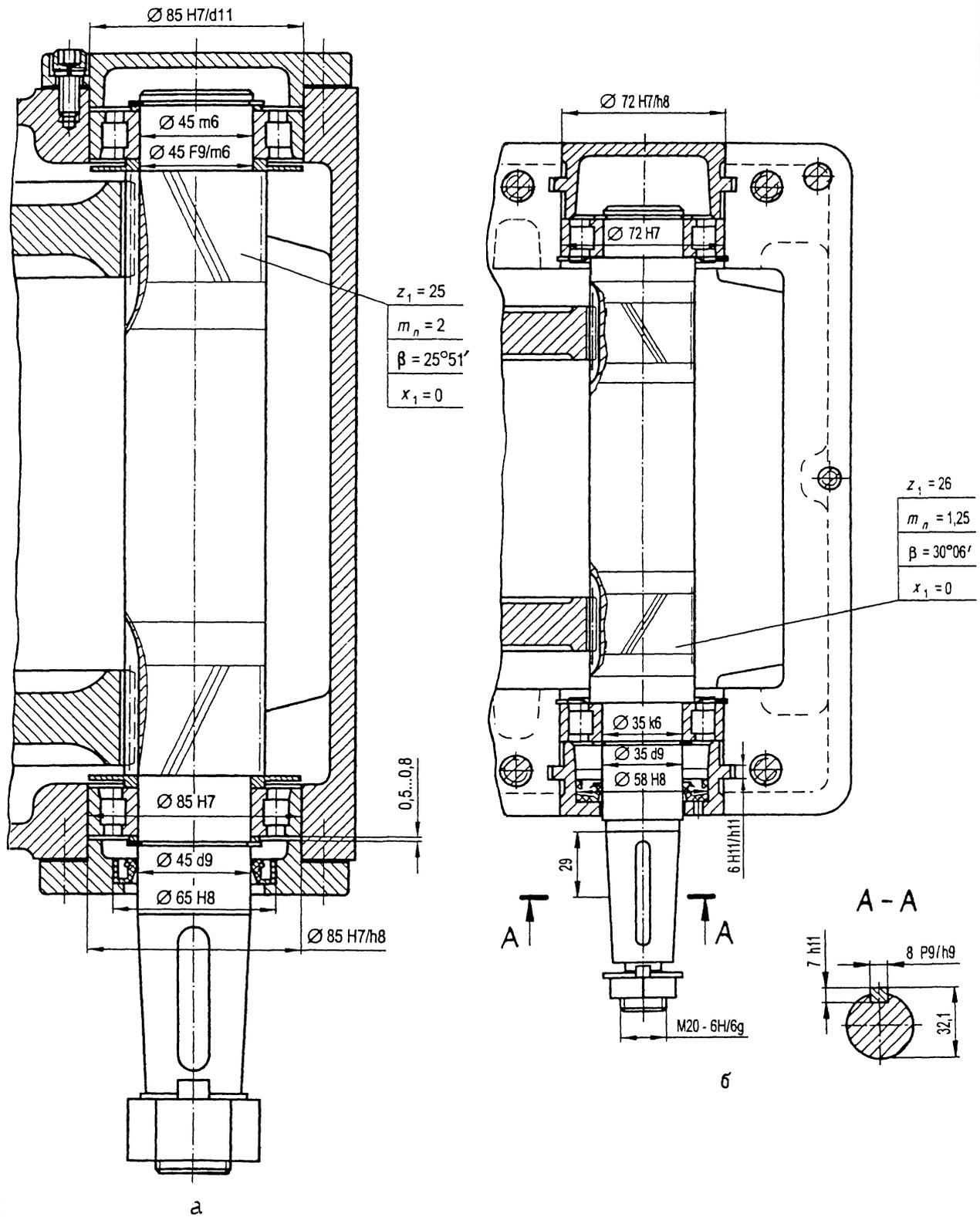


Рис. 5.9.1. Примеры конструкций быстроходных (входных) плавающих валов раздвоенных (шевронных) зубчатых передач [1, 3]

5.9. Плавающие валы раздвоенных (шевронных) зубчатых передач (окончание)

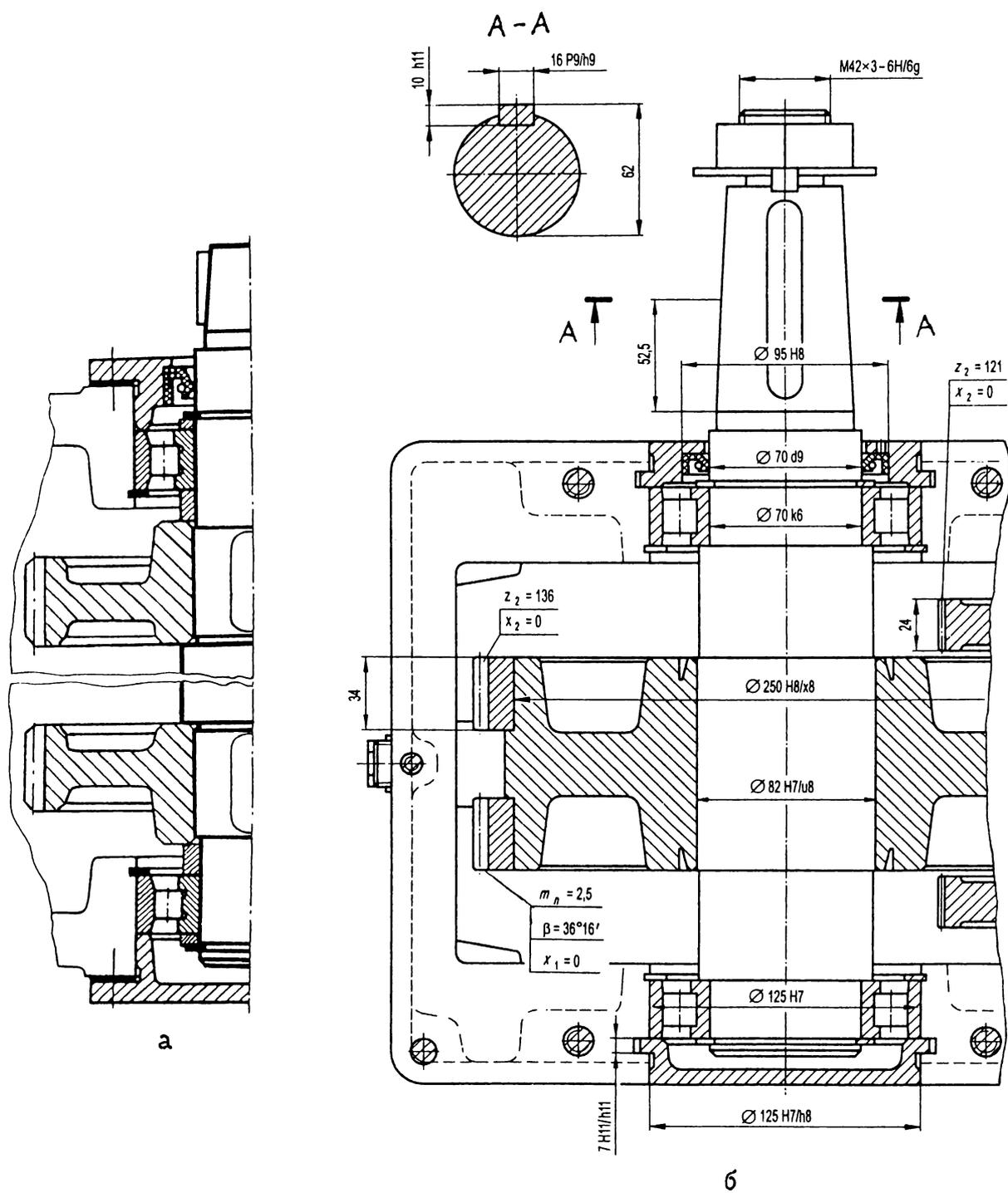


Рис. 5.9.2. Примеры конструкций тихоходных (выходных) плавающих валов раздвоенных (шевронных) зубчатых передач [1,3]

5.11. Приводные валы с барабанами

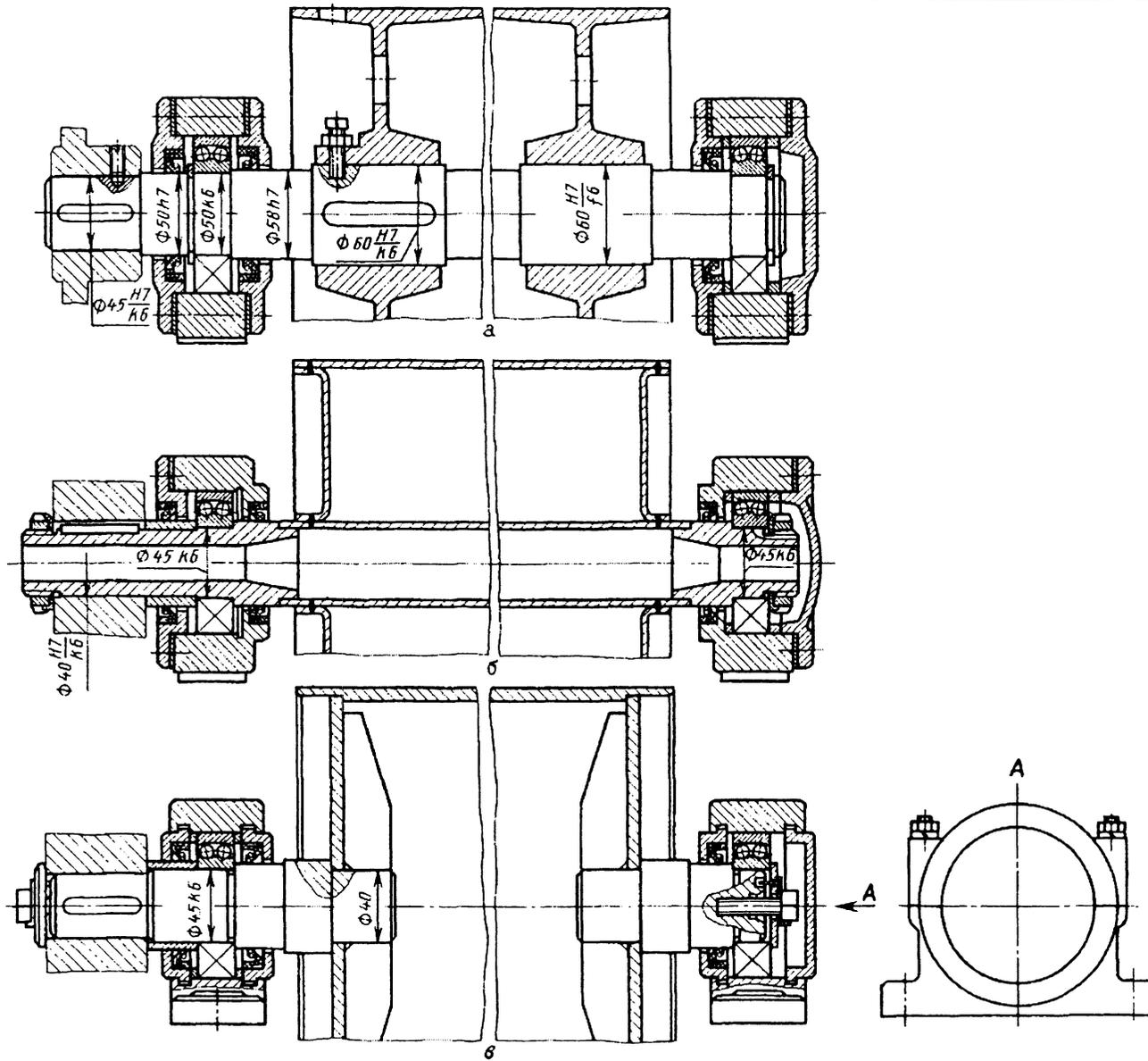


Рис. 5.11. Конструкции приводных валов с барабанами [4]

5.12. Конструкции установки барабана механизма подъема груза

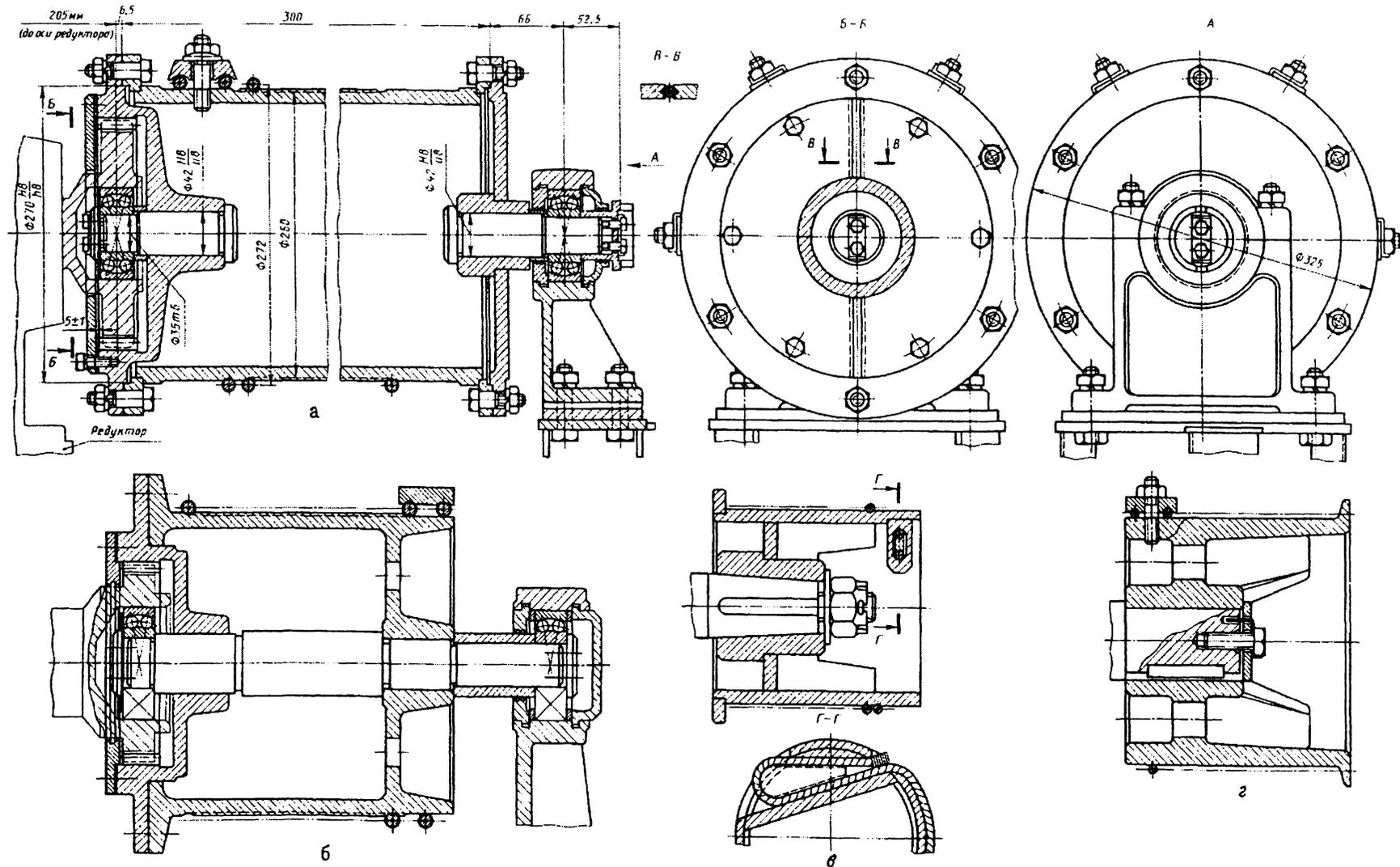


Рис. 5.12.1. Примеры конструкций установки барабана механизма подъема груза [4]:
а – на полуосях; б – на оси; в, г – на выходном конце тихоходного вала редуктора

6. КОНСТРУИРОВАНИЕ ЗУБЧАТЫХ И ЧЕРВЯЧНЫХ КОЛЕС

6.1. Цилиндрические зубчатые колеса

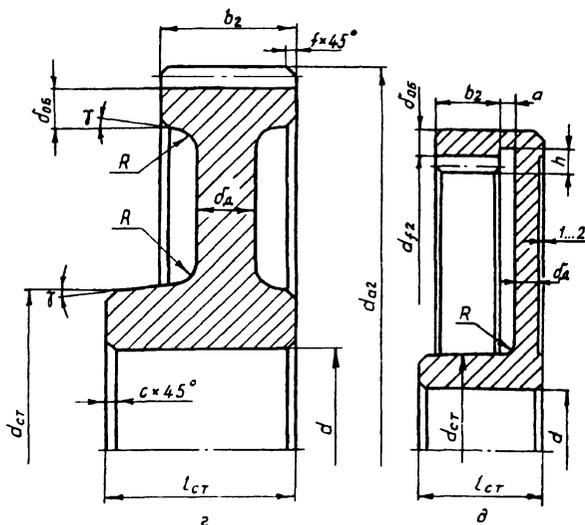
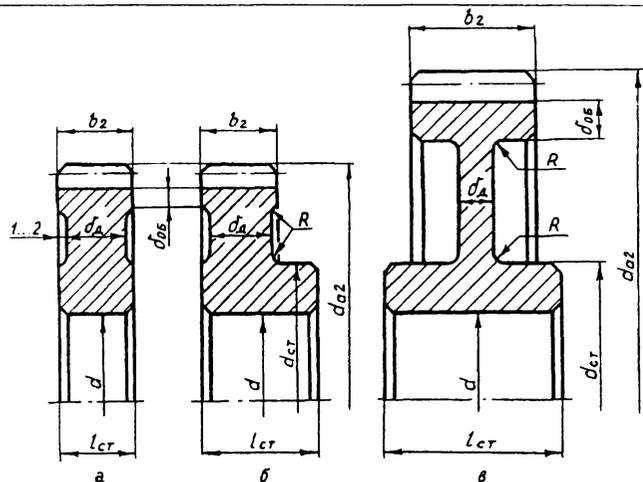


Таблица 6.1.1. Расчет параметров цилиндрических зубчатых колес

Наименование параметра	Обозначение	Формула расчета при способе получения заготовок		
		Круглый прокат (рис. 6.1.1, а)	Свободная ковка (рис. 6.1.1, б, в)	Штамповка (рис. 6.1.1, з, д)
Диаметр окружности вершин зубьев	d_{a2}	$d_{a2} < 100$ мм	б $d_{a2} = 100 \dots 250$ мм в $d_{a2} = 250 \dots 500$ мм	$d_{a2} = 100 \dots 500$ мм
Толщина обода	$\delta_{об}$	$\delta_{об} = (2 \dots 4)m_n \geq 10$ мм		
Диаметр отверстия в ступице	d	Равен диаметру вала		
Диаметр наружный ступицы	d_{CT}	$d_{CT} = 1,55d$ – сталь; $d_{CT} = 1,6d$ – чугун		
Длина ступицы	l_{CT}	$l_{CT} = b_2$	$l_{CT} \approx 1,2d$	
Толщина диска	δ_d	$\delta_d = b_2 - (2 \dots 4)$ мм	$\delta_d = b_2 - (2 \dots 4)$ мм – рис. 6.1.1, б $\delta_d = (0,3 \dots 0,4)b_2 \geq 10$ мм – рис. 6.1.1, в, з $\delta_d = (0,3 \dots 0,35)b_2$ мм – рис. 6.1.1, д	
Радиусы закруглений	R	$R \geq 1$ мм	$R \geq 1$ мм	$R \geq 6$ мм
Уклон	γ	–	–	$\gamma \geq 7^\circ$

Примечания: 1. Ширина венца b_2 – из расчета передачи. 2. На торцах зубьев выполняют фаски $f = (0,5 \dots 0,6)m_n$ и округляют до ближайшего стандартного значения, выбираемого из ряда: 1; 1,2; 1,6; 2; 2,5; 3; 4; 5. 3. Для зубчатого колеса внутреннего зацепления (рис. 6.1.1, д) размеры канавки для выхода долбяка: $h = 2,5m$; $a = 5$ мм при $m = 1,5 \dots 2,25$ мм; $a = 6$ мм при $m = 2,5 \dots 3,5$ мм; $a = 7$ мм при $m = 4 \dots 5$ мм; $a = 8$ мм при $m = 6 \dots 7$ мм; $a = 9$ мм при $m = 8$ мм

Рис. 6.1.1. Формы насадных цилиндрических зубчатых колес:
а...в – при единичном и мелкосерийном производстве;
з, д – при среднесерийном, крупносерийном и массовом производстве

6.3. Червячные колеса

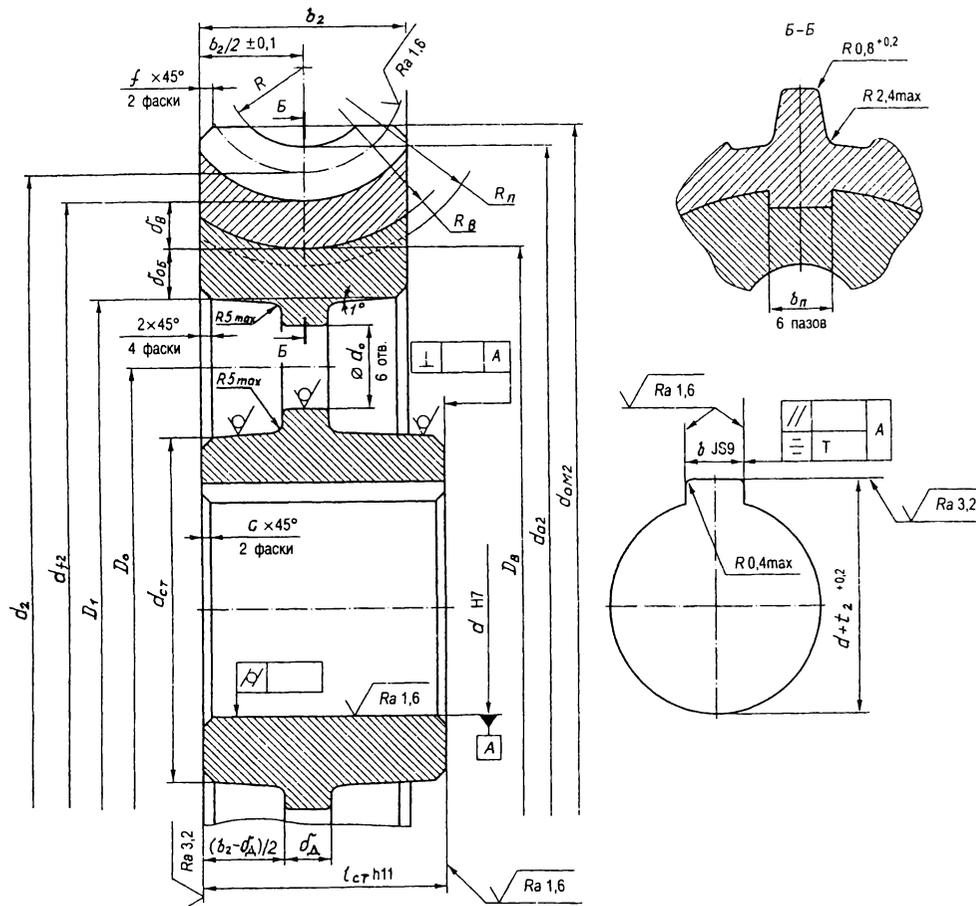


Рис. 6.3.1. Червячное колесо с наплавленным на центр венцом [3]

Таблица 6.3.1. Расчет параметров червячных колес

Наименование параметра	Обозначение	Формула расчета
Толщина венца	δ_B	$\delta_B \approx 2m + 0,05b_2$
Толщина обода	$\delta_{об}$	$\delta_{об} \approx 1,25\delta_B$
Толщина диска	δ_D	$\delta_D \approx (1,2...1,3)\delta_{об}$
Радиус венца	R_B	$R_B = R + h_2 + \delta_B$
Ширина паза	b_n	$b_n = (0,3...0,5)b_2$
Радиус паза	R_n	$R_n = R_B + (0,3...0,4)b_n$
Диаметр внутренней поверхности венца в среднем сечении	D_B	$D_B = D_{f2} - 2\delta_B$
Диаметр внутренней поверхности обода	D_I	$D_I = D_B - 2\delta_{об}$
Диаметра отверстия в ступице	d	Равен диаметру вала
Диаметр наружный ступицы	d_{CT}	$d_{CT} = 1,55d$ – сталь; $d_{CT} = 1,6d$ – чугун
Длина ступицы	l_{CT}	$l_{CT} \approx 1,2d$
Диаметр отверстий в диске	d_o	Принимается конструктивно
Размер фаски на торце венца	f	$f \approx 0,5m$ (с округлением до стандартного значения)

Примечания: 1. Размеры d_2 , d_{a2} , d_{am2} , d_{f2} и b_2 – из расчета передачи. 2. b , t_2 – ширина и глубина шпоночного паза. 3. h_2 – высота зуба червячного колеса в среднем сечении. 4. $R = a_w - (d_{a2} / 2)$. 5. $D_o = (d_{CT} + D_I) / 2$.

6.3. Червячные колеса (продолжение)

66

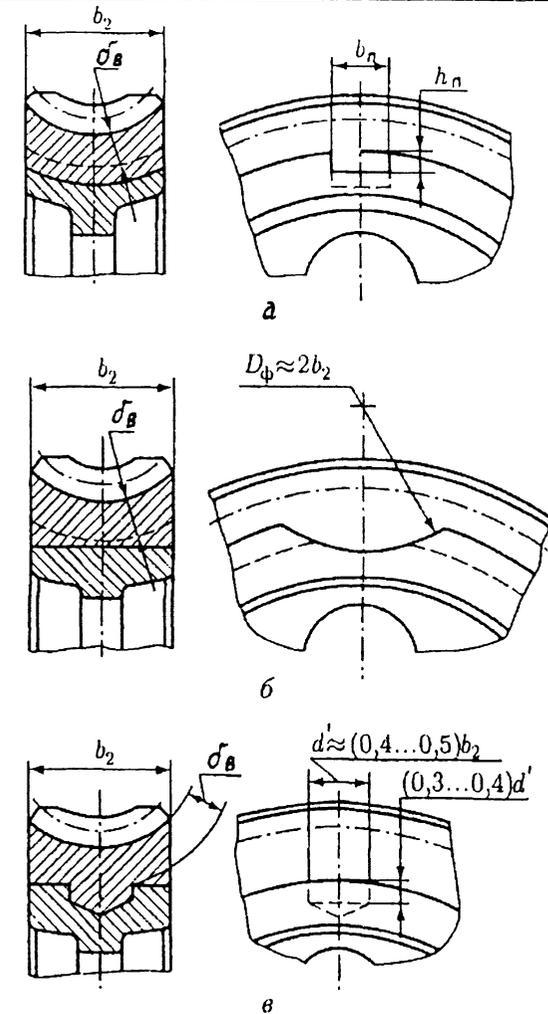
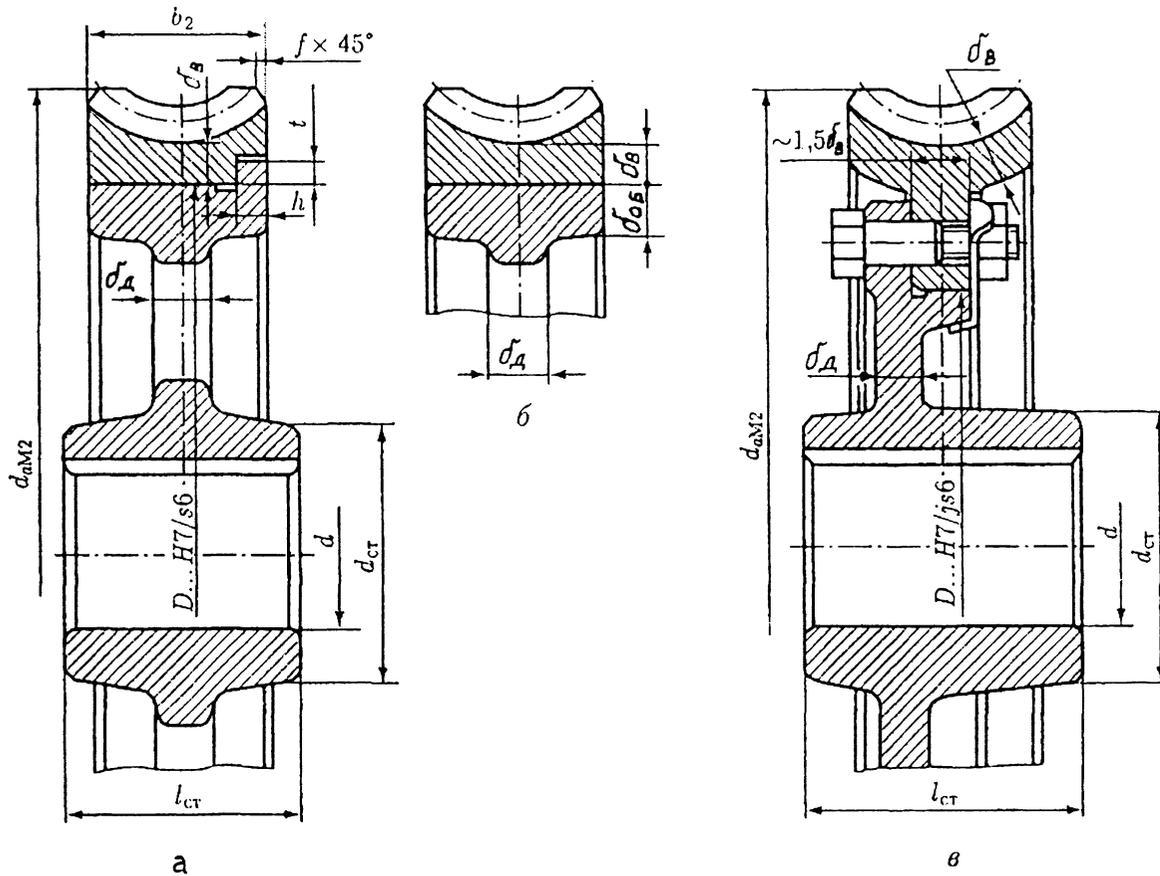


Рис. 6.3.2. Конструкции червячных колес при единичном и мелкосерийном производстве [3]: а, б – соединение венца с центром посадкой с натягом (с буртиком или без буртика) при $d_{aM2} < 300$ мм; в – соединение венца с центром с помощью болтов, поставленных без зазора, при $d_{aM2} \geq 300$ мм; $h \approx 0,15b_2$; $t \approx 0,8h$ (остальные размеры см. табл. 6.3.1)

Рис. 6.3.3. Конструкции червячных колес с наплавленным венцом при серийном производстве (центры колес получены обработкой резанием) [3]: $b_n \approx (0,3...0,5)b_2$; $h_n \approx (0,3...0,4)b_n$; остальные размеры см. табл. 6.3.1.

6.3. Червячные колеса (продолжение)

100

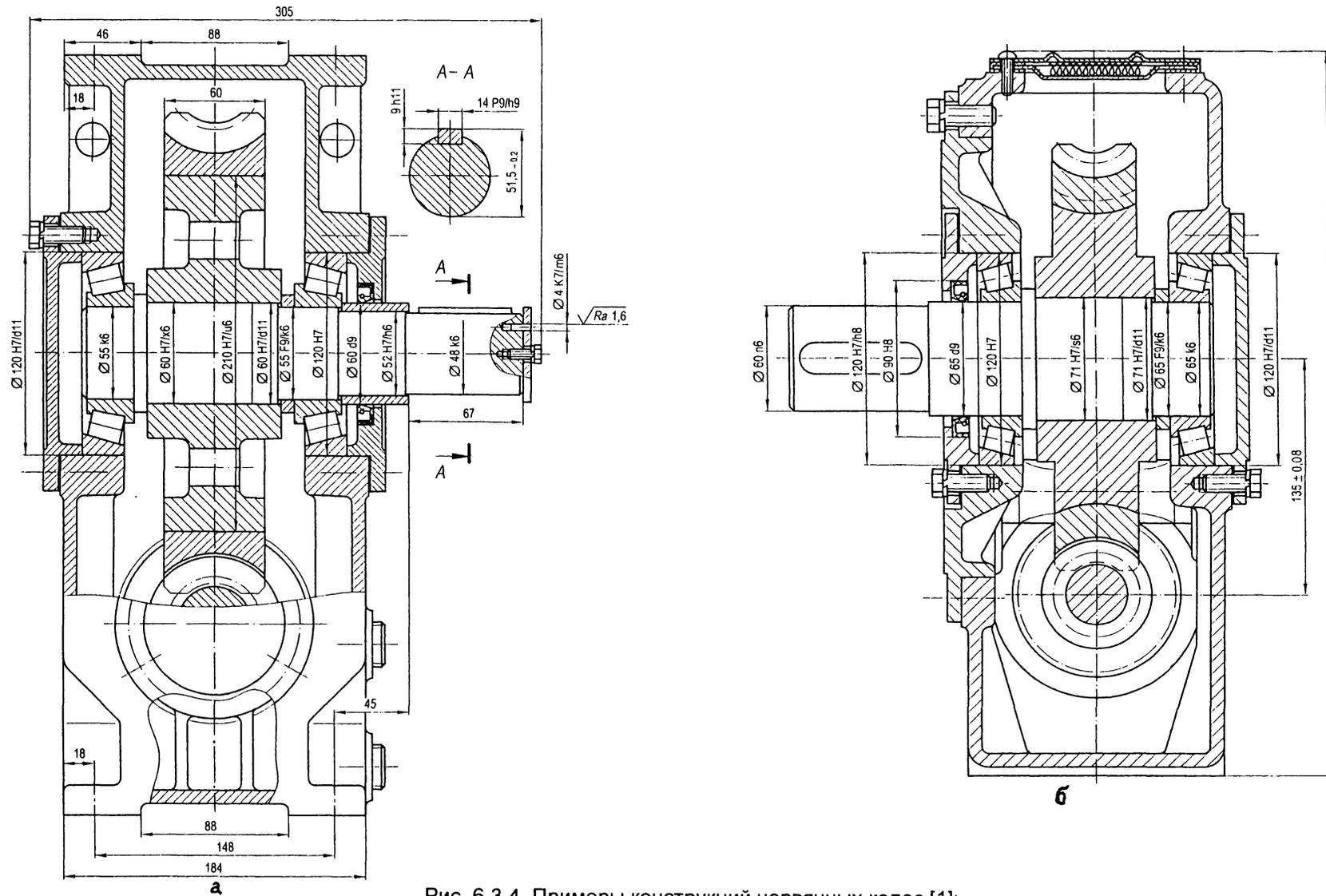


Рис. 6.3.4. Примеры конструкций червячных колес [1]:
 а – венец колеса соединен с центром посадкой с натягом; б – венец колеса наплавлен на центр

6.3. Червячные колеса (окончание)

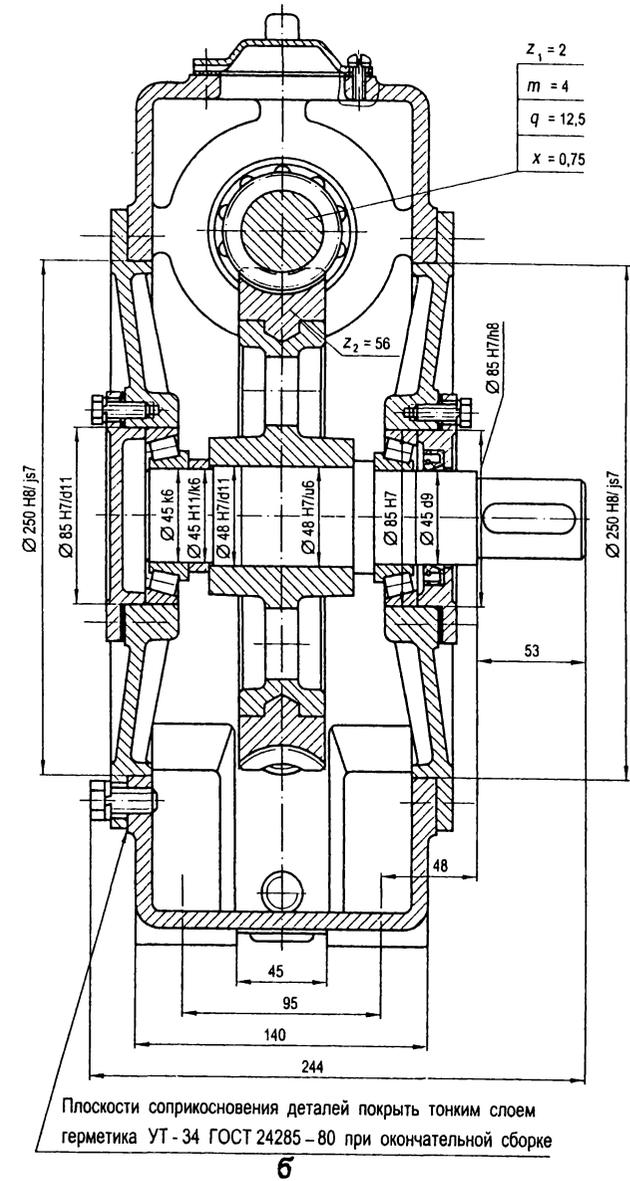
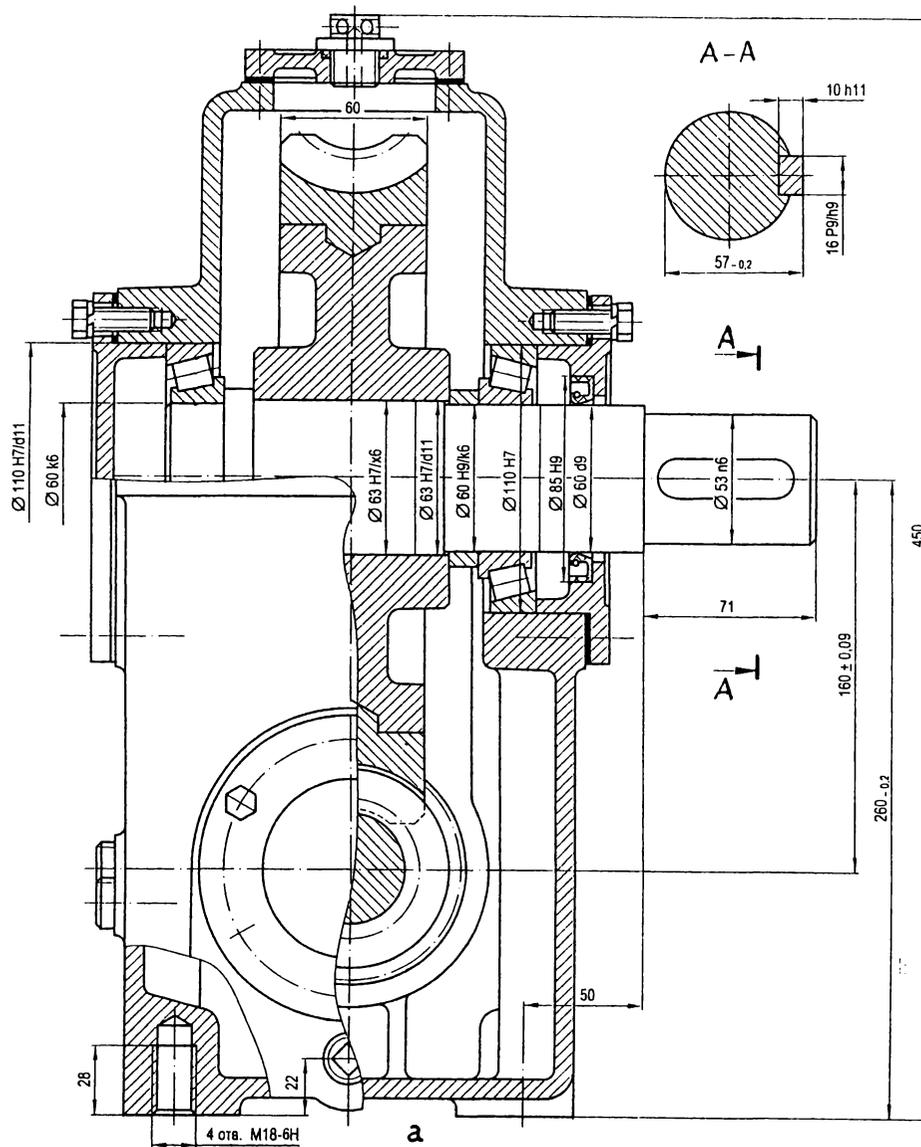
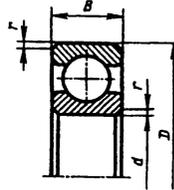


Рис. 6.3.5. Примеры конструкций червячных колес с наплавленными на центр венцами [1]

7. ПОДШИПНИКИ КАЧЕНИЯ

7.1. Подшипники шариковые радиальные и радиально-упорные однорядные

Таблица 7.1.1. Подшипники шариковые радиальные однорядные (ГОСТ 8338-75)

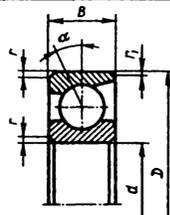


Условное обозначение подшипника	Размеры, мм				Грузоподъемность, кН	
	d	D	B	r	Динамическая C _r	Статическая C _{0r}
Серия диаметров 2, серия ширин 0						
204	20	47	14	1,5	12,7	6,55
205	25	52	15	1,5	14,0	7,8
206	30	62	16	1,5	19,5	11,2
207	35	72	17	2	25,5	15,3
208	40	80	18	2	32,0	19,0
209	45	85	19	2	33,2	21,6
210	50	90	20	2	35,1	23,5
211	55	100	21	2,5	43,6	29,0
212	60	110	22	2,5	52,0	32,5
213	65	120	23	2,5	56,0	40,5
214	70	125	24	2,5	61,8	45,0
215	75	130	25	2,5	66,3	49,0
216	80	140	26	3	70,2	55,0
217	85	150	28	3	83,2	64,0
218	90	160	30	3	95,6	73,5
219	95	170	32	3,5	108,0	81,5
220	100	180	34	3,5	124,0	90,0

Продолжение таблицы 7.1.1

Серия диаметров 3, серия ширин 0						
304	20	52	15	2	15,9	7,8
305	25	62	17	2	22,5	11,6
306	30	72	19	2	28,1	16,0
307	35	80	21	2,5	33,2	19,0
308	40	90	23	2,5	41,0	24,0
309	45	100	25	2,5	52,7	31,5
310	50	100	27	3	61,8	38,0
311	55	120	29	3	71,5	45,0
312	60	130	31	3,5	81,9	52,0
313	65	140	33	3,5	92,3	60,0
314	70	150	35	3,5	104,0	68,0
315	75	160	37	3,5	114,0	76,5
316	80	170	39	3,5	124,0	86,5
317	85	180	41	4	133,0	95
318	90	190	43	4	143,0	105
319	95	200	45	4	153,0	116
320	100	215	47	4	174,0	138

Таблица 7.1.2. Подшипники шариковые радиально-упорные однорядные
(ГОСТ 831-75)



Условное обозначение подшипника		Размеры, мм					Грузоподъемность, кН			
		d	D	B	r	r ₁	динамическая C _r		статическая C _{0r}	
α=12°	α=26°						36000	46000	36000	46000
36204	46204	20	47	14	1,5	0,5	15,7	14,8	8,31	7,64
36205	46205	25	52	15	1,5	0,5	16,7	15,7	9,10	8,34
36206	46206	30	62	16	1,5	0,5	22,0	21,9	12,0	12,0
36207	46207	35	72	17	2	1	30,8	29,0	17,8	16,4
36208	46208	40	80	18	2	1	38,9	36,8	23,2	21,3
36209	46209	45	85	19	2	1	41,2	38,7	25,1	23,1
36210	46210	50	90	20	2	1	43,2	40,6	27,0	24,9
36211	46211	55	100	21	2,5	1,2	58,4	50,3	34,2	31,5
36212	46212	60	110	22	2,5	1,2	61,5	60,8	39,3	38,8
36213	46213	65	120	23	2,5	1,2	-	69,4	-	45,9
36214	-	70	125	24	2,5	1,2	80,2	-	54,8	-
36215	46215	75	130	25	2,5	1,2	-	78,4	-	53,8
36216	46216	80	140	26	3	1,5	93,6	87,9	65,0	60,0
36217	46217	85	150	28	3	1,5	101,0	94,4	70,8	65,1
36218	46218	90	160	30	3	1,5	118,0	111,0	83,0	76,2
36219	-	95	170	32	3,5	2	134,0	-	95,0	-
-	46220	100	180	34	3,5	2	-	148,0	-	107,0

7.2. Подшипники шариковые радиальные однорядные с канавкой на наружном кольце, защитными шайбами и уплотнением [1]

Таблица 7.2.1. Подшипники шариковые радиальные однорядные с канавкой на наружном кольце под упорное пружинное кольцо (ГОСТ 2893–82)

d, мм	Обозначение подшипника	
	50000	150000
15	50202	150202
17	50203, 50303	—
20	50104, 50204, 50304	150204, 150304*
25	50105*, 50205	—
30	50106*, 50206, 50306, 50406	150106*, 150206
35	50107*, 50207, 50307, 50407	150307
40	50108*, 50208, 50308, 50408	150208, 150308
45	50209, 50309, 50409	150309, 150409
55	50110, 50210, 50310, 50410	150106*
50	50211, 50311, 50411	—
60	50212, 50312, 50412	150212, 150312
65	50213, 50313, 50413	150213
70	50314	—
75	50115, 50215, 50315, 50315	—
80	50216, 50316, 50316	—
85	50217	150217

Примечания. Размеры и характеристики подшипников приведены в табл. 7.1.1, при этом, например, характеристики подшипников исполнений 50217 и 150217 соответствуют характеристикам подшипника исполнения 217.2. Подшипники исполнения 150000 отличаются от подшипников исполнения 50000 наличием с одной стороны защитной шайбы.

Таблица 7.2.2. Размеры канавок под упорное кольцо для подшипников исполнений 50000 и 15000, мм

D	D _i	r	r ₁	a	b
35	33,2	1,0	0,5	2,05	1,3
40	38,1	1,0	0,5	2,05	1,3
47	44,6	1,5	0,5	2,45	1,3
52	49,7	2,0	2,0	2,45	1,3
55	52,6	1,5	1,5	2,08	1,3
62	59,6	2,0	2,0	3,25	1,9
68	64,8	1,5	1,5	2,49	1,9
72	68,8	2,0	2,0	3,25	1,9
80	76,8	2,5	2,5	3,25	1,9
85	81,1	2,0	0,8	3,25	1,9
90	86,8	2,5	0,8	3,25	2,7
100	96,8	2,5	0,8	3,25	2,7
115	111,8	2,0	0,8	2,87	2,7
120	115,2	2,5	0,8	4,05	3,1
130	125,2	3,5	0,8	4,05	3,1
140	135,2	3,5	0,8	4,90	3,1
150	145,2	3,5	0,8	4,90	3,1

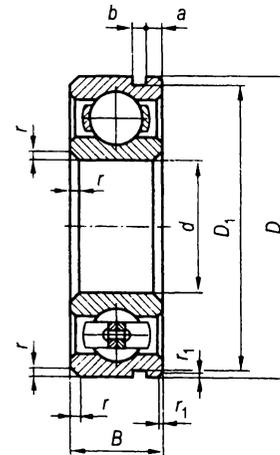


Рис. 7.2.1. Подшипник шариковый радиальный однорядный с канавкой на наружном кольце

Таблица 7.2.3. Подшипники шариковые радиальные однорядные с одной (исполнение 60000) и двумя (исполнение 80000) защитными шайбами (ГОСТ 7242–81)

d, мм	Обозначение подшипника	
	60000	80000
15	60202, 60302	80102, 80202*
17	60203, 60303	80103, 80203, 80303*
20	60104, 60204, 60304	80104, 80204, 80304
25	60105, 60205	80105, 80205
30	60106, 60206, 60306	80106, 80206, 80306*
35	60107*, 60207, 60307	80107, 80207, 80307*
40	60108, 60208, 60308	80108, 80208, 80308
45	60109, 60209, 60309	80109, 80209, 80309
50	60110, 60210, 60310	80110*, 80210, 80310
55	60111*, 60211, 60311	80111*, 80211, 80311*
60	60112*, 60212, 60312	80112, 80212, 80312
65	60113, 60313	80213, 80313*
70	60114*, 60214, 60314	80114, 80214, 80314
75	60115*, 60215	80115*, 80215, 80315
80	60116, 60216	80116, 80316
85	–	80217, 80317
90	60118*	80118*, 80218
95	60319	80319

Примечание. Размеры и характеристики подшипников приведены в табл. 7.1.1, при этом, например, характеристики подшипников исполнений 60211 и 80211 соответствуют характеристикам подшипника исполнения 211.

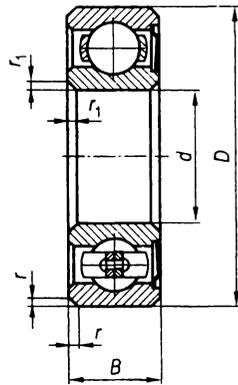


Рисунок 7.2.2. Подшипник шариковый радиальный однорядный с одной защитной шайбой

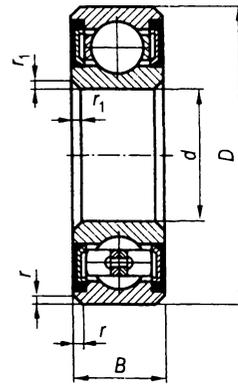


Рис. 7.2.3. Подшипник шариковый радиальный однорядный с двусторонним уплотнением

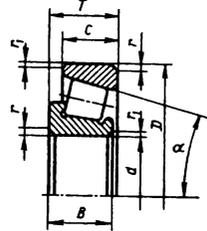
Таблица 7.2.4. Подшипники шариковые радиальные однорядные с односторонним (исполнение 160000) и двусторонним (исполнение 180000) уплотнением (ГОСТ 8882–75)

d, мм	Обозначение подшипника	
	160000	180000
15	160202	180202*, 180302
17	160203, 160303	180203, 18303
20	160204*, 160304*	180204, 180304*
25	160105, 160205	180105, 180205
30	160106*, 160206, 160306	180106*, 180206, 180306
35	160207, 160307	180207, 180307
40	160208	180208, 18308
45	160109, 160209*	180109, 180209, 180309
50	160310	180210, 180310
55	–	180211*
60	160112, 160212, 160312	180112, 180212, 180312
65	–	180213
70	–	180114*, 180314

Примечание. Размеры и характеристики подшипников приведены в табл. 7.1.1, при этом, например, характеристики подшипников 160310 и 180310 соответствуют характеристикам подшипника 310 при работе с пластичным смазочным материалом.

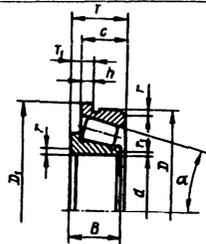
7.3. Подшипники роликовые радиально-упорные конические однорядные

Таблица 7.3.1. Подшипники роликовые радиально-упорные конические однорядные, $\alpha = 12...16^\circ$ (ГОСТ 27365-87) [1]



Условное обозначение подшипника	Размеры, мм							Грузоподъемность, кН		Параметр осевого нагружения e
	d	D	T	B	c	r	r ₁	Динамическая C _r	Статическая C _{0r}	
Серия диаметров 2, серия ширин 0										
7204A	20	47	15,25	14	12	1,5	0,5	27,5	28,0	0,35
7205A	25	52	16,25	15	13	1,5	0,5	30,8	33,5	0,37
7206A	30	62	17,25	16	14	1,5	0,5	40,2	44,0	0,37
7207A	35	72	18,25	17	15	2,0	0,8	51,2	56,0	0,37
7208A	40	80	19,75	20	16	2,0	0,8	61,6	68,0	0,37
7209	45	85	20,75	19	16	2,0	0,8	50,0	58,0	0,41
7210A	50	90	21,75	21	17	2,0	0,8	76,5	91,5	0,43
7211	55	100	22,75	21	18	2,5	0,8	65,0	80,9	0,41
7212A	60	110	23,75	23	19	2,5	0,8	99,0	114	0,40
7214A	70	125	26,25	26	21	2,5	0,8	125	156	0,43
7215	75	130	27,25	26	22	2,5	0,8	107	147,7	0,39
7216A	80	140	28,25	26	22	3,0	1,0	151	183	0,43
7217A	85	150	30,25	28	24	3,0	1,0	176	220	0,43
7218A	90	160	32,50	31	26	3,0	1,0	194	245	0,43
7219A	95	170	34,50	32	27	3,5	1,2	193,2	230,3	0,41
7220	100	180	37	34	29	3,5	1,2	185	256,7	0,40
Серия диаметров 3, серия ширин 0										
7304A	20	52	16,25	16	13	2,0	0,8	34,1	32,5	0,3
7305A	25	62	18,25	17	15	2,0	0,8	44,6	43	0,3
7306	30	72	20,75	19	17	2,0	0,8	43	49	0,34
7307A	35	80	22,75	21	18	2,5	0,8	72,1	73,5	0,31
7308A	40	90	25,25	23	20	2,5	0,8	91,4	102	0,35
7309	45	100	27,25	26	22	2,5	0,8	83	99,7	0,28
7310A	50	110	29,25	29	23	3,0	1,0	125	140	0,35
7311A	55	120	31,50	29	25	3,0	1,0	142	163	0,3
7312	60	130	33,50	31	27	3,5	1,2	128	160,4	0,3
7313A	65	140	36	33	28	3,5	1,2	194	228	0,3
7314A	70	150	38	37	30	3,5	1,2	220	260	0,35
7315A	75	160	40	37	31	3,5	1,2	246	290	0,35
7317	85	180	44,50	41	35	4,0	1,5	230	324,1	0,31
7318A	90	190	46,50	43	36	4,0	1,5	330	400	0,35
7320	100	215	51,5	47	39	4,0	1,5	290	448,7	0,318

Таблица 7.3.2. Подшипники роликовые радиально-упорные конические однорядные с упорным бортом на наружном кольце. Размеры борта, мм (из ГОСТ 27365–87)



D	D ₁	h для подшипников	
		7200A	7300A
47	51	3,0	3,0
52	57	3,5	3,5
62	67	3,5	4,0
72	77	4,0	4,0
80	85	4,0	4,5
85	90	4,0	-
90	95	4,0	4,5
100	106	4,5	5,0
110	116	4,5	5,0
120	127	4,5	5,5
125	132	5,0	-
130	137	5,0	5,5
140	147	5,0	6,0
150	158	5,0	7,0
160	168	6,0	7,0

Примечание. Остальные параметры подшипников см. табл. 7.3.1

7.4. Подшипники роликовые радиальные однорядные [1]

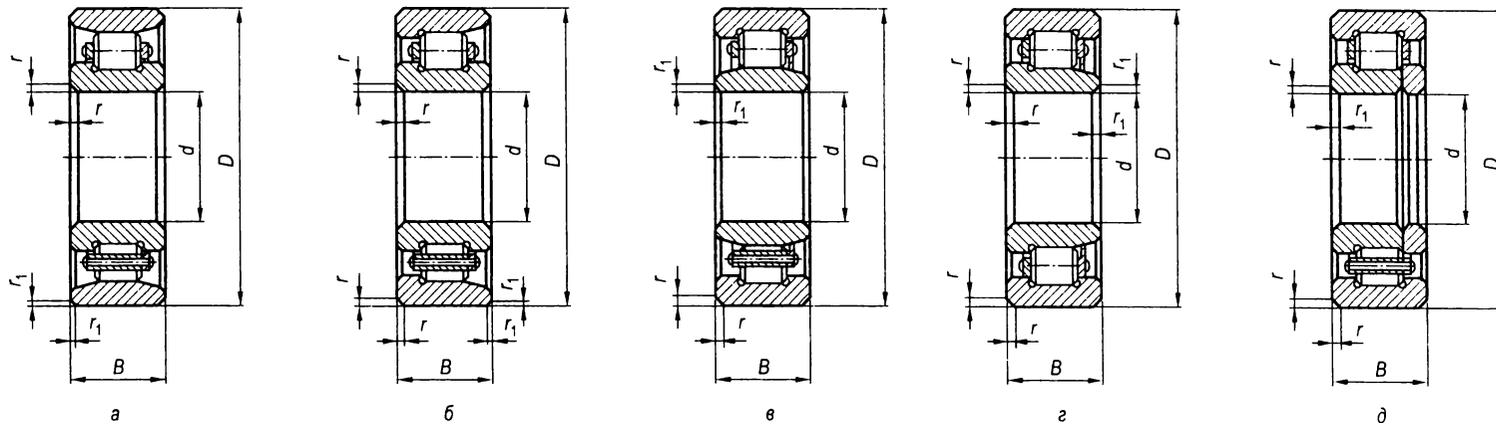


Рис. 7.4.1. Подшипники роликовые радиальные однорядные исполнений 2000 (а), 12000 (б), 32000 (в), 42000 (г) и 92000 (д)

Таблица 7.4.1. Подшипники радиальные с короткими цилиндрическими роликами однорядные (ГОСТ 8328–75)

с	D	B	r	r ₁	C _r	C _{or}	n · 10 ⁻³ , мин ⁻¹	Обозначение подшипника	d	D	B	r	r ₁	C _r	C _{or}	n · 10 ⁻³ , мин ⁻¹	Обозначение подшипника
Серия диаметров 1, серия ширин 0																	
20	42	12	1,0	0,5	8,8	9,0	16,0/20,0	2104	50	90	20	2,0	2,0	45,7	49,5	7,0/8,5	2210, 12210, 32210, 42210
30	55	13	1,5	0,8	17,9	15,0	12,0/15,0	32106	55	100	21	2,5	2,0	56,1	61,5	6,3/7,5	2211, 12211, 32211, 42211
35	62	14	1,5	0,8	21,6	23,0	10,0/13,0	2107, 32107*	60	110	22	2,5	2,5	64,4	77,5	5,6/6,7	2212, 12212, 32212, 42212
40	68	15	1,5	1,0	25,1	28,0	9,5/12,0	32108*	65	120	23	2,5	2,5	76,5	86,0	5,3/6,3	2213, 12213, 32213, 42213
45	75	16	1,5	1,0	31,4	33,5	9,0/11,0	32109	70	125	24	2,5	2,5	79,2	92,0	5,0/6,0	2214, 12214, 32214, 42214
50	80	16	1,5	1,0	30,8	33,5	8,5/10,0	2110, 32110	75	130	25	2,5	2,5	91,3	114	4,8/5,6	2215, 32215, 42215
55	90	18	2,0	1,5	34,7	45,0	7,5/9,0	2111, 32111	80	140	26	3,0	3,0	106	123	4,5/5,3	2216, 32216, 42216, 92216*
65	100	18	2,0	1,5	38,0	50,5	6,3/7,5	2113, 32113	85	150	28	3,0	3,0	119	141	4,3/5,0	2217, 42217, 92217
70	110	20	2,0	1,5	56,1	69,0	6,0/7,0	32114	90	160	30	3,5	3,5	142	190	3,8/4,5	2218, 12218, 32218, 42218, 92218
75	115	20	2,0	1,5	58,3	74,5	5,6/6,7	12115, 32115	Серия диаметров 3, серия ширин 0								
80	125	22	2,0	1,5	66,0	84,0	5,3/6,3	32116	25	62	17	2,0	2,0	40,2	36,5	9,5/12	42305A
85	130	22	2,0	1,5	68,2	89,0	5,0/6,0	32117*	30	72	19	2,0	2,0	36,9	32,5	8,5/10	2306, 32306, 42306
90	140	24	2,5	2,0	80,9	107,9	4,8/5,6	32118	35	80	21	2,5	2,0	44,6	44,0	8,0/9,5	2307, 12307, 32307*, 42307, 92307
95	145	24	2,5	2,0	84,2	112,0	4,5/5,0	32119	40	90	23	2,5	2,5	56,1	53,0	6,7/8,0	2308, 12308, 32308
Серия диаметров 2, серия ширин 0																	
20	47	14	1,5	1,0	14,7	13,0	15/18	2204, 12204, 32204, 42204	40	90	23	2,5	2,5	80,5	78,0	6,7/8,0	42308A
25	52	15	1,5	1,0	16,8	15,5	12/15	2205, 32205	45	100	25	2,5	2,5	72,1	68,0	6,3/7,5	2309, 12309, 32309, 42309, 92309
25	52	15	1,5	1,0	28,6	27,0	12/15	42205A	50	110	27	3,0	3,0	88,0	85,0	5,6/6,7	2310, 12310
30	62	16	1,5	1,0	22,4	21,5	10/13	2206, 32206, 42206, 92206	50	110	27	3,0	3,0	110	104,3	5,6/6,7	32310A, 42310A
35	72	17	2,0	1,0	31,9	31,5	9,0/11	2207, 12207, 32207, 42207, 92207	55	120	29	3,0	3,0	102	109,5	5,0/6,0	2311, 12311, 32311, 42311, 92311
40	80	18	2,0	2,0	41,8	43,0	8,5/10	2208, 12208, 32208, 42208, 92208*	60	130	31	3,5	3,5	123	125	4,8/5,6	2312, 12312, 42312, 92312
45	85	19	2,0	2,0	44,0	46,0	7,5/9,0	2209, 32209, 42209	65	140	33	3,5	3,5	138	139	4,5/5,3	2313, 32313, 42313, 92313
									70	150	35	3,5	3,5	151	167	4,0/4,8	2314, 32314, 42314, 92314
									75	160	37	3,5	3,5	183	182	4,5/5,3	2315, 12315, 32315, 42315, 92315

7.5. Установочные размеры и осевые зазоры в подшипниках [1]

Таблица 7.5.1. Минимальный боковой зазор a для подшипника, мм

d	a
12-50	2
55-120	3
125-240	4

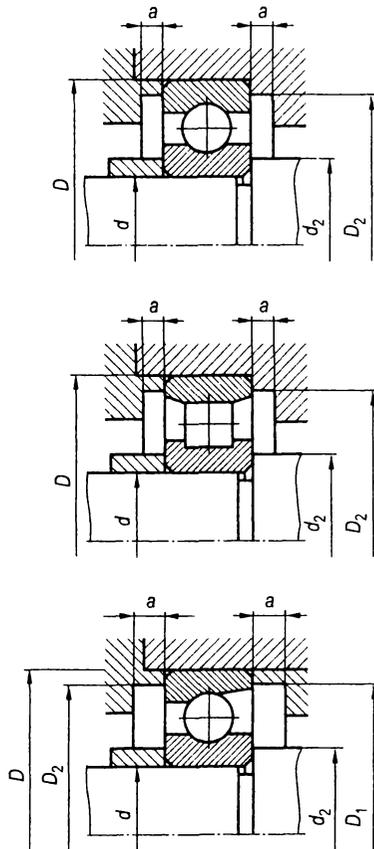


Рис. 7.5.1. Установочные размеры

Таблица 7.5.2. Размеры элементов вала (корпуса), мм

Координата фаски подшипника $r_{НОМ}$	Наибольшая галтель вала (корпуса) R_{max}	Высота заплечиков вала (корпуса) h_{min}^*
0,3-0,5	0,2	1,0
0,8	0,5	2,0
1,0	0,6	2,5
>1,0	$0,6 r_{НОМ}$	$1,8 r_{НОМ}$

* Для вала $h_{min} = 0,5(d_2 - d)$, для корпуса $h_{min} = 0,5(D - D_2)$; $h_{min} = 0,5(D - D_1)$

Таблица 7.5.3. Осевые зазоры для регулируемых радиально-упорных шариковых подшипников

d , мм	Осевой зазор*, мкм, при номинальном угле контакта α , равном		l_{max}^{**}
	10-16°	≥20°	
До 30	20 ... 40/30 ... 50	10 ... 20/-	8d
Св. 30 до 50	30 ... 50/40 ... 70	15 ... 30/-	7d
» 50 » 80	40 ... 70/50 ... 100	20 ... 40/-	6d
» 80 » 120	50 ... 100/60 ... 150	30 ... 50/-	5d

* В числителе для сдвоенных подшипников, в знаменателе для разнесенных подшипников.

** Наибольшее расстояние между разнесенными подшипниками.

Таблица 7.5.4. Осевые зазоры для регулируемых конических радиально-упорных роликовых подшипников

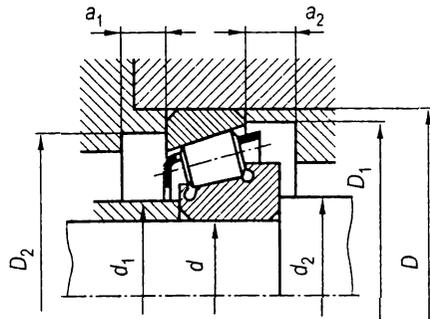
d , мм	Осевой зазор*, мкм, при номинальном угле конуса α , равном		l_{max}^{**}
	10-16°	≥20°	
До 30	20 ... 40/40 ... 70	-	14d
Св. 30 до 50	40 ... 70/50 ... 100	20 ... 40/-	12d
» 50 » 80	50 ... 100/80 ... 150	30 ... 50/-	11d
» 80 » 120	80 ... 150/120 ... 200	40 ... 70/-	10d

* В числителе для сдвоенных подшипников, в знаменателе для разнесенных подшипников.

** Наибольшее расстояние между разнесенными подшипниками.

7.5. Установочные размеры и осевые зазоры в подшипниках (окончание)

Таблица 7.5.5. Установочные размеры для роликового радиально-упорного конического однорядного подшипника по ГОСТ 27365–87



d	D	d ₂ , не менее	d ₂ , не более	d ₁ , не более	D ₂ , не менее	D ₂ , не более	D ₁ , не менее	a ₁ , не менее	a ₂ , не менее
Серия диаметров 2, серия ширин 0									
20	47	26	30	26	39	41	43,5	3	3
25	52	31	35	31	44	46	48,5	3	3
30	62	36	41	37	53	55	58,5	3	3
35	72	42	48	43	61	65	68,5	4	3
40	80	47	55	48	68	72	75,5	4	3,5
45	85	52	61	53	73	78	81,5	4	3,5
50	90	57	65	57	79	82	86,5	4	3,5
55	100	64	72	63	87	90	90,5	5	4,5
60	110	69	79	69	96	100	105,5	5	4,5
65	120	74	86	75	105	110	115	6	5
70	125	79	90	80	110	115	120	6	5
75	130	84	96	85	115	120	125	6	5
80	140	90	105	90	124	130	134	6	6
85	150	95	110	96	132	140	142,5	7	6,5
90	160	100	117	102	140	150	152,5	7	6,5
95	170	107	125	110	148	155	163	7	7,5
100	180	112	135	114	155	165	170	7	8
105	190	117	140	122	165	175	181	9	9
110	200	122	145	125	171	185	190	9	9
120	215	132	160	135	187	200	205	11	9,5

Окончание таблицы 7.5.5.

d	D	d ₂ , не менее	d ₂ , не более	d ₁ , не более	D ₂ , не менее	D ₂ , не более	D ₁ , не менее	a ₁ , не менее	a ₂ , не менее
Серия диаметров 3, серия ширин 0									
20	52	27	33	27	43	45	48,5	3	3
25	62	32	41	33	53	55	58,5	3	3
30	72	37	47	38	61	65	68	3	4,5
35	80	44	53	43	68	71	76	5	4,5
40	90	49	60	50	76	80	86	5	5
45	100	54	68	55	85	90	95	5	5
50	110	60	74	61	94	100	105	5	6
55	120	65	81	67	103	110	114	5	6,5
60	130	72	90	72	112	118	124	5	7,5
65	140	77	96	78	121	128	132	6	8
70	150	82	100	83	129	138	142	6	8
75	160	87	108	91	138	148	152	6	9
80	170	92	118	97	147	158	160	6	9,5
85	180	99	125	102	155	166	167	7	10,5
90	190	104	130	108	163	175	178	7	10,5
95	200	109	138	115	172	185	187	7	11,5
100	215	114	147	121	183	200	202	7	12,5
102	225	120	154	128	193	-	210	12	12,5
110	240	124	165	135	205	220	225	14	12,5
120	260	134	175	145	219	235	240	14	13,5

7.6. Расчет и выбор подшипников качения [1]

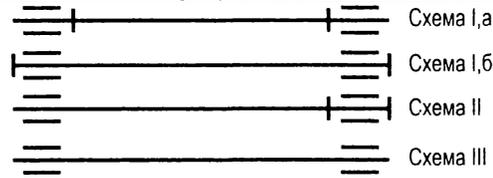


Рис. 7.6.1. Типовые схемы закрепления валов и осей

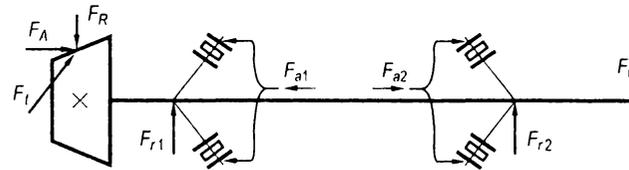


Рис. 7.6.2. Расчетная схема для определения осевых реакций опор

Таблица 7.6.1. Значение коэффициента минимальной осевой нагрузки e'

Типы подшипников	e'
Конический радиально-упорный	0,83e
Шариковый радиально-упорный:	
$\alpha = 12^\circ$	$0,57(F_r / C_{or})^{0,22}$
$\alpha = 15^\circ$	$0,58(F_r / C_{or})^{0,14}$
$\alpha > 18^\circ$	e

Примечание. Здесь α – номинальный угол контакта, e – параметр осевого нагружения, F_r – радиальная нагрузка, C_{or} – базовая статическая грузоподъемность подшипника.

Таблица 7.6.2. Рекомендуемый расчетный ресурс подшипников L_h

Машины и оборудование	$L_h \cdot 10^3, ч$
Бытовые приборы и редко работающее оборудование	0,3...3
Сельскохозяйственные машины, механизмы с ручным приводом, легкие конвейеры, автомобили	≥ 4
Червячные редукторы общего назначения	5...10
Конвейеры поточного производства, лифты	8...12
Волновые и глобоидные редукторы общего назначения	≥ 10
Стационарные электродвигатели, элеваторы	10...25
Цилиндрические, конические, коническо-цилиндрические и планетарные редукторы общего назначения	12,5...25
Машины для непрерывной односменной работы; станки, железнодорожный транспорт	20...30
Машины для круглосуточной работы (компрессоры, насосы, судовые приводы)	40...50
Энергетические установки, шахтные насосы, оборудование морских судов	≥ 100
Ветровые энергетические	30...100

Таблица 7.6.3. Значения e, x, y для радиальных и радиально-упорных шариковых подшипников

$\alpha, ^\circ$	e	Однорядные				Двухрядные			
		$F_a / (VF_r) \leq e$		$F_a / (VF_r) > e$		$F_a / (VF_r) \leq e$		$F_a / (VF_r) > e$	
		x	y	x	y	x	y	x	y
0	$0,28(f_0 F_r / C_{or})^{0,23}$	1	0	0,56	0,44/e	1,0	0	0,56	0,44/e
12	$0,41(f_0 F_r / C_{or})^{0,17}$	1	0	0,45	0,55/e	1,0	0,62/e	0,74	0,88/e
15	$0,46(f_0 F_r / C_{or})^{0,11}$	1	0	0,44	0,56/e	1,0	0,63/e	0,72	0,91/e
18	0,57	1	0	0,43	1,00	1,0	1,09	0,70	1,63
25	0,68	1	0	0,41	0,87	1,0	0,92	0,67	1,41
26	0,68	1	0	0,41	0,87	1,0	0,92	0,67	1,41
36	0,95	1	0	0,37	0,66	1,0	0,66	0,60	1,07
40	1,14	1	0	0,35	0,57	1,0	0,55	0,57	0,93

Примечания: 1. Для двухрядных подшипников здесь C_{or} – статическая грузоподъемность одного ряда (половина статической грузоподъемности двухрядного подшипника). 2. Коэффициент f_0 определяют по формулам $f_0 = 14,7 + 20f_a$ при $f_a \leq 0,09$; $f_0 = 18,7 - 23,3f_a$ при $f_a > 0,09$, где $f_a = 0,61[(D-d)/(D+d)] \cos \alpha$; D, d – соответственно наружный и внутренний диаметры подшипника.

Таблица 7.6.4. Значения x, y для радиально-упорных конических, радиальных шариковых и роликовых самоустанавливающихся подшипников

Тип подшипников	Однорядные				Двухрядные			
	$F_a / (VF_r) \leq e$		$F_a / (VF_r) > e$		$F_a / (VF_r) \leq e$		$F_a / (VF_r) > e$	
	x	y	x	y	x	y	x	y
Радиально-упорные конические роликовые	1	0	0,4	0,60/e	1	0,68/e	0,67	1,0/e
Шариковые самоустанавливающиеся	1	0	0,4	0,60/e	1	0,63/e	0,65	0,98/e
Роликовые самоустанавливающиеся	1	0	0,4	0,60/e	1	0,68/e	0,67	1,0/e

7.6. Расчет и выбор подшипников качения (окончание)

Таблица 7.6.5. Значения x , y для упорно-радиальных шариковых и упорно-радиальных сферических роликовых подшипников

Тип подшипников	Одинарные		Сдвоенные			
	$F_r / (VF_r) > e$		$F_r / (VF_r) \leq e$		$F_r / (VF_r) > e$	
	x	y	x	y	x	y
Шариковые с углом контакта $\alpha = 60^\circ$ и $e = 2,17$	0,92	1	1,9	0,55	0,92	1
Роликовые с углом контакта $\alpha = 50^\circ$ и $e = 1,79$	1,19	1	1,79	0,67	1,19	1

Примечание. При $F_r / (VF_r) \leq e$ одинарные подшипники не применяют.

Таблица 7.6.6. Значения коэффициента K_d

Характер нагрузки	Область применения	K_d
Спокойная	Маломощные кинематические редукторы и приводы. Ролики ленточных конвейеров. Механизмы ручных кранов и блоков. Тали, кошки, ручные лебедки. Приводы управления	1,0
Кратковременная перегрузка до 120%	Прецизионные зубчатые передачи. Металлорежущие станки (кроме строгальных, долбежных и шлифовальных). Гироскопы. Механизмы подъема кранов. Электротали и монорельсовые тележки. Лебедки с механическим приводом. Электродвигатели малой и средней мощности. Легкие вентиляторы и воздуходувки	1,1-1,2
То же до 150%	Зубчатые передачи. Редукторы всех типов. Буксы рельсового подвижного состава. Механизмы передвижения крановых тележек. Механизмы поворота кранов. Механизмы изменения вылета стрелы кранов. Шпиндели шлифовальных станков	1,3-1,5
То же до 180%	Центрифуги и сепараторы. Буксы и тяговые двигатели электровозов. Механизмы и ходовые колеса кранов и дорожных машин. Строгальные и долбежные станки. Мощные электрические машины	1,5-1,8
То же до 250%	Дробилки и копры. Кривошипно-шатунные механизмы. Валки и адьюстаж прокатных станов. Мощные вентиляторы	1,8-2,5
То же до 300%	Тяжелые ковочные машины. Лесопильные рамы. Холодильное оборудование. Валки и роликовые конвейеры крупносортовых станов, блюмингов и слябингов	2,5-3,0

Таблица 7.6.7. Значения температурного коэффициента k_T

$t, ^\circ\text{C}$	≤ 100	125	150	175	200	225	250
k_T	1	1,05	1,1	1,15	1,25	1,35	1,4

Таблица 7.6.8. Средние значения коэффициента a_{23}

Тип подшипников	Условия применения*		
	1	2	3
Шариковые (кроме сферических)	0,75	1,0	1,3
Роликовые конические	0,65	0,9	1,2
Роликовые цилиндрические и шариковые сферические	0,55	0,8	1,1
Роликовые сферические	0,35	0,6	0,9

* Здесь 1 – обычные условия (наличие гидродинамического режима смазки и отсутствие повышенных перекосов колец не гарантировано), для подшипников из стали марки ШХ15, полученной без очистки металла от неметаллических включений; 2 – гидродинамический режим смазки в контакте; 3 – то же для случая, когда тела качения и кольца изготовлены из стали электрошлакового или вакуумно-дугового переплава.

Таблица 7.6.9. Значения коэффициента эквивалентности K_E

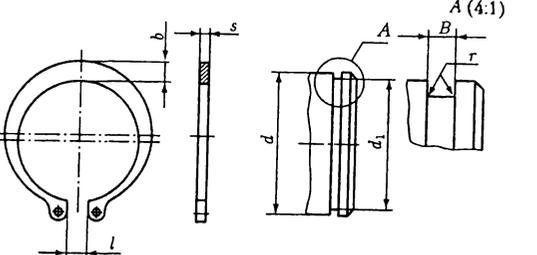
Типовой режим нагружения	Обозначение	K_E
Постоянный	0	1,00
Тяжелый	I	0,80
Средний равновероятный	II	0,63
Средний нормальный	III	0,56
Легкий	IV	0,50
Особо легкий	V	0,40

Таблица 7.6.10. Значения коэффициентов статической нагрузки x_0 и y_0

Типы подшипников	Однорядные		Двухрядные	
	x_0	y_0	x_0	y_0
Шариковые радиальные	0,6	0,5	0,6	0,5
Шариковые радиально-упорные	0,5	$0,55-0,33 \operatorname{tg} \alpha$	1,0	$1,1-0,70 \operatorname{tg} \alpha$
Конические радиально-упорные	0,5	$0,33/e$	1,0	$0,66/e$
Шариковые и роликовые сферические (самоустанавливающиеся)	-	-	1,0	$0,66/e$
Упорно-радиальные	$2,3 \operatorname{tg} \alpha$	1	-	-
Упорные	0	1	-	-

7.7. Кольца пружинные упорные и стальные уплотнительные шайбы

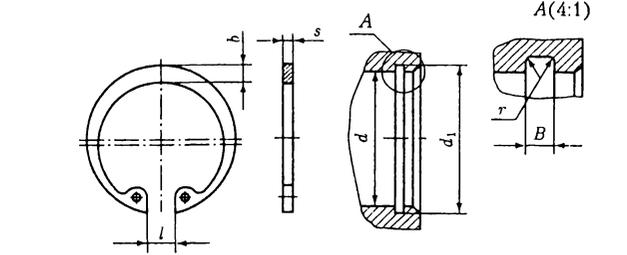
Таблица 7.7.1. Кольца пружинные упорные плоские наружные эксцентрисические (из ГОСТ 13942–86) и канавки для них, мм



Диаметр вала d	Канавка			Кольцо			
	d ₁	B	r наиб	Допускаемая осевая сила, кН	s	b	l
20	18,6	1,4	0,1	10	1,2	3,2	3
22	20,6	1,4	0,1	11	1,2	3,2	3
23	21,5	1,4	0,1	12	1,2	3,2	3
24	22,5	1,4	0,1	13	1,2	3,6	3
25	23,5	1,4	0,1	14	1,2	3,6	3
26	24,5	1,4	0,1	14	1,2	4,0	3
28	26,5	1,4	0,1	16	1,2	4,0	3
29	27,5	1,4	0,1	16	1,2	4,0	3
30	28,5	1,4	0,1	17	1,2	4,0	3
32	30,2	1,4	0,1	21	1,2	4,4	3
34	32,2	1,4	0,2	22	1,2	4,4	3
35	33,0	1,9	0,2	26	1,7	4,9	6
36	34,0	1,9	0,2	27	1,7	4,9	6
37	35,0	1,9	0,2	28	1,7	4,9	6
38	36,0	1,9	0,2	29	1,7	4,9	6
40	37,5	1,9	0,2	38	1,7	5,5	6
42	39,5	1,9	0,2	39	1,7	5,5	6
45	42,5	1,9	0,2	42	1,7	5,5	6
46	43,5	1,9	0,2	43	1,7	5,5	6
48	45,5	1,9	0,2	45	1,7	5,5	6
50	47,0	2,2	0,2	57	2,0	6,0	6
52	49,0	2,2	0,2	59	2,0	6,0	6
54	51,0	2,2	0,2	61	2,0	6,0	6
55	52,0	2,2	0,2	62	2,0	6,0	6
56	53,0	2,2	0,2	64	2,0	6,0	6
58	55,0	2,2	0,2	66	2,0	6,5	6
60	57,0	2,2	0,2	68	2,0	6,5	6
62	59,0	2,2	0,2	71	2,0	6,5	6
65	62,0	2,8	0,3	74	2,5	6,5	6
68	65,0	2,8	0,3	78	2,5	7,0	6
70	67,0	2,8	0,3	80	2,5	7,0	6
72	69,0	2,8	0,3	82	2,5	7,0	6
75	72,0	2,8	0,3	86	2,5	8,0	6

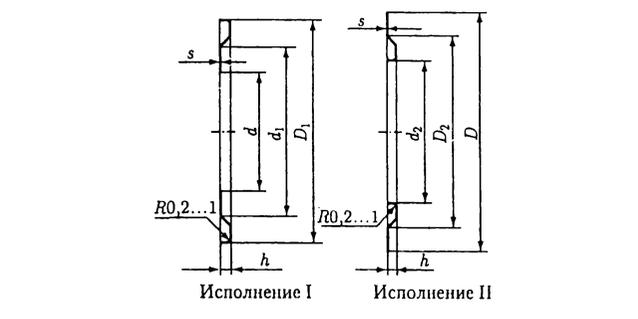
Обозначение кольца для вала $\varnothing d = 30$ мм :
Кольцо 30 ГОСТ 13942 - 86

Таблица 7.7.2. Кольца пружинные упорные плоские внутренние эксцентрисические (из ГОСТ 19343–86) и канавки для них, мм



Диаметр отверстия d	Канавка			Кольцо			
	d ₁	B	r наиб	Допускаемая осевая сила, кН	s	b	l
40	42,5	1,9	0,2	40,4	1,7	3,9	12
42	44,5	1,9	0,2	43	1,7	4,1	12
45	47,5	1,9	0,2	45,2	1,7	4,2	14
46	48,5	1,9	0,2	46	1,7	4,3	14
47	49,5	1,9	0,2	47,2	1,7	4,4	14
48	50,5	1,9	0,2	48,2	1,7	4,5	14
50	53,0	1,9	0,2	60,7	1,7	4,6	14
52	55,0	1,9	0,2	62,9	1,7	4,7	16
54	57,0	1,9	0,2	64,7	1,7	4,8	16
55	58,0	1,9	0,2	66,4	1,7	5,0	16
56	59,0	1,9	0,2	67,5	1,7	5,1	16
58	61,0	1,9	0,2	69,6	1,7	5,2	16
60	63,0	1,9	0,2	72,5	1,7	5,4	16
62	65,0	1,9	0,2	74,7	1,7	5,5	16
65	68,0	1,9	0,2	78,2	1,7	5,8	16
68	71,0	1,9	0,2	81,7	1,7	6,1	16
70	73,0	1,9	0,2	84,2	1,7	6,2	16
72	75,0	1,9	0,2	86,1	1,7	6,4	18
75	78,0	1,9	0,2	90	1,7	6,6	18
78	81,0	2,2	0,2	93,5	2,0	6,8	18
80	83,5	2,2	0,2	112	2,0	7,0	18
82	85,5	2,2	0,2	115	2,0	7,0	18
85	88,5	2,2	0,2	119	2,0	7,2	20
88	91,5	2,2	0,2	123	2,0	7,4	20
90	93,5	2,2	0,2	126	2,0	7,6	20
92	95,5	2,2	0,2	129	2,0	7,8	20
95	98,5	2,2	0,2	133	2,0	8,1	20
98	101,5	2,2	0,2	137	2,0	8,3	20
100	103,5	2,2	0,2	139	2,0	8,4	20

Таблица 7.7.3. Стальные уплотнительные шайбы



Диаметры подшипника		Общие размеры		Исполнение 1		Исполнение 2			
d	D	s	h	D1	d	d1	d2	D	D2
20	47	0,3	2	41,2	20	29	25,7	47	37
20	52	0,3	2	44,8	20	33	27,2	52	40
25	52	0,3	2,5	47	25	36	31,5	52	42
25	62	0,3	2,5	54,8	25	40	32,2	62	47
30	62	0,3	2,5	56,2	30	44	36,3	62	47
30	72	0,3	2,5	64,8	30	48	37,2	72	56
35	72	0,3	2,5	64,8	35	48	43	72	56
35	80	0,3	2,5	70,7	35	54	45	80	65
40	80	0,3	3	72,7	40	57	48	80	62
40	90	0,3	3	80,5	40	60	51	90	70
45	85	0,3	3	77,8	45	61	53	85	68
45	100	0,3	3	90,8	45	75	56	100	80
50	90	0,3	3	82,8	50	67	57,5	90	73
50	110	0,3	3	98,9	50	80	62	110	86
55	100	0,3	3	90,8	55	75	64,5	100	80
55	120	0,3	3	108	55	89	67	120	93
60	110	0,3	3	100,8	60	85	70	110	85
60	130	0,3	3	117,5	60	95	73	130	102
65	120	0,3	3	110,5	65	90	74,5	120	95
65	140	0,3	3,5	127,5	65	100	72,5	140	110
70	125	0,3	3,5	115,8	70	95	79,5	125	102
70	150	0,5	3,5	137	70	110	82,6	150	120
75	130	0,5	3,5	120,5	75	100	85	130	105
75	160	0,5	3,5	147	75	110	87,2	160	125

8.2. Резьбы конические

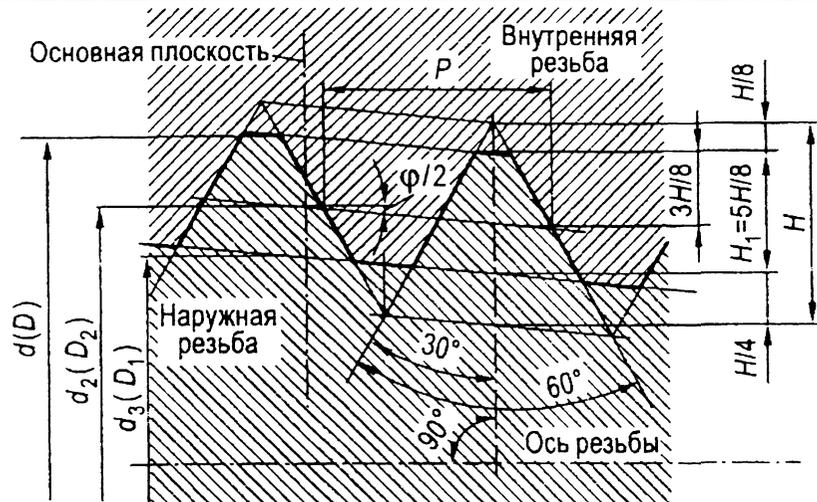


Рис. 8.2.1. Элементы метрической резьбы

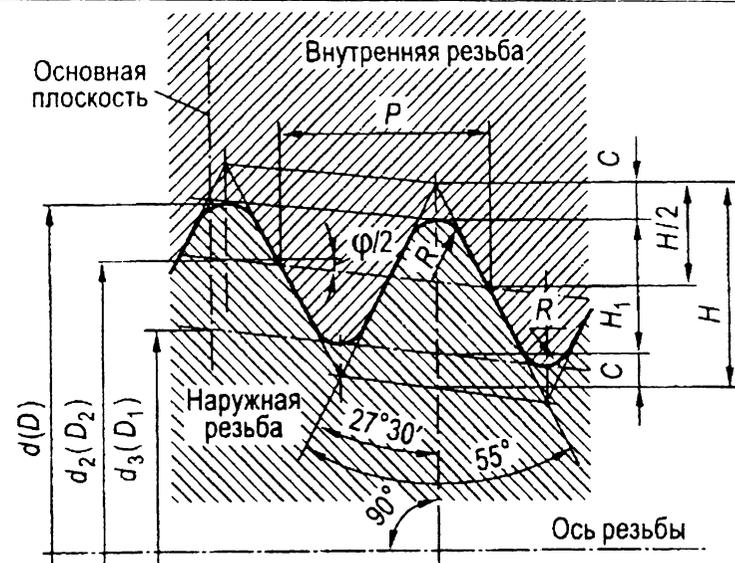


Рис. 8.2.2. Элементы трубной резьбы



Рис. 8.2.3. Расположение основной плоскости в соединении конических резьб

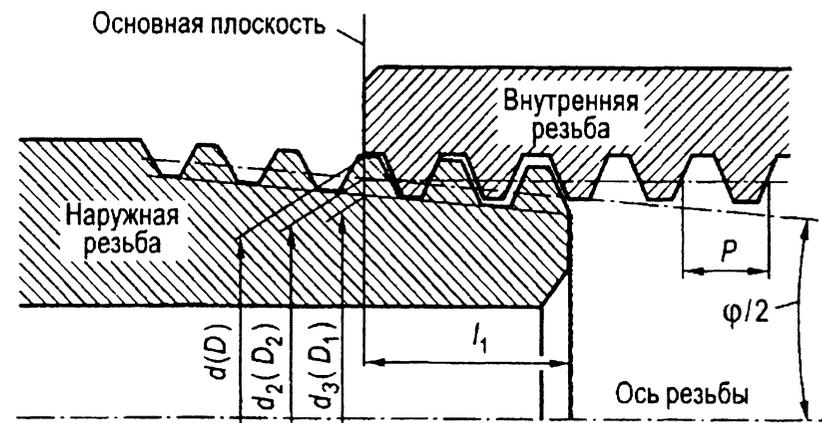


Рис. 8.2.4 Соединение наружной конической резьбы с внутренней цилиндрической резьбой

8.3. Резьба метрическая

Таблица 8.3.1. Размеры элементов метрической резьбы (ГОСТ 8724–2002)

d(D), мм			P, мм	d ₂ (D ₂)	d ₁ (D ₁)	d ₃	A _p , мм ²	ψ
Ряд 1	Ряд 2	Ряд 3		мм				
5	–	–	0,8	4,48	4,134	4,018	12,9	3°15'
5	–	–	0,5	4,675	4,459	4,387	15,11	1°67'
–	–	5,5	0,5	5,175	4,959	4,886	18,74	1°56'
6	–	–	1	5,35	4,918	4,773	17,9	3°24'
6	–	–	0,75	5,513	5,188	5,08	20,26	2°29'
6	–	–	0,5	5,675	5,459	5,387	22,78	1°36'
–	–	7	1	6,35	5,918	5,773	26,162	2°52'
–	–	7	0,75	6,513	6,188	6,08	29,019	2°6'
–	–	7	0,5	6,675	6,459	6,387	32,023	1°22'
8	–	–	1,25	7,188	6,647	6,466	32,08	3°10'
8	–	–	1	7,35	6,918	6,773	36	2°29'
8	–	–	0,75	7,513	7,188	7,08	39,35	1°49'
8	–	–	0,5	7,675	7,459	7,387	42,836	1°11'
–	–	9	(1,25)	8,188	7,647	7,466	43,757	2°47'
–	–	9	1	8,35	7,918	7,773	47,429	2°11'
–	–	9	0,75	8,513	8,188	8,08	51,249	1°36'
–	–	9	0,5	8,675	8,459	8,387	55,218	1°3'
10	–	–	1,5	9,026	8,376	8,16	52,3	3°2'
10	–	–	1,25	9,188	8,647	8,466	56,3	2°29'
10	–	–	1	9,35	8,918	8,773	60,4	1°57'
10	–	–	0,75	9,513	9,188	9,08	64,72	1°26'
10	–	–	0,5	9,675	9,459	9,387	69,17	0°57'
–	–	11	(1,5)	10,026	9,376	9,16	65,866	2°44'
–	–	11	1	10,35	9,918	9,773	74,976	1°46'
–	–	11	0,75	10,513	10,188	10,08	79,76	1°18'
–	–	11	0,5	10,675	10,459	10,387	84,69	0°51'
12	–	–	1,75	10,863	10,106	9,853	76,8	2°56'
12	–	–	1,5	11,026	10,376	10,160	81	2°29'
12	–	–	1,25	11,18	10,647	10,467	86	2°2'
12	–	–	1	11,35	10,918	10,773	91,1	1°36'

d(D), мм			P, мм	d ₂ (D ₂)	d ₁ (D ₁)	d ₃	A _p , мм ²	ψ
Ряд 1	Ряд 2	Ряд 3		мм				
–	–	–	0,75	11,513	11,188	11,080	96,4	1°17'
–	–	–	0,5	11,675	11,459	11,387	101,8	0°47'
–	14	–	2	12,701	11,835	11,546	105	2°52'
–	14	–	1,5	13,026	12,376	12,160	116	2°6'
–	14	–	1,25	13,188	12,647	12,466	122	1°44'
–	14	–	1	13,35	12,918	12,773	128	1°22'
–	14	–	0,75	13,513	13,188	13,08	134,3	1°1'
–	14	–	0,5	13,675	13,459	13,387	140,7	0°40'
–	–	15	1,5	14,026	13,376	13,16	136	1°57'
–	–	15	(1)	14,35	13,918	13,773	149	1°16'
16	–	–	2	14,701	13,835	13,546	144	2°29'
16	–	–	1,5	15,026	14,376	14,16	157	1°49'
16	–	–	1	15,350	14,918	14,773	171	1°11'
16	–	–	0,75	15,513	15,153	15,08	178,5	0°53'
16	–	–	0,5	15,675	15,459	15,387	185,9	0°35'
–	–	17	1,5	16,026	15,376	15,16	180,4	1°42'
–	–	17	(1)	16,35	15,918	15,773	195,3	1°7'
–	18	–	2,5	16,376	15,294	14,933	175	2°47'
–	18	–	2	16,701	15,835	15,546	190	2°11'
–	18	–	1,5	17,026	16,376	16,16	205	1°36'
–	18	–	1	17,35	16,918	16,773	221	1°3'
–	18	–	0,75	17,513	17,188	17,08	229	0°47'
–	18	–	0,5	17,675	17,459	17,387	237,3	0°31'
20	–	–	2,5	18,376	17,294	16,933	225	2°29'
20	–	–	2	19,701	17,835	17,546	142	1°57'
20	–	–	1,5	19,026	18,376	18,16	259	Г26'
20	–	–	1	19,35	18,918	18,773	279	0°57'
20	–	–	0,75	19,513	19,188	19,08	286	0°42'
20	–	–	0,5	19,675	19,459	19,387	295	0°28'
–	–	22	2,5	20,376	119,294	18,933	281	2°18'

d(D), мм			P, мм	d ₂ (D ₂)	d ₁ (D ₁)	d ₃	A _p , мм ²	ψ
Ряд 1	Ряд 2	Ряд 3		мм				
–	–	22	2	20,701	19,835	19,546	300	1°46'
–	–	22	1,5	21,026	20,376	20,160	319	1°18'
–	–	22	1	21,350	20,918	20,773	339	0°51'
–	–	22	0,75	21,513	21,188	21,080	349	0°38'
–	–	22	0,5	21,675	21,459	21,387	359	0°25'
24	–	–	3	22,051	20,752	20,319	324	2°29'
24	–	–	2	22,701	21,835	21,546	365	1°36'
24	–	–	1,5	23,026	22,376	22,160	386	1°11'
24	–	–	1	23,350	22,918	23,773	407	0°47'
24	–	–	0,75	23,513	23,188	23,080	418	0°35'
24	–	–	2	23,701	22,835	22,546	399	1°33'
–	–	25	1,5	24,026	23,376	23,160	421	1°8'
–	–	25	1	24,350	23,918	23,773	443,6	0°45'
–	–	(26)	1,5	25,026	24,376	24,160	458	1°6'
–	27	–	3	25,051	23,752	23,319	427	2°11'
–	27	–	2	25,701	24,835	24,546	473	1°25'
–	27	–	1,5	26,026	25,376	25,160	487	1°3'
–	27	–	1	26,350	25,918	25,773	522	0°42'
–	27	–	0,75	26,513	26,188	26,080	534	0°31'
–	–	(28)	2	26,701	25,835	24,247	461,5	1°22'
–	–	(28)	1,5	27,026	26,376	25,186	498	1°1'
–	–	(28)	1	27,350	26,918	26,123	535,7	0°40'
30	–	–	3,5	27,727	26,211	25,706	519	2°18'
30	–	–	(3)	28,051	26,752	26,319	544	1°57'
30	–	–	2	28,701	27,835	27,546	596	1°16'
30	–	–	1,5	29,026	28,376	28,160	628	0°57'
30	–	–	1	29,350	28,918	28,773	650	0°37'
30	–	–	0,75	29,513	29,188	29,080	664	0°28'

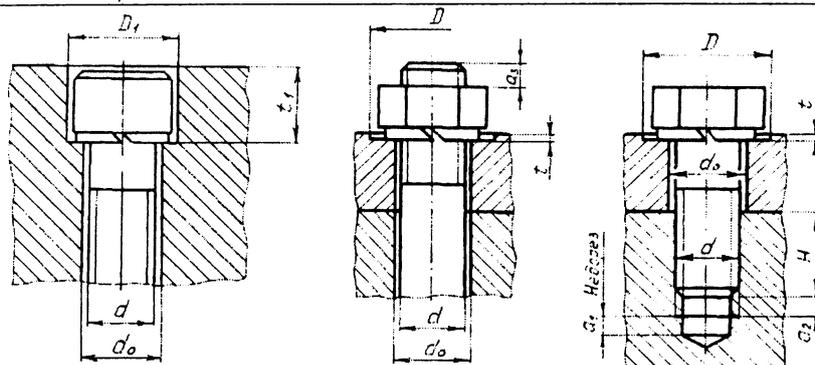
Примечания: 1. При выборе диаметра резьбы следует предпочитать первый ряд второму, а второй – третьему, 2. Площадь расчетного сечения болта вычислена по формуле $A_p = \pi d_2^2 / 4$. 3. Угол подъема резьбы ψ определен для среднего диаметра d_2 резьбы.

Условное обозначение метрической резьбы состоит из буквы М, наружного диаметра $d(D)$, шага (для резьбы с мелким шагом) и поля допуска среднего и наружного диаметров выступа. Например, метрическая резьба диаметром 24 мм с крупным шагом и полем допуска $6g$ имеет следующее обозначение:

$M24 - 6g$; то же с мелким шагом: $M24 \times 2 - 6g$.

8.4. Установочные размеры для крепежных изделий

Таблица 8.4.1. Недорез, запас резьбы, размеры цековки, диаметр отверстия и выход конца резьбового стержня из гайки, мм



d	a ₁			a ₂	D	D ₁	t ₁	d ₀			a ₃
	нормальный	короткий	длинный					1-й ряд	2-ой ряд	3-ий ряд	
6	6	4	10	2	14	11	9	6,4	6,6	7	1,5...2,5
8	8	4	12	2,5	18	15	11	8,4	9	10	1,5...2,5
10	9	4	13	3	22	18	14	10,5	11	12	2...3
12	11	5	16	3,5	26	20	16	13	14	15	2...3
14	11	5	16	4	30	24	19	15	16	17	2,5...4
16	11	5	16	4	32	26	21	17	18	19	2,5...4
18	12	6	18	5	36	30	23	19	20	21	2,5...4
20	12	6	18	5	40	34	26	21	22	24	2,5...4
22	12	6	18	5	42	36	28	23	24	26	2,5...4
24	15	7	22	6	48	40	31	25	26	28	3...5

Примечания. 1. Обозначения: a₁ – недорез (рекомендуется принимать нормальный недорез); a₂ – запас внутренней резьбы полного сечения без сбега; D – диаметр цековки; t – глубина цековки (t = 0,5...0,1 мм, t_{max} = 1/3 высоты головки болта или гайки); D₁, t₁ – диаметр и глубина отверстия под головку винта; d₀ – диаметр отверстия (при курсовом проектировании диаметр отверстия d₀ для винтов привертных подшипниковых крышек и стяжных винтов крепления крышки к корпусу рекомендуется принимать по ряду 2, в лапах корпуса редуктора под фундаментные болты и шпильки – по ряду 3); a₃ – выход конца резьбового стержня из гайки. 2. Глубина H заворачивания винта (шпильки) в корпус: стальной H ≈ d; чугунный H = (1,25...1,5)d; силуминовый H = (1,7...2)d.

8.5. Технические требования к крепежным резьбовым деталям

Таблица 8.5.1. Классы прочности, механические характеристики и материалы болтов, винтов, шпилек и гаек

Класс прочности		σ_B , МПа	σ_T , МПа	Марка стали	
болта, винта, шпильки	гайки			Болт, винт, шпилька	гайка
3.6	4	300...490	200	Ст 3; 10	Ст 3
4.6	5	400...550	240	20	
4.8			320	0; 10кп	
5.6	6	500...700	300	30; 35	10
5.8			400	10*; 10кп*; 20	
6.6	8	600...800	360	35; 45; 40Г	15
6.8			480		
8.8	10	800...1000	640	35**; 35Х; 38ХА; 45Г	20; 35; 45
9.8				900...1000	
10.9	12	1000...1200	900	40Г2; 40Х; 30ХГСА; 16ХСН	35 Х; 38ХА
12.9				1200...1400	

Примечания: 1. Классы прочности болтов, винтов и шпилек при нормальной температуре установлены ГОСТ 1759.4 – 87. Класс прочности обозначен двумя числами, разделенными точкой. Первое из этих чисел, умноженное на 100, определяет минимальную величину σ_B в МПа, второе число, умноженное на 10, – отношение σ_T к σ_B в процентах. Произведение чисел, умноженное на 10, определяет σ_T в МПа.

2. Для гаек из углеродистых нелегированных и легированных сталей при нормальной температуре установлены по ГОСТ 1759.5 – 87 следующие классы прочности: 4; 5; 6; 8; 9; 10; 12 – для гаек с номинальной высотой $H \geq 0,8 d$; 04; 05 – для гаек с номинальной высотой $0,5 \leq H < 0,8 d$.

3.* Для болтов, винтов и шпилек с $d \leq 12$ мм.

4.** Для болтов, винтов и шпилек с $d \leq 16$ мм.

5. Крепежные изделия выпускаются грубой точности (класс С), нормальной точности (класс В) и повышенной точности (класс А) без покрытия или с покрытиями.

6. Условное обозначение видов покрытий крепежных деталей:

Вид покрытия	Условное обозначение вида покрытия: по ГОСТ 9.306 – 85
--------------	---

Цинковое, хромированное	Ц. Хр	01
Кадмиевое, хромированное	Кд. Хр	02
Многослойное: медь – никель	М.Н	03
Многослойное: медь – никель – хром	Х. б	04
Окисное, пропитанное маслом	Хим. Окс. прм	05
Фосфатное, пропитанное маслом	Хим. Фос. прм	06
Оловянное	О	07
Медное	М	08
Цинковое	Ц	09
Цинковое, горячее	Гор. Ц	09
Окисное, наполненное хроматами	Ан. Окс. нхр	10
Окисное из кислых растворов	Хим. Пас	11
Серебряное	Ср	12
Никелевое	Н	13

7. Толщину покрытия для определенного материала выбирают по ГОСТ 9.303 – 84.

8. По ГОСТ 1759.0 – 87 полные условные обозначения болтов, винтов и шпилек из углеродистых сталей классов прочности 3.6 ... 6.8, гаяк из углеродистых сталей классов прочности 4...8 и 04 должны содержать следующие сведения (например):

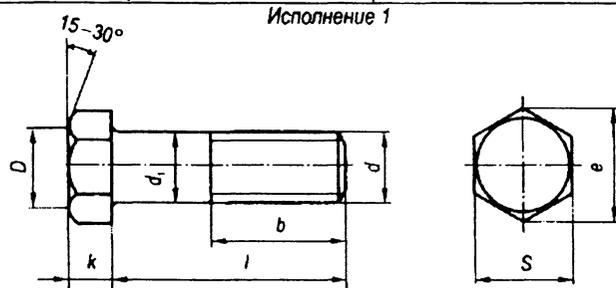
Болт А2 М12 × 1,5 LH – 6g×60.58.С. 029 ГОСТ ... , где Болт – наименование детали; А – класс точности (класс точности В не указывают, если предусмотрены на данное изделие классы точности А и В); 2 – исполнение (исполнение 1 не указывают); М12 – тип и номинальный диаметр резьбы; 1,5 – мелкий шаг резьбы в мм (крупный шаг резьбы не указывают); LH – левая резьба (для правой не указывают); 6g – поле допуска резьбы; 60 – длина болта; 58 – класс прочности (точку между цифрами не ставят) или группа; С – указание о применении спокойной стали (при обозначении изделия, изготовленного из автоматной стали, после числа, обозначающего класс прочности, указывают букву А); 02 – цифровое обозначение вида покрытия (без покрытия не указывают); 9 – толщина покрытия (9 мкм); ГОСТ ...

9. В условном обозначении болтов, винтов и шпилек классов прочности 8.8 и выше и гаек классов прочности 5, 8 и выше изделий из коррозионно-стойких, жаростойких, жаропрочных и теплоустойчивых сталей вместо указания о применении спокойной стали обозначают марку применяемой стали.

10. Если стандартом на конкретные болт, винт или шпильку предусмотрено три класса точности, то в условном обозначении перед исполнением ставят соответствующую букву (А, В или С).

8.6. Болты с шестигранной головкой

Таблица 8.6.1. Размеры болтов с шестигранной головкой класса точности В (ГОСТ 7798–70), мм



Пример условного обозначения

Болт исполнения 1 с диаметром резьбы $d = 12$ мм, с крупным шагом и полем допуска $6g$, длиной $l = 60$ мм, класса прочности 5.8, без покрытия:

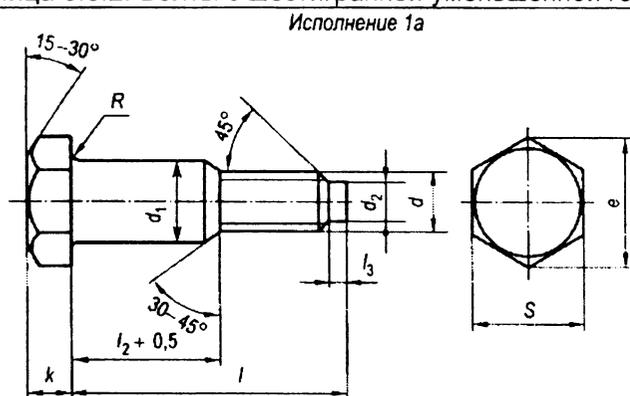
Болт M12 – 6gx60.58 ГОСТ 7798 – 70

d	P		d_1	S	k	e	l	b	$b = l$ при $l \leq$
	крупный	мелкий							
M6	1	–	6	10	4,0	10,9	8...90	18	20
M8	1,25	1	8	13	5,5	14,2	8...100	22	25
M10	1,5	1,25	10	16	7,0	17,6	10...150	26	30
M12	1,75	1,25	12	18	8,0	19,9	14...150	30	32
M(14)	2	1,5	14	22	8,8	24,0	16...150	34	38
M16	2	1,5	16	24	10,0	26,2	18...150	38	40
M(18)	2,5	1,5	18	27	12,0	29,6	20...150	42	45
M20	2,5	1,5	20	30	13,0	33,0	25...150	46	50
M(22)	2,5	1,5	22	32	14,0	35,0	30...150	50	55
M24	3	2	24	36	15,0	39,6	32...150	54	60
M(27)	3	2	27	41	17,0	45,2	32...150	60	65
M30	3,5	2	30	46	19	50,9	40...150	66	70
M36	4	3	36	55	23	60,8	50...150	78	85
M42	4,5	3	42	65	25	71,3	55...150	90	100
M48	5	3	48	75	30,0	82,6	65...150	102	110

Примечания: 1. Болты, диаметры которых даны в скобках, применять не рекомендуется. 2. Длину l следует брать из ряда 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 мм

8.6. Болты с шестигранной головкой (окончание)

Таблица 8.6.2. Болты с шестигранной уменьшенной головкой класса точности А для отверстий из-под развертки (ГОСТ 7817-80), мм



Примеры условного обозначения

1. Болт исполнения 1а с диаметром резьбы $d = 12$ мм, с крупным шагом и полем допуска $6g$, длиной $l = 60$ мм, класса прочности 5.8, без покрытия:

Болт M12 – 6gх60.58 ГОСТ 7817 – 70

2. То же с мелким шагом резьбы и полем допуска $6g$, длиной $l = 60$ мм, класса прочности 10.9, из стали марки 40Х с покрытием 01 толщиной 9 мкм:

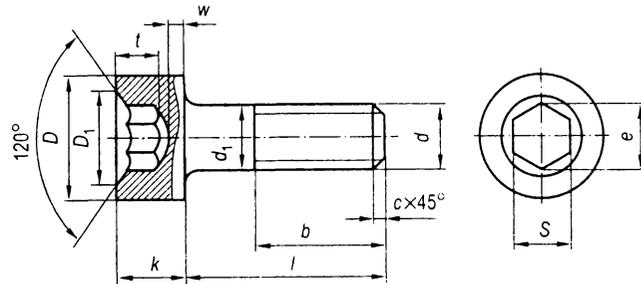
Болт M12х1,25 – 6gх60.10 9.40Х.019ГОСТ 7817 – 80

d	P		d ₁	S	k	e	d ₂	l ₃	R	l для болтов		l – l ₂ для болтов		S / d
	крупный	мелкий								коротких	длинных	коротких	длинных	
M6	1	-	7	10	4	11,0	4	1,5	0,25	18-35	38-75	12	15	1,67
M8	1,25	1	9	12	5,5	13,2	5,5	1,5	0,40	28-35	38-80	15	18	1,5
M10	1,5	1,25	11	14	7	15,5	7	2,0	0,40	30-35	110-120	18	25	1,4
M12	1,75	1,5	13	17	8	18,9	8,5	2,0	0,60	32-105	110-180	22	28	1,42
M(14)	2	1,5	15	19	9	21,1	10	3,5	0,60	40-105	110-200	25	30	1,36
M16	2	1,5	17	22	10	24,5	12	3,0	0,60	45-105	110-200	28	32	1,37
M(18)	2,5	1,5	19	24	12	26,8	13	4,5	0,60	55-105	110-200	30	35	1,33
M20	2,5	1,5	21	27	13	30,1	15	4,0	0,80	55-105	110-200	32	38	1,35
M(22)	2,5	1,5	23	30	14	33,5	17	5,5	0,80	55-105	110-200	35	40	1,36
M24	3	2	25	32	15	35,8	18	4,0	0,80	60-105	110-200	38	48	1,33
M(27)	3	2	28	36	17	40,3	21	6,7	1,00	70-105	110-200	42	48	1,33
M30	3,5	2	32	41	19	45,9	23	5,0	1,00	75-210	220-240	50	60	1,37
M36	4	3	38	50	23	56,1	28	6,0	1,00	90-210	220-300	55	65	1,39
M42	4,5	3	44	60	26	67,4	33	7,0	1,20	110-210	220-300	65	75	1,43
M48	5	3	50	70	30	78,6	38	8,0	1,60	120-210	220-300	70	80	1,46

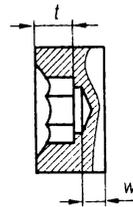
Примечание. Длину болта следует выбирать из ряда (18), 20, (22), 25, (28), 30, (32), 35, (38), 40, 45, 50, 55, 60, 65, 70, 75, 80, (85), 90, (95), 100, (105), 110, (115), 120, 130, 140, 150, 160, 170, 180, 190, 200, 220, 240, 260, 280, 300 мм

8.7. Винты с цилиндрической головкой и шестигранным углублением под ключ

Таблица 8.7.1. Размеры винтов с цилиндрической головкой и шестигранным углублением под ключ класса точности А (ГОСТ 11738–84), мм [1]



Вариант изготовления углубления



Примеры условного обозначения

1. Винт с диаметром резьбы $d = 12$ мм с крупным шагом и полем допуска $6g$, длиной $l = 40$ мм, класса прочности 6.8, без покрытия:

Винт M12 – 6g x 40.68 ГОСТ 11738 – 84

2. То же класса прочности 10.9 из стали марки 30ХГСА с покрытием 05:

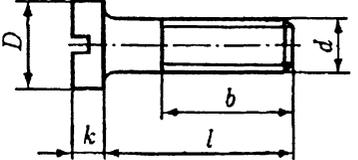
Винт M12 – 6g x 40.10 9.30 ХГСА.05 ГОСТ 11738 – 84

Примечание. Длину l следует выбирать из ряда 5,6, 8,10,12,14,16,20,25,30, 35,40,45, 50,55,60, 65, 70,75,80,90,100,110,120,130,140,150,160,170,180,190, 200,220,240 мм.

$d = d_1 = k$	D	D_1	S	e	W	t	c	b	l	
				не менее					от	до
3	5,5	3,2	2,5	2,9	1,15	1,3	0,5	18	5	30
4	7,0	3,8	3,0	3,5	1,4	2,0	0,5	20	6	40
5	8,5	4,9	4,0	4,6	1,9	2,5	1,0	22	8	50
6	10,0	6,1	5,0	5,8	2,3	3,0	1,0	24	10	50
8	13,0	7,2	6,0	6,9	3,0	4,0	1,6	28	12	80
10	16,0	9,7	8,0	9,2	4,0	5,0	1,6	32	14	100
12	18,0	12,0	10,0	11,5	4,8	6,0	1,6	36	20	130
(14)	21,0	14,3	12,0	13,74	5,8	7,0	2,0	40	25	140
16	24,0	16,7	14,0	16,2	6,8	8,0	2,0	44	25	160
(18)	27,0	16,7	14,0	16,02	7,8	9,0	2,5	48	30	160
20	30,0	20,4	17,0	19,6	8,6	10,0	2,5	52	30	220
(22)	33,0	20,4	17,0	19,44	9,4	11,0	2,5	56	35	200
24	36,0	22,7	19,0	21,9	10,4	12,0	2,5	60	35	240
(27)	40,0	22,7	19,0	21,73	11,9	13,5	2,5	66	40	200
30	45,0	26,2	22,0	25,4	12,9	15,5	2,5	72	45	240
(33)	50,0	28,5	24,0	27,43	13,8	17,5	2,5	78	50	200
36	54,0	32,0	27,0	31,2	15,3	19,0	3,0	84	55	240

8.8. Винты с цилиндрической головкой и шпильки

Таблица 8.8.1. Винты с цилиндрической головкой классов точности А и В (ГОСТ 1491–80), мм



d	D	k	l	b	b = l при l ≤
6	10	4	8...50	18	20
8	13	5	12...60	22	25
10	16	6	20...70	26	30
12	18	7	25...80	30	30
16	24	9	30...90	38	40
20	30	11	40...120	46	50

Примечания: 1. Размер l в указанных пределах брать из следующего ряда чисел: 10, 12, 14, 16, 20, 25, 30, 35, 40, 45, 50, 60, 65, 70, 75, 80, 90, 100, 110 мм. 2. Примеры условных обозначений винтов:

2.1. Винт класса точности А, диаметром резьбы $d = 12$ мм, с крупным шагом резьбы, с полем допуска 6g, длиной $l = 40$ мм, класса прочности 5.6 без покрытия:

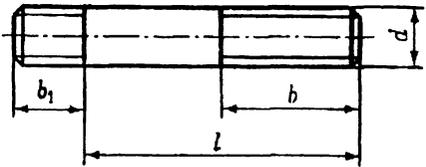
Винт А. М12 – 6g × 40.56 ГОСТ 1491 – 80.

2.2. То же, класса точности В с покрытием 05:

Винт В. М12 – 6g × 40.56.05 ГОСТ 1491 – 80.

2.3. Условные обозначения винтов для других технических требований, предъявляемых к ним, см. табл. 8.5.1.

Таблица 8.8.2. Шпильки классов точности А и В с ввинчиваемым концом b , длиной $1d$ (ГОСТ 22032–76), $1,25d$ (ГОСТ 22034–76), $1,6d$ (ГОСТ 22036–76), мм



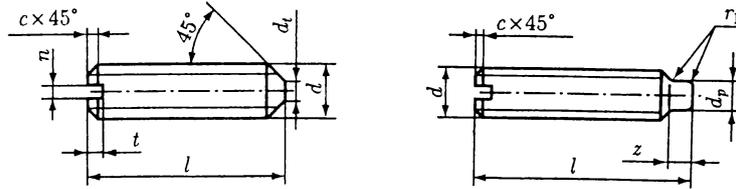
d	8	10	12	16	20
b ₁	8; 10; 14	10; 12; 16	12; 15; 20	16; 20; 25	20; 25; 32
l	b				
16	10	12	–	–	–
20	14	16	–	–	–
25	19	18	18	–	–
30	22	22	22	–	–
35	22	26	26	26	–
40	22	26	30	30	30
45	22	26	30	34	34
50	22	26	30	38	38
55	22	26	30	38	42
60...150	22	26	30	38	46

Примечания: 1. Размер l от 60 до 150 мм брать из ряда чисел: 60; 65; 70; 75; 80; 90; 100; 110; 120; 130; 140; 150 мм. 2. Пример условного обозначения шпильки с диаметром резьбы $d = 12$ мм, с крупным шагом резьбы поля допуска 6g, длиной $l = 100$ мм, с ввинчиваемым концом $b_1 = 1,25d$, класса прочности 6.6 с покрытием 05 в соответствии с рекомендациями, изложенными в табл. 8.5.1:

Шпилька М12 – 6g × 100.66.05 ГОСТ 22034 – 76.

8.9. Винты установочные

Таблица 8.9.1. Винты установочные с прямым шлицем классов точности А и В:
с коническим концом (ГОСТ 1476-93);
с цилиндрическим концом (ГОСТ 1478-93), мм



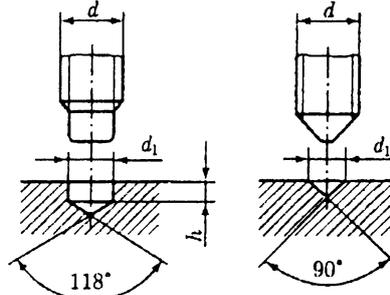
Общие размеры				ГОСТ 1476-93		ГОСТ 1478-93			
<i>d</i>	<i>n</i>	<i>t</i>	<i>c</i>	<i>d₁</i>	<i>l</i>	<i>d_p</i>	<i>r₁</i> ≤	<i>z</i>	<i>l</i>
5	0,8	1,6	1,0	0,5	5-25	3,5	0,3	2,75	8-25
6	1,0	2,0	1,0	1,5	6-30	4,0	0,4	3,25	8-30
8	1,2	2,5	1,6	2,0	8-40	5,5	0,4	4,3	10-40
10	1,6	3,0	1,6	2,5	10-50	7,0	0,5	5,3	12-50
12	2,0	3,6	1,6	3,0	12-60	8,5	0,6	6,3	12-60

Примечание. Длину винта *l* (мм) выбирают из ряда: 5, 6, 8, 10, 12, 16, 20, 25, 30, 35, 40, 45, 50, 55, 60.

Пример условного обозначения винта с цилиндрическим концом класса точности В, диаметром резьбы *d* = 10 мм, с полем допуска 6*g*, длиной *l* = 25 мм, класса прочности 14Н, без покрытия:

«Винт М10-6*g*x25.14Н ГОСТ 1478-93».

Таблица 8.9.2. Отверстия под концы установочных винтов (ГОСТ 12415-80), мм



<i>d</i>	5	6	8	10	12
<i>d₁</i>	3,5	4,0	5,5	7,0	8,5
<i>h</i>	1,6	2,0	2,5	3,0	4,0

8.10. Гайки шестигранные [1]



Рис. 8.10.1. Виды шестигранных гаек:

а – по ГОСТ 5915–70; б – по ГОСТ 5916–70; в – по ГОСТ 15521–70;
 з – по ГОСТ 15222–70

Примеры условного обозначения

1. Гайка исполнения 1 с диаметром резьбы $d = 12$ мм, с крупным шагом и полем допуска 6Н, класса прочности 5, без покрытия:
 Гайка М12-6Н.5 ГОСТ 5915-70
2. То же исполнения 2, с мелким шагом резьбы и полем допуска 6Н, класса прочности 12:
 Гайка 2М12х1,25-6Н.12 ГОСТ 5915-70
3. Гайка исполнения 1 с диаметром резьбы $d = 12$ мм, с крупным шагом и полем допуска 6Н, класса прочности 04, без покрытия:
 Гайка М12-6Н.04 ГОСТ 15522-70
4. То же исполнения 2, с мелким шагом резьбы и полем допуска 6Н, класса прочности 6:
 Гайка 2М12х1,25-6Н.6 ГОСТ 15522-70

Таблица 8.10.1. Размеры шестигранных гаек класса точности В, мм

d	P		S	S ₁	e ₁	e	d _a		m	m ₁	
	крупный	мелкий					не менее	не бо- лее			не ме- нее
3	0,50	–	5,5	–	–	5,9	3,45	3	2,4	–	
(3,5)	0,60	–	6	–	–	6,4	4,00	3,5	2,8	–	
4	0,70	–	7	–	–	7,5	4,60	4	3,2	–	
5	0,80	–	8	–	–	8,6	5,75	5	4,0	–	
6	1	–	10	–	–	10,9	6,75	6	5	–	
8	1,25	1	13	12	13,1	14,2	8,75	8	6,5	4	
10	1,5	1,25	17	14	15,3	18,7	10,8	10	8	5	
12	1,75	1,25	19	17	18,7	20,9	13,0	12	10	6	
(14)	2	1,5	22	19	20,9	23,9	15,1	14	11	7	
16	2	1,5	24	22	23,9	26,2	17,3	16	13	8	
(18)	2,5	1,5	27	24	26,2	29,6	19,4	18	15	9	
20	2,5	1,5	30	27	29,6	33,0	21,6	20	16	10	
(22)	2,5	1,5	32	30	33,0	35,0	23,8	22	18	11	
24	3	2	36	32	35,0	39,6	25,9	24	19	12	
(27)	3	2	41	36	39,6	45,2	29,2	27	22	13,5	
30	3,5	2	46	41	45,2	50,9	32,4	30	24	15	
36	4	3	55	50	55,4	60,8	38,9	36	29	18	
42	4,5	3	65	60	66,4	71,3	45,4	42	31	21	
48	5	3	75	70	76,9	82,6	51,8	48	38	24	

Примечание. Размеры, заключенные в скобки, применять не рекомендуется.

8.11. Гайки круглые шлицевые, шайбы многолапчатые для их стопорения, пазы под язычок стопорной шайбы [1]

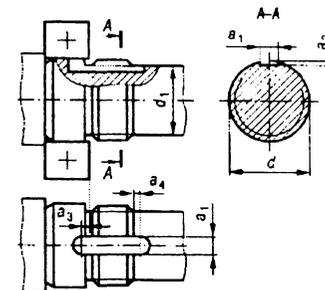
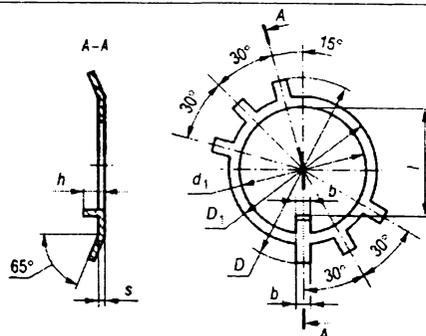
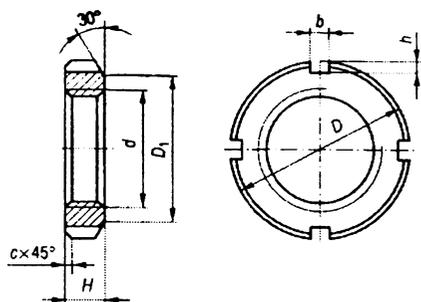


Таблица 8.11.1. Гайки круглые шлицевые класса точности А (ГОСТ 11871–88), мм

Обозначение резьбы	D	D ₁	H	b	h	c ≤
M20x1,5*	34	26	8	6	2	т
M22x1,5	38	29	10	6	2,5	1
M24x1,5*	42	31	10	6	2,5	1
M27x1,5	45	35	10	6	2,5	1
M30x1,5*	48	38	10	6	2,5	1
M33x1,5	52	40	10	8	3	1
M36x1,5*	55	42	10	8	3	1
M39x1,5	60	48	10	8	3	1
M42x1,5*	65	52	10	8	3	1
M45x1,5	70	55	10	8	3	1
M48x1,5*	75	58	12	8	3,5	1
M52x1,5	80	61	12	10	3,5	1
M56x2,0*	85	65	12	10	4	1,6
M60x2,0	90	70	12	10	4	1,6
M64x2,0*	95	75	12	10	4	1,6
M68x2,0	100	80	15	10	4	1,6
M72x2,0*	105	85	15	10	4	1,6
M76x2,0	110	88	15	10	4	1,6
M80x2,0*	115	90	15	10	4	1,6
M85x2,0	120	98	15	10	4	1,6

Таблица 8.11.2. Шайбы стопорные многолапчатые нормальные (тип Н) (ГОСТ 11872–89), мм

Обозначение резьбы	d ₁	D	D ₁	l	b	h	s
M20x1,5	20,5	36	27	17	4,8	4	1,0
M22x1,5	22,5	40	30	19	4,8	4	1,0
M24x1,5	24,5	44	33	21	4,8	4	1,0
M27x1,5	27,5	47	36	24	4,8	5	1,0
M30x1,5	30,5	50	39	27	4,8	5	1,0
M33x1,5	33,5	54	42	30	5,8	5	1,6
M36x1,5	36,5	58	45	33	5,8	5	1,6
M39x1,5	39,5	62	48	36	5,8	5	1,6
M42x1,5	42,5	67	52	39	5,8	5	1,6
M45x1,5	45,5	72	56	42	5,8	5	1,6
M48x1,5	48,5	77	60	45	7,8	5	1,6
M52x1,5	52,5	82	65	49	7,8	6	1,6
M56x2,0	57,0	87	70	53	7,8	6	1,6
M60x2,0	61,0	92	75	57	7,8	6	1,6
M64x2,0	65,0	98	80	61	7,8	6	1,6
M68x2,0	69,0	102	85	65	9,5	7	1,6
M72x2,0	73,0	107	90	69	9,5	7	1,6
M76x2,0	77,0	112	95	73	9,5	7	1,6
M80x2,0	81,0	117	100	76	9,5	7	1,6
M85x2,0	86,0	122	105	81	9,5	7	1,6

Таблица 8.11.3. Паз под язычок стопорной шайбы, мм

Обозначение резьбы	a ₁	a ₂	a ₃	a ₄	d ₁
M20x1,5	6	3,5	3,5	1,0	16,5
M22x1,5	6	3,5	3,5	1,0	18,5
M24x1,5	6	3,5	3,5	1,0	20,5
M27x1,5	6	3,5	4,0	1,5	23,5
M30x1,5	6	3,5	4,0	1,5	26,5
M33x1,5	6	3,5	4,0	1,5	29,5
M36x1,5	6	3,5	4,0	1,5	32,5
M39x1,5	6	3,5	4,0	1,5	35,5
M42x1,5	8	3,5	5,0	1,5	38,5
M45x1,5	8	3,5	5,0	1,5	41,5
M48x1,5	8	3,5	5	1,5	44,5
M52x1,5	8	3,5	5	1,5	48,0
M56x2,0	8	3,5	5	1,5	52,0
M60x2,0	8	3,5	6	1,5	56,0
M64x2,0	8	3,5	6	1,5	60,0
M68x2,0	8	3,5	6	1,5	64,0
M72x2,0	10	3,5	6	1,5	68,0
M76x2,0	10	3,5	6	1,5	72,0
M80x2,0	10	4,5	6	2,0	75,0
M85x2,0	10	4,5	6	2,0	80,0

* Предпочтительные размеры.

Примеры условного обозначения

1. Гайка диаметром резьбы $d = 64$ мм, с мелким шагом и полем допуска резьбы 7Н, из углеродистой стали марки 35 (материал группы 05), с покрытием химическим оксидным и пропитанным маслом (05):

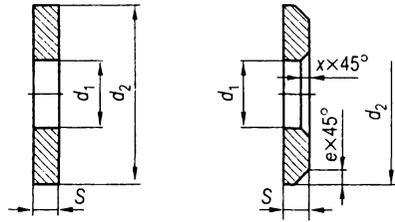
Гайка М64х2-7Н.05.05 ГОСТ 11871-88

2. Шайба многолапчатая типа Н для гайки круглой шлицевой с резьбой М64х2, из стали марки 08кп (материал группы 01), с покрытием химическим оксидным и пропитанным маслом (05):

Шайба Н.64.01.05 ГОСТ 11872- 89

9. ШАЙБЫ, ШТИФТЫ

9.1. Шайбы

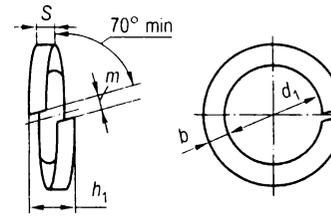


ГОСТ 6958-78, ГОСТ 10450-78 ГОСТ 1137178

Таблица 9.1.1. Шайбы увеличенные (ГОСТ 6958-78), нормальные (ГОСТ 11371-78) и уменьшенные (ГОСТ 10450-78), мм

d*	d ₁	Типы шайб							
		Шайбы увеличенные		Шайбы нормальные		Шайбы уменьшенные			
		d ₂	s	d ₂	s	e	x	d ₂	s
1,0	1,1	4	0,3	3,5	0,3	0,08	0,15	3,0	0,3
1,2	1,3	4	0,3	4,0	0,3	0,08	0,15	3,5	0,3
1,4	1,5	-	-	4,0	0,3	0,08	0,15	3,5	0,3
1,6	1,7	5	0,5	4,0	0,3	0,08	0,15	4,0	0,3
2,0	2,2	6	0,5	5,0	0,3	0,08	0,15	4,5	0,3
2,5	2,7	8	0,8	6,5	0,5	0,13	0,25	5,0	0,5
3,0	3,2	9	0,8	7,0	0,5	0,13	0,25	6,0	0,5
4,0	4,3	12	1,0	9,0	0,8	0,20	0,40	8,0	0,5
5,0	5,3	15	1,6	10,0	1,0	0,25	0,50	9,0	1,0
6,0	6,4	18	1,6	12,0	1,6	0,40	0,80	11,0	1,0
8,0	8,4	24	2,0	16,0	1,6	0,40	0,80	15,0	1,6
10,0	10,5	30	2,5	20,0	2,0	0,50	1,00	18,0	1,6
12,0	13,0	37	3,0	24,0	2,5	0,60	1,25	20,0	2,0
14,0	15,0	44	3,0	28,0	2,5	0,60	1,25	24,0	2,0
16,0	17,0	50	4,0	30,0	3,0	0,75	1,50	28,0	2,0
18,0	19,0	56	4,0	34,0	3,0	0,75	1,50	30,0	2,5
20,0	21,0	60	5,0	37,0	3,0	0,75	1,50	34,0	2,5
22,0	23,0	66	5,0	39,0	3,0	0,75	1,50	37,0	2,5
24,0	25,0	72	6,0	44,0	4,0	1,0	2,00	39,0	2,5
27,0	28,0	85	6,0	50,0	4,0	1,0	2,00	44,0	2,5
30,0	31,0	92	6,0	58,0	4,0	1,0	2,00	50,0	3,0
36,0	37,0	110	8,0	66,0	5,0	1,25	1,50	60,0	3,0
42,0	45,0	125	8,0	78,0	7,0	1,75	2,10	72,0	4,0
48,0	52,0	145	8,0	92,0	8,0	2,00	2,40	84,0	6,0

* Диаметр резьбы болта, винта или шпильки



m ≤ 0,7S
h₁ = (1,7...2,3)S

Таблица 9.1.2. Шайбы пружинные (ГОСТ 6402-70), мм

d*	d ₁	Типы шайб				
		Легкие (Л)		Нормальные (Н) b = S	Тяжелые (Т) b = S	Особо тяжелые (ОТ)
		b	s			
2	2,1	0,8	0,5	0,5	0,6	-
2,5	2,6	0,8	0,6	0,6	0,8	-
3	3,1	1,0	0,8	0,8	1,0	-
3,5	3,6	1,0	0,8	1,0	-	-
4	4,1	1,2	0,8	1,0	1,4	-
5	5,1	1,2	1,0	1,2	1,6	-
6	6,1	1,6	1,2	1,4	2,0	-
7	7,2	2,0	1,6	2,0	-	-
8	8,2	2,0	1,6	2,0	2,5	-
10	10,2	2,5	2,0	2,5	3,0	3,5
12	12,2	3,5	2,5	3,0	3,5	4,0
14	14,5	4,0	3,0	3,2	4,0	4,5
16	16,3	4,5	3,2	3,5	4,5	5,0
18	18,3	5,0	3,5	4,0	5,0	5,5
20	20,5	5,5	4,0	4,5	5,5	6,0
22	22,5	6,0	4,5	5,0	6,0	7,0
24	24,5	6,5	4,8	5,5	7,0	8,0
27	27,5	7,0	5,5	6,0	8,0	9,0
30	30,5	8,0	6,0	6,5	9,0	10,0
33	33,5	10,0	6,0	7,0	-	-
36	36,5	10,0	6,0	8,0	10,0	12,0
39	39,5	10,0	6,0	8,5	-	-
42	42,5	12,0	7,0	9,0	12,0	-
45	45,5	12,0	7,0	9,5	-	-
48	48,5	12,0	7,0	10,0	-	-

* Диаметр резьбы болта, винта или шпильки

Пример условного обозначения

Пружинная шайба для болта, винта, шпильки диаметром 8 мм, нормального типа из стали марки 65Г, без покрытия:

Шайба 8.65Г ГОСТ 6402-70

9.2. Концевые шайбы и штифты

Таблица 9.2.1. Концевые шайбы (ГОСТ 14734 – 69), мм

Обозначение	Шайба			Пример применения								Болт по ГОСТ 7798-70	Штифт по ГОСТ 3128-70	
	D	H	A±0,2	d	d ₂	c	D ₀	d ₃	d ₄ K7	l	l ₁			
7019—0623	32	5	9	6,6	4,5	1,0	24...28	M6	4	18	12	M6×16	2,4 × 12	
7019—0625	36		10				28...32							
7019—0627	40		10				32...36							
7019—0629	45		12				36...40							
7019—0631	50		16				40...45							
7019—0633	56	16	45...50											
7019—0635	63	6	20	9,0	5,5	1,6	50...55	M8	5	22	16	M8×20	2,5 × 16	
7019—0637	67		20				55...60							
7019—0639	71		25				60...65							
7019—0641	75		25				65...70							
7019—0643	85		28				70...75							
7019—0645	90		28				75...80							

Примечание. Пример условного обозначения концевой шайбы D=50 мм:
Шайба 7019 – 0631 ГОСТ 14734 – 69.

Таблица 9.2.2. Штифты конические, исполнение 2, класс точности В (ГОСТ 3129—70), мм

d	Штифт конический			
	6	8	10	12
l	20...40	25...50	30...60	35...70

Примечания: Размер l в заданных пределах брать из ряда чисел 20, 25, 30, 35, 40, 45, 50, 55, 60, 65, 70, 75, 80. Пример условного обозначения конического штифта d=10 мм, l=50 мм:

Штифт 2.10×50 ГОСТ 3129 – 70.

Таблица 9.2.4. Штифты цилиндрические, исполнение 2, класс точности В (ГОСТ 3128 – 70), мм

d	Штифт цилиндрический				
	6	8	10	12	16
c	1	1,2	1,6	1,6	2
l	20...40	25...50	30...60	35...70	40...80

Примечания: Размер l в заданных пределах брать из ряда чисел, приведенных в табл. 9.2.2. Пример условного обозначения штифта d=10мм, l=60мм:

Штифт 2.10×60 ГОСТ 3128 – 70.

Предельные отклонения диаметра d – по m6 (h8 , h11)

Таблица 9.2.3. Штифты конические с внутренней резьбой, исполнение 2, класс точности В (ГОСТ 9464—79), мм

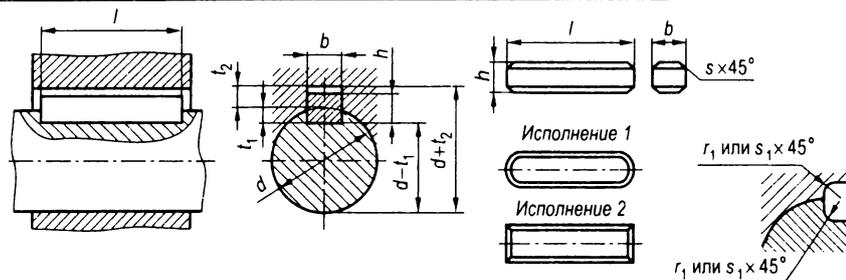
d	Штифт конический с внутренней резьбой			
	8	10	12	16
d _f	M5	M6	M8	M10
l _f	9	10	12	16
l	25...50	30...60	35...70	40...80

Примечания: Размер l в заданных пределах брать из ряда чисел, приведенных в табл. 9.2.2. Пример условного обозначения конического штифта с внутренней резьбой и размерами штифта d=10 мм, l=60 мм: Штифт 2.10×60 ГОСТ 9464 – 79.

10. СОЕДИНЕНИЯ ВАЛ-СТУПИЦА

10.1. Соединения призматическими шпонками

Таблица 10.1.1. Размеры шпонок и пазов (ГОСТ 23360-78), мм



d	b	h	t ₁	t ₂	r ₁ или s ₁	l	
						от	до
От 6 до 8	2	2	1,2	1,0	0,08–0,16	6	2
Св. 8 » 10	3	3	1,8	1,4	0,08–0,16	6	36
» 10 » 12	4	4	2,5	1,8	0,08–0,16	8	45
» 12 » 17	5	5	3,0	2,3	0,16–0,25	10	56
» 17 » 22	6	6	3,5	2,8	0,16–0,25	14	70
» 22 » 30	8	7	4,0	3,3	0,16–0,25	18	90
» 30 » 38	10	8	5,0	3,3	0,25–0,4	22	110
» 38 » 44	12	8	5,0	3,3	0,25–0,4	28	140
» 44 » 50	14	9	5,5	3,8	0,25–0,4	36	160
» 50 » 58	16	10	6,0	4,3	0,25–0,4	45	180
» 58 » 65	18	11	7,0	4,4	0,25–0,4	50	200
» 65 » 75	20	12	7,5	4,9	0,4–0,6	56	220
» 75 » 85	22	14	9,0	5,4	0,4–0,6	63	250
» 85 » 95	25	14	9,0	5,4	0,4–0,6	70	280
» 95 » 110	28	16	10,	6,4	0,4–0,6	80	320
» 110 » 130	32	18	11,0	7,4	0,4–0,6	90	360
» 130 » 150	36	20	12	8,4	0,7–1,0	100	400
» 150 » 170	40	22	13	9,4	0,7–1,0	100	400
» 170 » 200	45	25	15	10,4	0,7–1,0	110	450
» 200 » 230	50	28	17	11,4	0,7–1,0	125	500

Примечание. Длину шпонки следует выбирать из ряда: 22, 28, 32, 36, 40, 45, 50, 56, 63, 70, 80, 90, 100, 110, 120, 140, 160, 180, 200, 250, 280, 320, 360, 400, 450, 500 мм.

Примеры условного обозначения

1. Шпонка исполнения 1 с размерами $b = 18$ мм, $h = 11$ мм, $l = 70$ мм:
Шпонка 18x11x70 ГОСТ 23360–78
2. То же исполнение 2:
Шпонка 2–18x11x70 ГОСТ 23360–78

10.2. Соединения шлицевые прямобоочные

Таблица 10.2.1. Конструктивные размеры шлицевых прямобоочных соединений (ГОСТ 1139-80), мм

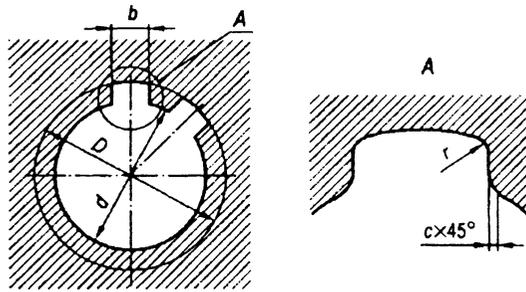


Рис. 10.2.1. Шлицевая втулка

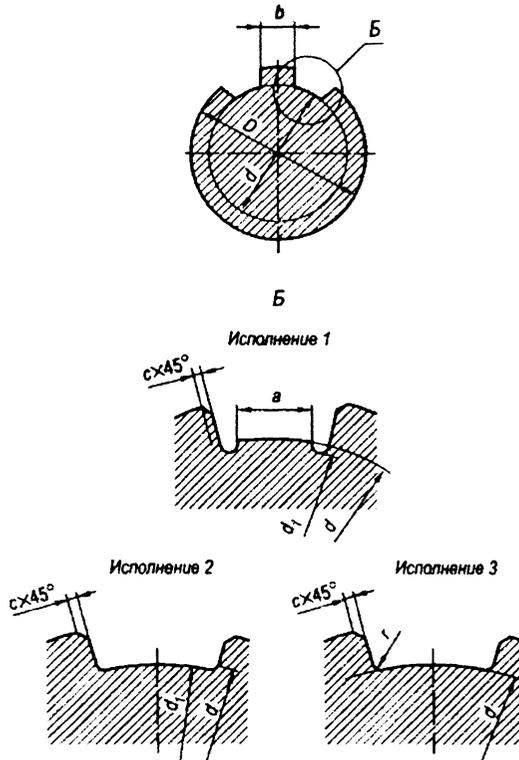


Рис. 10.2.2. Шлицевой вал

$z \times d \times D$	b	d_1	a	c	r , не более	$z \times d \times D$	b	d_1	a	c	r , не более
		не менее						не менее			
Легкая серия						Тяжелая серия					
6x23x26	6	22,1	3,54	0,3 ^{+0,2}	0,2	8x46x54	9	42,7	—	0,5 ^{+0,3}	0,5
6x26x30	6	24,6	3,85	0,3 ^{+0,2}	0,2	8x52x60	10	48,7	2,44	0,5 ^{+0,3}	0,5
6x28x32	7	26,7	4,03	0,3 ^{+0,2}	0,2	8x56x65	10	52,2	2,5	0,5 ^{+0,3}	0,5
8x32x36	6	30,4	2,71	0,4 ^{+0,2}	0,3	8x62x72	12	57,8	2,4	0,5 ^{+0,3}	0,5
8x36x40	7	34,5	3,46	0,4 ^{+0,2}	0,3	8x72x82	12	67,4	—	0,5 ^{+0,3}	0,5
8x42x46	8	40,4	5,03	0,4 ^{+0,2}	0,3	8x82x92	12	77,1	3,0	0,5 ^{+0,3}	0,5
8x46x50	9	44,6	5,75	0,4 ^{+0,2}	0,3	8x92x102	14	87,3	4,5	0,5 ^{+0,3}	0,5
8x52x58	10	49,7	4,89	0,5 ^{+0,3}	0,5	8x102x112	16	97,7	6,3	0,5 ^{+0,3}	0,5
8x56x62	10	53,6	6,38	0,5 ^{+0,3}	0,5	8x112x125	18	106,3	4,4	0,5 ^{+0,3}	0,5
8x62x68	12	59,8	7,31	0,5 ^{+0,3}	0,5	Тяжелая серия					
10x72x78	12	69,6	5,45	0,5 ^{+0,3}	0,5	10x16x20	2,5	14,1	—	0,3 ^{+0,2}	0,2
10x82x88	12	79,3	8,62	0,5 ^{+0,3}	0,5	10x18x23	3	15,6	—	0,3 ^{+0,2}	0,2
10x92x98	14	89,4	10,08	0,5 ^{+0,3}	0,5	10x21x26	3	18,5	—	0,3 ^{+0,2}	0,2
10x102x108	16	99,9	11,49	0,5 ^{+0,3}	0,5	10x23x29	4	20,3	—	0,3 ^{+0,2}	0,2
10x112x120	18	108,8	10,72	0,5 ^{+0,3}	0,5	10x26x32	4	23,0	—	0,4 ^{+0,2}	0,3
Средняя серия						10x28x35	4	24,4	—	0,4 ^{+0,2}	0,3
6x11x14	3	9,9	—	0,3 ^{+0,2}	0,2	10x32x40	5	28,0	—	0,4 ^{+0,2}	0,3
6x13x16	3,5	12,0	—	0,3 ^{+0,2}	0,2	10x36x45	5	31,3	—	0,4 ^{+0,2}	0,3
6x16x20	4	14,5	—	0,3 ^{+0,2}	0,2	10x42x52	6	36,9	—	0,4 ^{+0,2}	0,3
6x18x22	5	16,7	—	0,3 ^{+0,2}	0,2	10x46x56	7	40,9	—	0,5 ^{+0,3}	0,5
6x21x25	5	19,5	1,95	0,3 ^{+0,2}	0,2	16x52x60	5	47,0	—	0,5 ^{+0,3}	0,5
6x23x28	6	21,3	1,34	0,3 ^{+0,2}	0,2	16x56x65	5	50,6	—	0,5 ^{+0,3}	0,5
6x26x32	6	23,4	1,65	0,4 ^{+0,2}	0,3	16x62x72	6	56,1	—	0,5 ^{+0,3}	0,5
6x28x34	7	25,9	1,7	0,4 ^{+0,2}	0,3	16x72x82	7	65,9	—	0,5 ^{+0,3}	0,5
8x32x38	6	29,4	—	0,4 ^{+0,2}	0,3	20x82x92	6	75,6	—	0,5 ^{+0,3}	0,5
8x36x42	7	33,5	1,02	0,4 ^{+0,2}	0,3	20x92x102	7	85,5	—	0,5 ^{+0,3}	0,5
8x42x48	8	39,5	2,57	0,4 ^{+0,2}	0,3	20x102x115	8	98,7	—	0,5 ^{+0,3}	0,5
						20x112x125	9	104,0	—	0,5 ^{+0,3}	0,5

10.2. Соединения шлицевые прямобоочные (окончание)

Таблица 10.2.2. Рекомендуемые поля допусков при центрировании по внутреннему диаметру d

Посадочная поверхность	Соединение												
	подвижное						неподвижное						
Цилиндрическая поверхность втулки	H8	H7	H7	H7	H7	H7	H7	H7	H7	H7	H7	H7	H7
То же вала	e8	f7	f7	f7	g6	g7	h7	h7	js6	js6	js6	n6	n6
Боковые поверхности впадины втулки	D9, F10	D9, F10	D9	F8	D9, F10	F8	D9, F10	H9	F8, F10	D9	H8	F8, F10	H8
То же зуба вала	e8, e9	f9, e8	h9	f8, f7, h7	f8, h9	f7, h7	f8, h9	h7, h10	h7, k7	k7	js7	h7, js7	js7

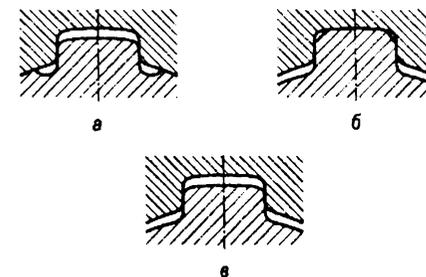


Рис. 10.2.3. Виды центрирования:
 а – по внутреннему диаметру; б – по наружному диаметру;
 в – по боковым сторонам зубьев

Таблица 10.2.3. Рекомендуемые поля допусков при центрировании по наружному диаметру D

Посадочная поверхность	Соединение							
	подвижное				неподвижное			
Цилиндрическая поверхность втулки	H8	H7	H7	H7	H7	H7	H7	H7
То же вала	e8	f7	f7	f7	96	96	h7	js6
Боковые поверхности впадины втулки	F8	D9, F10	F8	D9	D9, F8	F8	D9, F8	D9, F8
То же зуба вала	e8	e8, d9, h9	f7, f8, h8	f7, h8, h9	f7, h9	h8	f7	h8, js7

Обозначение шлицевых соединений, валов и втулок должно содержать:

- 1) букву, обозначающую поверхность центрирования;
- 2) число зубьев z и номинальные размеры d , D , b ;
- 3) обозначение полей допусков и посадок диаметров и размера b (допускается не указывать в обозначении допуски нецентрирующих диаметров).

Примеры условного обозначения

1. Шлицевое соединение с $z = 8$; $d = 36$ мм; $D = 40$ мм; $b = 7$ мм с центрированием по d и посадкой по центрирующему диаметру H7/f7 и по размеру b – F8/f8:

$$d - 8 \times 36 \frac{H7}{f7} \times 40 \times 7 \frac{F8}{f8} \text{ГОСТ 1139} - 80$$

2. То же при центрировании по D :

$$D - 8 \times 36 \times 40 \frac{H7}{f7} \times 7 \frac{F8}{f8} \text{ГОСТ 1139} - 80$$

3. То же при центрировании по b :

$$b - 8 \times 36 \times 40 \times 7 \frac{F8}{f8} \text{ГОСТ 1139} - 80$$

4. Втулка или вал того же соединения при центрировании по D соответственно:

$$D - 8 \times 36 \times 40 \text{H7} \times 7 \text{F8} \text{ГОСТ 1139} - 80$$

$$D - 8 \times 36 \times 40 \text{f7} \times 7 \text{f8} \text{ГОСТ 1139} - 80$$

Таблица 10.2.4. Рекомендуемые поля допусков при центрировании по боковым поверхностям зубьев b

Посадочная поверхность	Соединение			
	подвижное		неподвижное	
Боковые поверхности впадины втулки	D9, F8, F10	D9, F8, F10	D9, F8	D9, F10
То же зуба вала	e8, f8, d9, h9	d9, f8, h9, e9	js7	k7

10.3. Соединения шлицевые эвольвентные

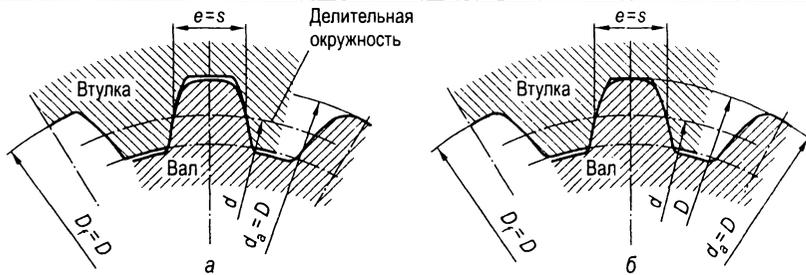


Рис. 10.3.1. Виды центрирования:

а – по боковым сторонам зубьев; б – по наружному диаметру

Таблица 10.3.1. Диаметры и числа зубьев шлицевых эвольвентных соединений (ГОСТ 6033–80)

D, мм		Число зубьев z при модуле m, мм													
Ряд 1	Ряд 2	0,5	(0,6)	0,8	(1,0)	1,25	(1,5)	2	(2,25)	3	(3,5)	(4)	5	(6)	8
20	–	38	32	23*	18	14*	12	8	6	–	–	–	–	–	–
–	22	42	35	26*	20	16*	13	9	7	6	–	–	–	–	–
25	–	48	40	30*	24	18*	15	11	8	7	–	–	–	–	–
–	28	54	45	34*	26	21*	17	12	10	8	–	–	–	–	–
30	–	–	48	36*	28	22*	18	13	10	8	–	–	–	–	–
–	32	–	52	38*	30	24*	20	14	11	9	–	6	–	–	–
35	–	–	57	42	34	26*	22	16*	12	10	–	7	–	–	–
–	38	–	62	46	36	29*	24	18*	14	11	–	8	–	–	–
40	–	–	64	48	38	30*	25	18*	14	12	–	8	6	–	–
–	42	–	68	51	40	32*	26	20*	15	12	–	9	7	–	–
45	–	–	74	55	44	34*	28	21*	16	13	12	10	7	–	–
–	48	–	78	58	46	37*	30	22*	18	14	12	10	8	6	–
50	–	–	–	60	48	38*	32	24*	18	15	12	11	8	7	–
–	52	–	–	64	50	40	33	24*	19	16	12	11	9	7	–
55	–	–	–	66	54	42	35	26*	20	17*	14	12	9	8	–
–	58	–	–	70	56	45	37	28*	22	18*	14	13	10	8	–
60	–	–	–	74	58	46	38	28*	22	18*	16	13	10	8	–
–	62	–	–	–	–	48	40	30*	23	19*	16	14	11	9	–
65	–	–	–	–	–	50	42	31*	24	20*	18	15	11	9	–
–	68	–	–	–	–	53	44	32*	25	21*	18	15	12	10	–
70	–	–	–	–	–	54	45	34*	26	22*	18	16	12	10	7
–	72	–	–	–	–	56	45	34*	27	22*	20	16	13	10	–

Примечания: 1. Невыделенные (без *) значения m соответствуют ряду 1, выделенные (со *) – ряду 2. Значения D и m из ряда 1 являются предпочтительными. 3. Выделенные (со *) значения z являются предпочтительными. 4. Стандарт предусматривает D от 4 до 500 мм.

Таблица 10.3.2 Рекомендуемые поля допусков и посадки при центрировании по боковым сторонам зубьев

Поле допуска ширины впадины e	Поле допуска толщины s зуба									
	9r	8p	7n	8k	7h	9h	9g	7f	8f	10d
7H	$\frac{7H}{9r}$	$\frac{7H}{8p}$	$\frac{7H}{7n}$	$\frac{7H}{8k}$	$\frac{7H}{7h}$	–	–	–	–	–
9H	–	–	–	$\frac{9H}{8k}$	–	$\frac{9H}{9g}$	$\frac{9H}{9g}$	$\frac{9H}{7f}$	$\frac{9H}{8f}$	–
11H	–	–	–	–	–	–	–	–	–	$\frac{11H}{10d}$

Таблица 10.3.3 Рекомендуемые поля допусков и посадки при центрировании по наружному диаметру

Поле допуска для D_i	Поле допуска для d_s				
	n6	js6	h6	g6	f7
H7	$\frac{H7}{n6}$	$\frac{H7}{js6}$	$\frac{H7}{h6}$	$\frac{H7}{g6}$	$\frac{H7}{f7}$
H8	$\frac{H8}{n6}$	–	$\frac{H8}{h6}$	$\frac{H8}{g6}$	$\frac{H8}{f7}$

Примечание. Поле допуска для e принимают 9H, 11H, для s – 9h, 9g, 9d, 11c, 11a.

Примеры условного обозначения

1. Соединение с $D = 50$ мм и $m = 2$ мм, с центрированием и посадкой по боковым сторонам зубьев 9H/9g:

$50x2x9H / 9g$ ГОСТ 6033 – 80

Втулка того же соединения:

$50x2x9H$ ГОСТ 6033 – 80

Вал того же соединения:

$50x2x9g$ ГОСТ 6033 – 80

2. Соединение с $D = 50$ мм и $m = 2$ мм, с центрированием по наружному диаметру D и посадкой H7/g6:

$50xH7 / g6x2$ ГОСТ 6033 – 80

Втулка того же соединения:

$50xH7x2$ ГОСТ 6033 – 80

Вал того же соединения:

$50xg6x2$ ГОСТ 6033 – 80

11. КОНСТРУИРОВАНИЕ КОРПУСА РЕДУКТОРА

11.1. Конструирование литых деталей

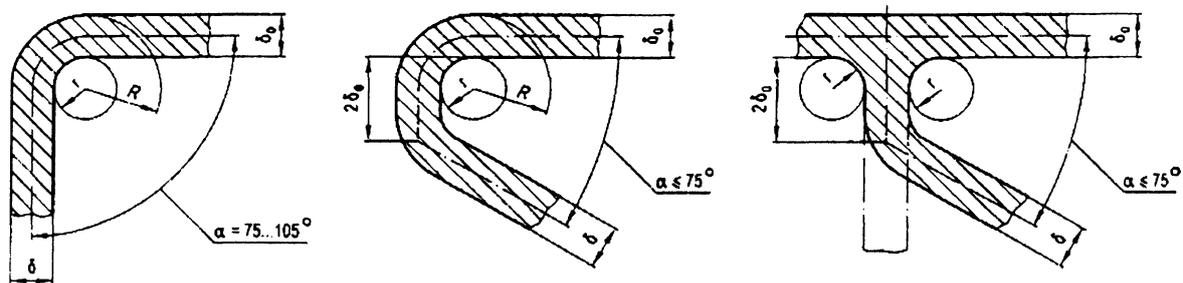


Рис. 11.1.1. Угловые сопряжения стенок одинаковой толщины ($\delta = \delta_0$; $r = (0,5...1)\delta$) [1]

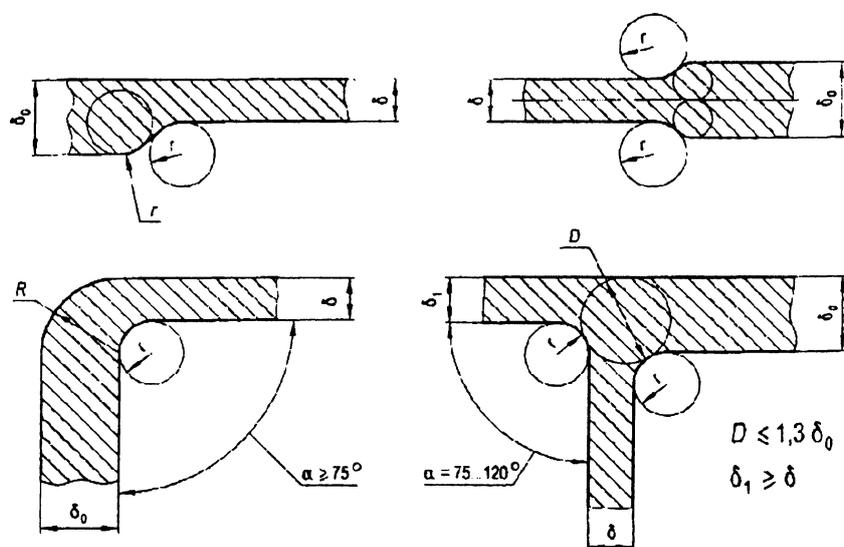


Рис. 11.1.2. Переходные участки, угловые и тавровые сопряжения стенок разной толщины при

$$\delta_0 / \delta \leq 2; r = (0,5...1) \frac{\delta_0 + \delta}{2}$$

11.1. Конструирование литых деталей (продолжение)

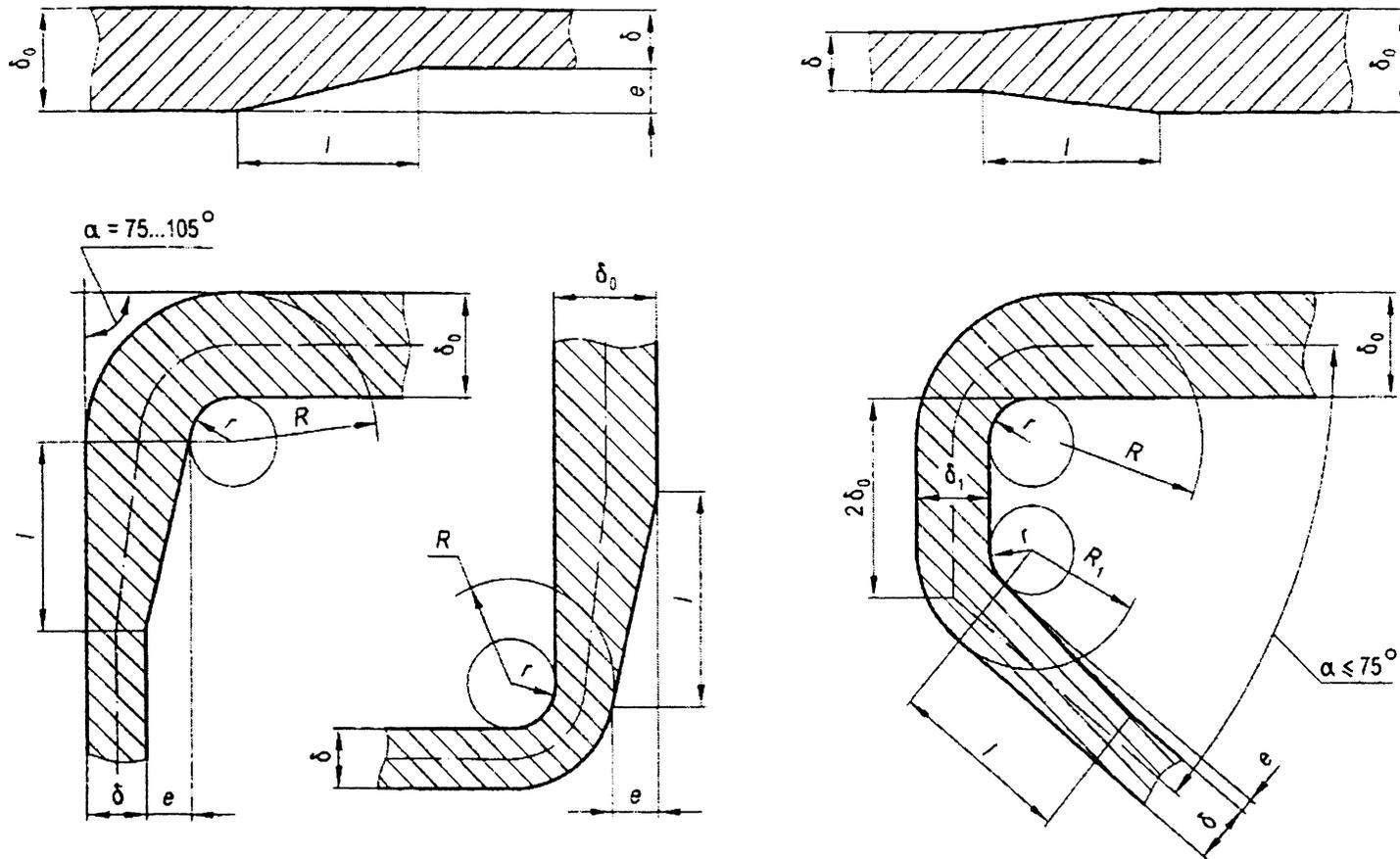


Рис. 11.1.3. Переходные участки и угловые сопряжения стенок разной толщины при $\delta_0 / \delta > 2$; $r = (0,5 \dots 1) \frac{\delta_0 + \delta}{2}$ (для чугуновых отливок $l \geq 4e$) [1]

11.1. Конструирование литых деталей (окончание)

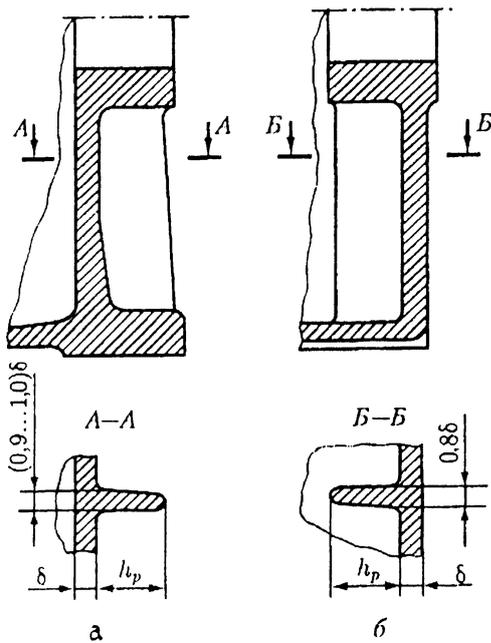


Таблица 11.1.1 Формовочные уклоны металлических отливок [1,3]

h , мм	β
До 10	$2^{\circ}55'$
Св. 10 до 16	$1^{\circ}55'$
» 16 » 25	$1^{\circ}30'$
» 25 » 40	$1^{\circ}05'$
» 40 » 63	$45'$
» 63 » 100	$35'$
» 100 » 250	$25'$
» 250 » 600	$20'$

Рис. 11.1.4. Размеры наружных (а) и внутренних (б) ребер жесткости ($h_p \leq 4\delta$) [3]

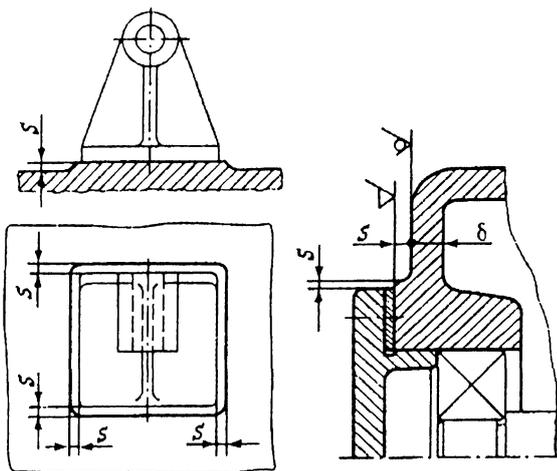


Рис. 11.1.5. Отделение обрабатываемых поверхностей от необрабатываемых [1,3] (S см. табл. 11.2.1)

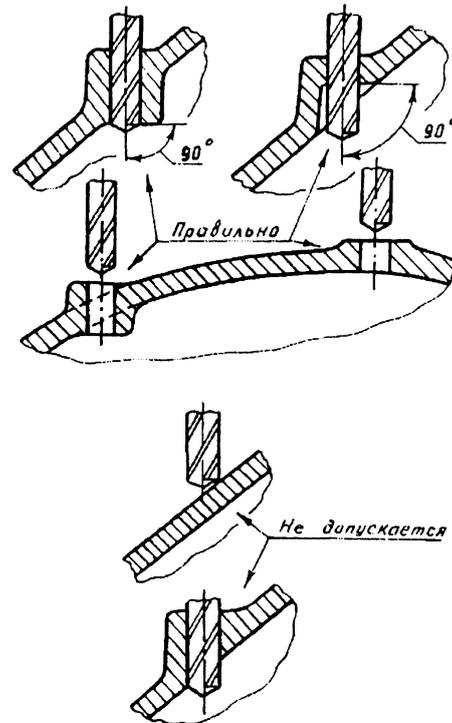


Рис. 11.1.6. Конструирование элементов деталей в местах сверления отверстий [3]

11.2. Рекомендуемые размеры корпуса редуктора

Таблица 11.2.1 Соотношения для вычисления размеров элементов корпуса и крышки редуктора [1]

Наименование	Обозначение	Соотношение
Толщина стенки корпуса	δ	$1,2\sqrt[4]{T} \geq 6$ мм
Толщина стенки крышки	δ_1	$0,9\delta \geq 6$ мм
Толщина фланца корпуса	–	$1,5\delta$
Толщина фланца крышки	–	$1,5\delta_1$
Толщина лапы корпуса	g	$(2,3...2,4)\delta$
Диаметр винтов, стягивающих корпус и крышку	d	$1,25\sqrt[3]{T} \geq 10$ мм
Диаметр винтов крепления корпуса (фундаментных)	d_ϕ	$1,25d$
Диаметр штифтов	$d_{шт}$	$(0,7...0,8)d$
Диаметр винтов крепления привертных крышек подшипников	d_B	табл. 11.5.1
Расстояние от оси винта до плоского края	c	$(1,1...1,2)d$
То же до края отверстия	c_1	$(1...1,1)d$
Ширина фланца при установке винта: с шестигранной головкой с шестигранным углублением	k k_1	$2,7d$ $2c$
Ширина опорной поверхности корпуса (лапы корпуса)	–	$k + 1,5\delta$
Толщина внутренних ребер	δ_p	$(0,8...0,9)\delta$
Толщина наружных ребер	δ_p	$(0,9...1)\delta$
Минимальный зазор между колесом и корпусом	a	δ
Минимальное расстояние от колеса до дна корпуса	b_0	$4a$
Минимальное расстояние между необработанной и обработанной поверхностями литой детали	s	$0,5\delta$
Минимальный диаметр прилива корпуса вокруг подшипника качения (диаметр бобышки)	D_1	$1,25D + 10$ мм
Число винтов крепления корпуса при: $a_{WT} \leq 315$ мм $315 \leq a_{WT} \leq 710$ мм	z	4 6
Высота ниши при креплении винтами То же шпильками	h_H	$2,5(d_\phi + \delta)$ $(2...2,5)d_\phi$
Диаметр отверстия проушины	d_y	$3\delta_1$
Толщина проушины (крюка)	δ_y	$(2...3)\delta_1$

Примечание. Здесь T – момент на тихоходном валу редуктора, $H \cdot м$; a_{WT} – межосевое расстояние тихоходной передачи редуктора; D – наружный диаметр подшипника.

11.3. Типы конструкций корпусов редукторов

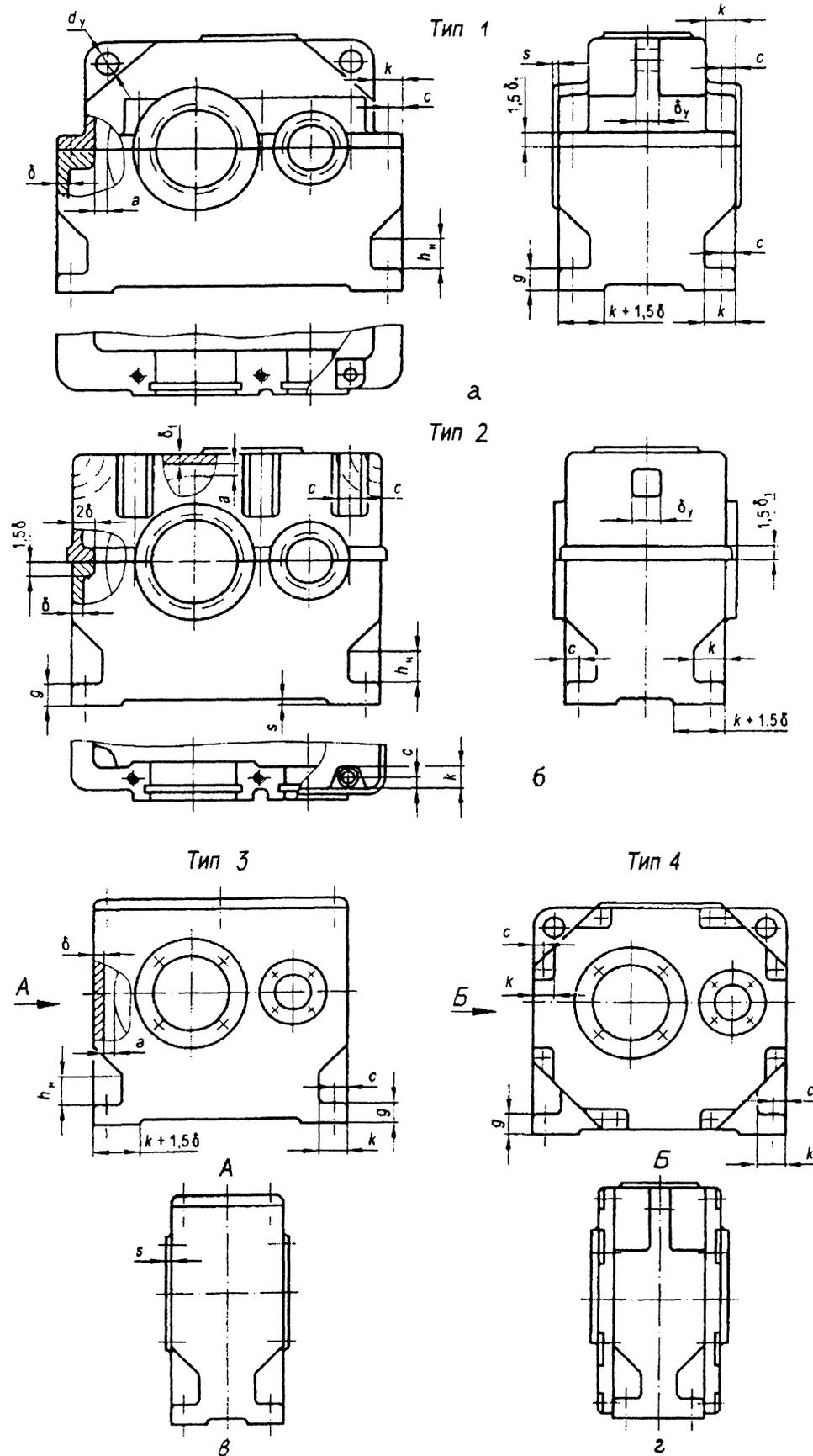


Рис. 11.3.1. Основные типы конструкций корпусов редукторов [1]

11.4. Элементы корпуса редуктора

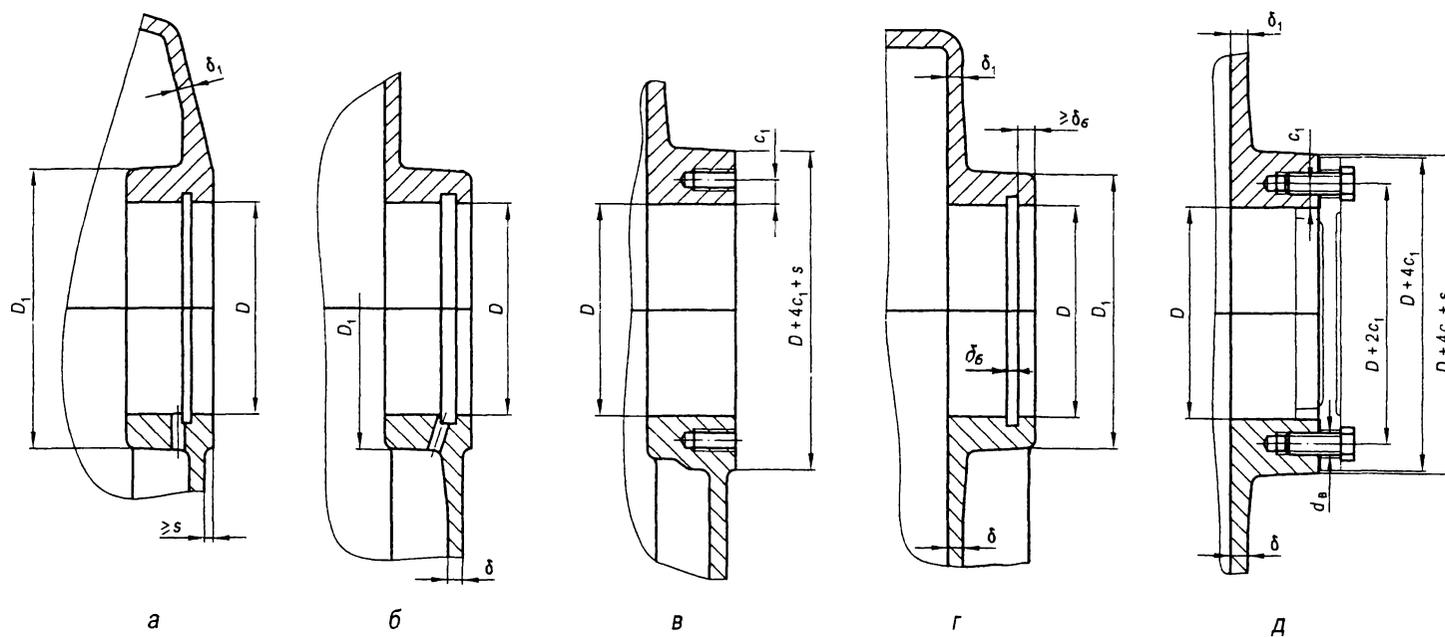


Рис. 11.4.1 Приливы (бобышки) для подшипников (размеры см. в табл. 11.2.1 и 11.5.1) [1]

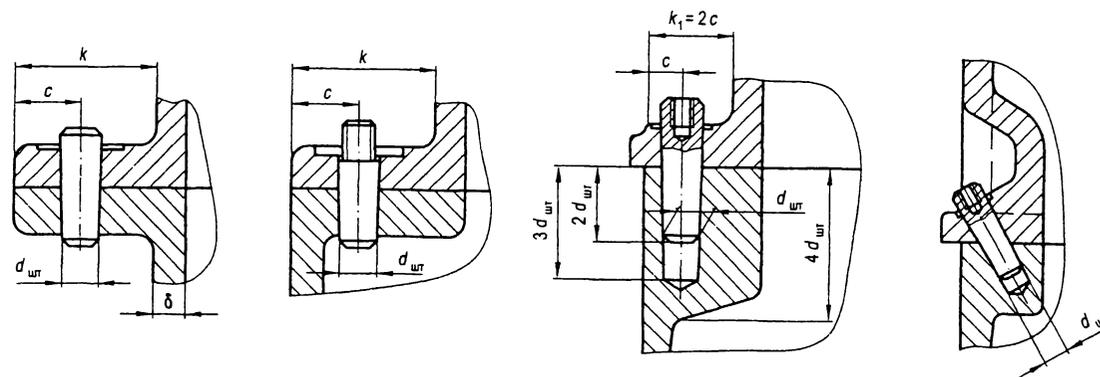


Рис. 11.4.2. Штифты (размеры см. в табл. 11.2.1) [1]

11.4. Элементы корпуса редуктора (продолжение)

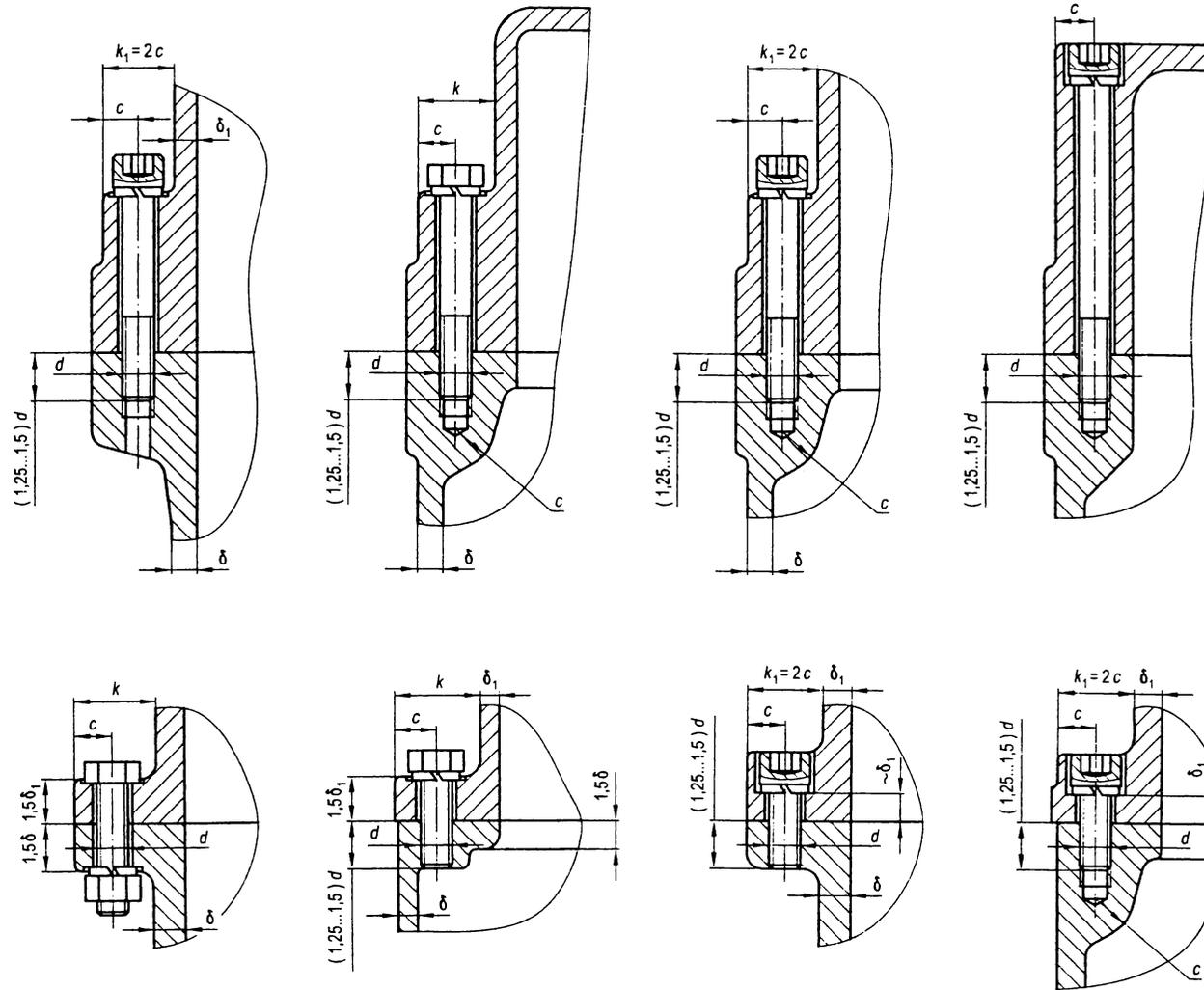


Рис. 11.4.3 Приливы под болты и винты на боковых сторонах корпуса (размеры см. в табл. 11.2.1) [1]

11.4. Элементы корпуса редуктора (продолжение)

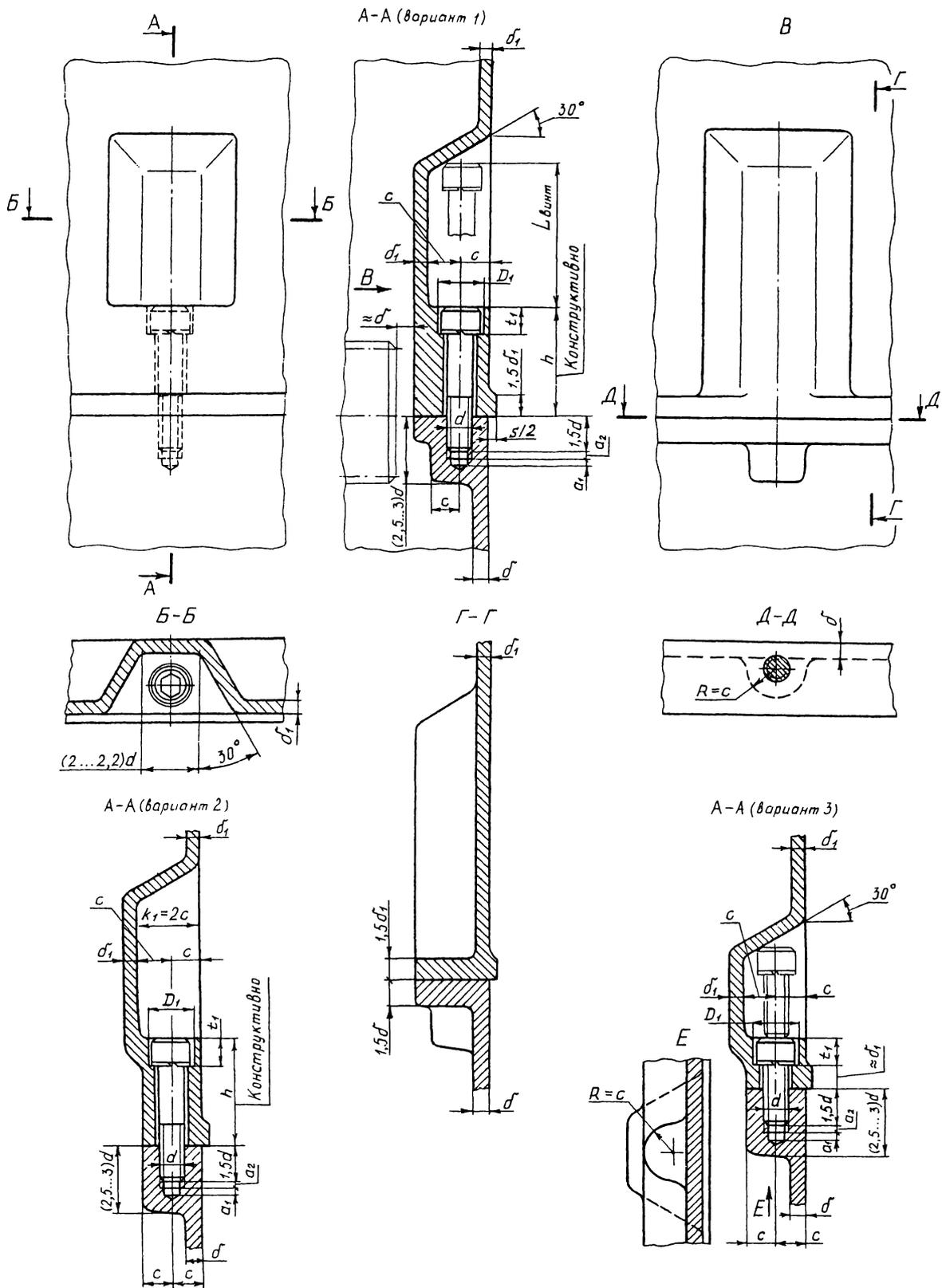


Рис. 11.4.4. Крепление крышки к корпусу редуктора типа 2

11.4. Элементы корпуса редуктора (окончание)

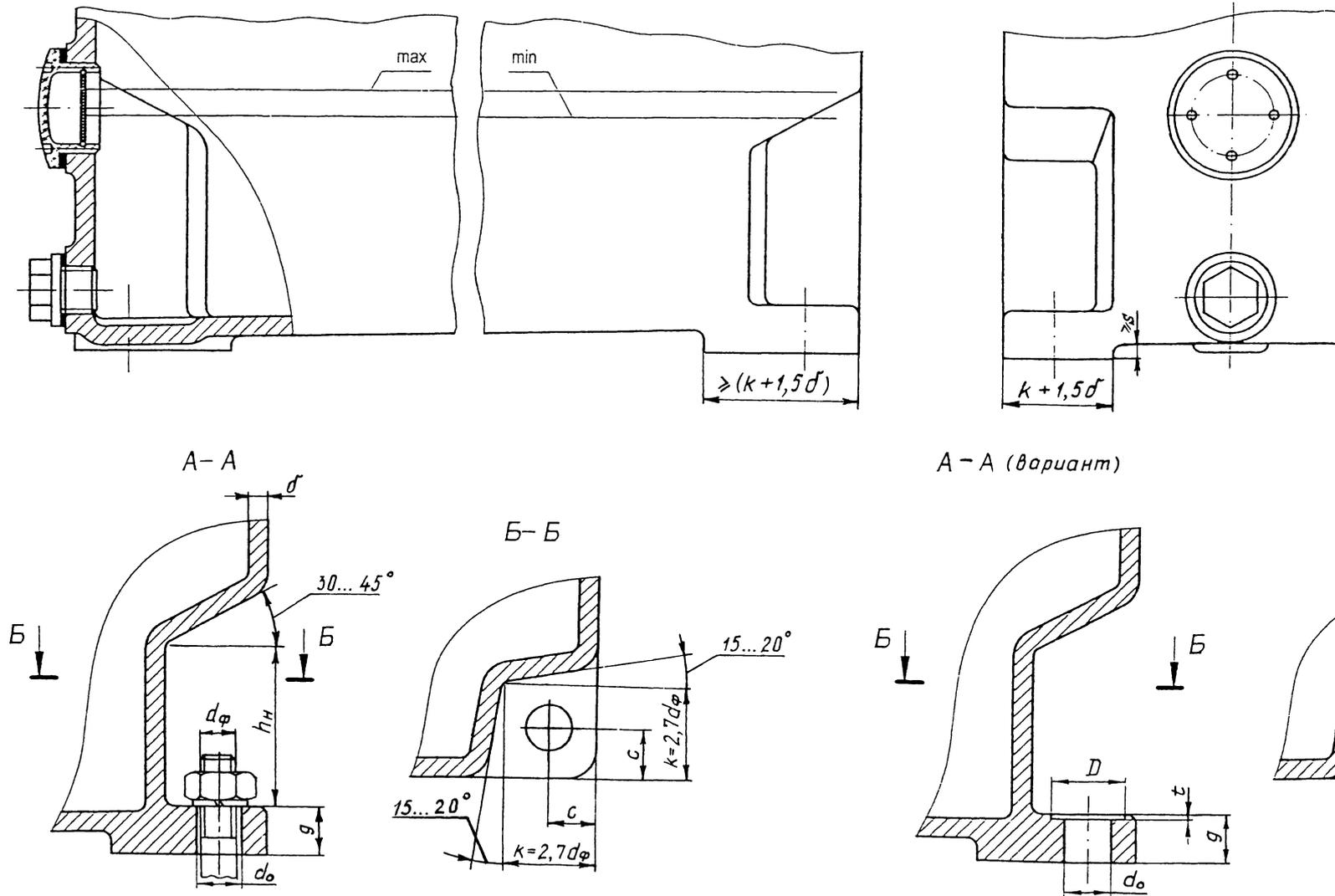


Рис. 11.4.5. Лапы для крепления корпуса к плите (раме) (размеры см. в табл. 11.2.1)

11.5. Конструирование крышек и стаканов подшипников

Таблицы 11.5.1. Основные размеры крышек подшипников, мм

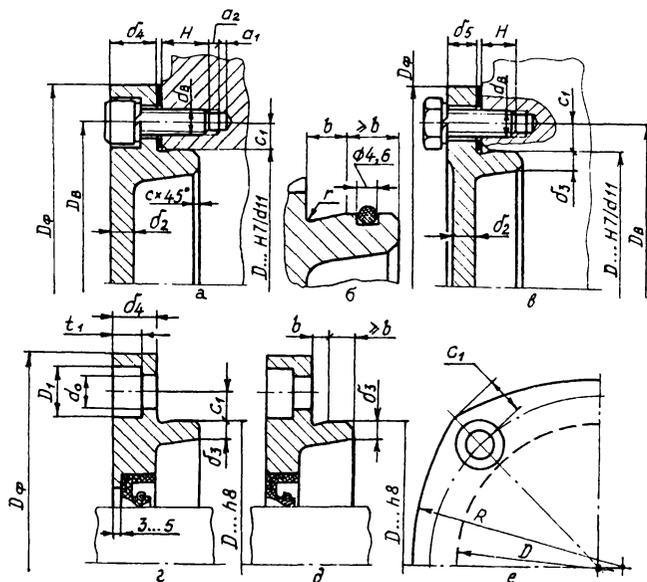


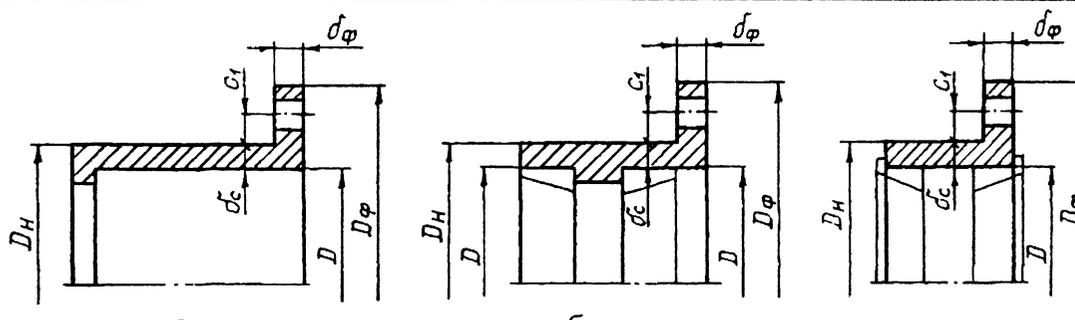
Рис. 11.5.1 Крышки подшипников привертные

	D	δ_2	d_B	Число вин- тов Z
Крышки при- вертные	50...62	5	M6	4
	63...95	6	M8	4
	100...145	7	M10	6
	150...220	8	M12	6
	$\delta_3 = (0,9...1)\delta_2$ $\delta_4 = t_1 + 0,8\delta_2$ (где t_1 – табл. 8.4.1) $\delta_5 = 1,2\delta_2$ $c_1 = (1...1,1)d_B$ $D_B = D + 2c_1$ $D_\phi = D + 4c_1$ $H = (1,25...1,5)d_B$ – для чугуна $D_1; d_0; a_1; a_2$ – см. табл. 8.4.1			
Крышки за- кладные	δ_2, δ_3 – см. привертные крышки $\delta_6 = (0,9...1)\delta_2$ $\delta_7 \geq \delta_6$			
Подточка для крышек				
	D	b	d_1	r
	≤ 50	3	$D - 0,5$	1
	50...100	4	$D - 1$	1,6
>100	5	$D - 1,5$	2	

Рис. 11.5.2 Крышки подшипников закладные

11.5. Конструирование крышек и стаканов подшипников (окончание)

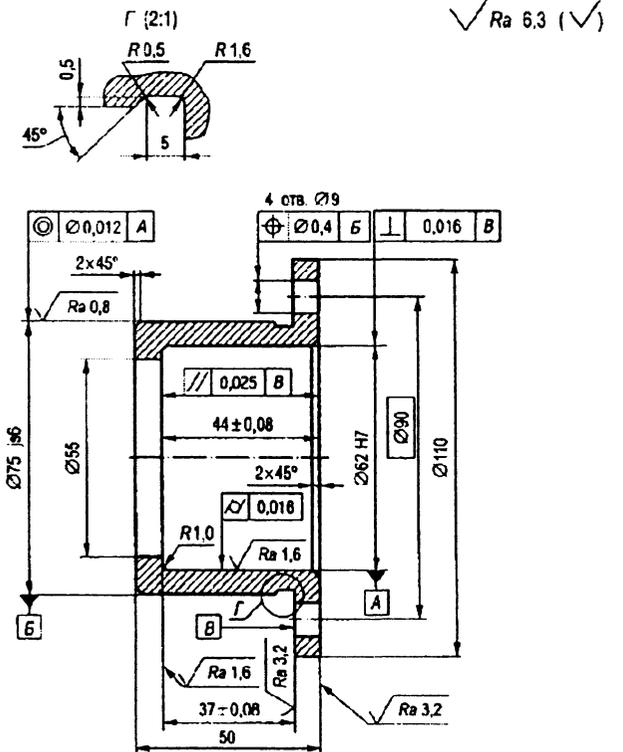
Таблица 11.5.2. Основные размеры стаканов подшипников



	a	б	в		
D	<50	50...62	63...95	100...145	150...220
d_c	4...5	5...7	7...9	9...11	11...13
d_B	M6	M6	M8	M10	M12
z	4	4	4	6	6

Примечание. d_B – диаметр винта; z – число винтов

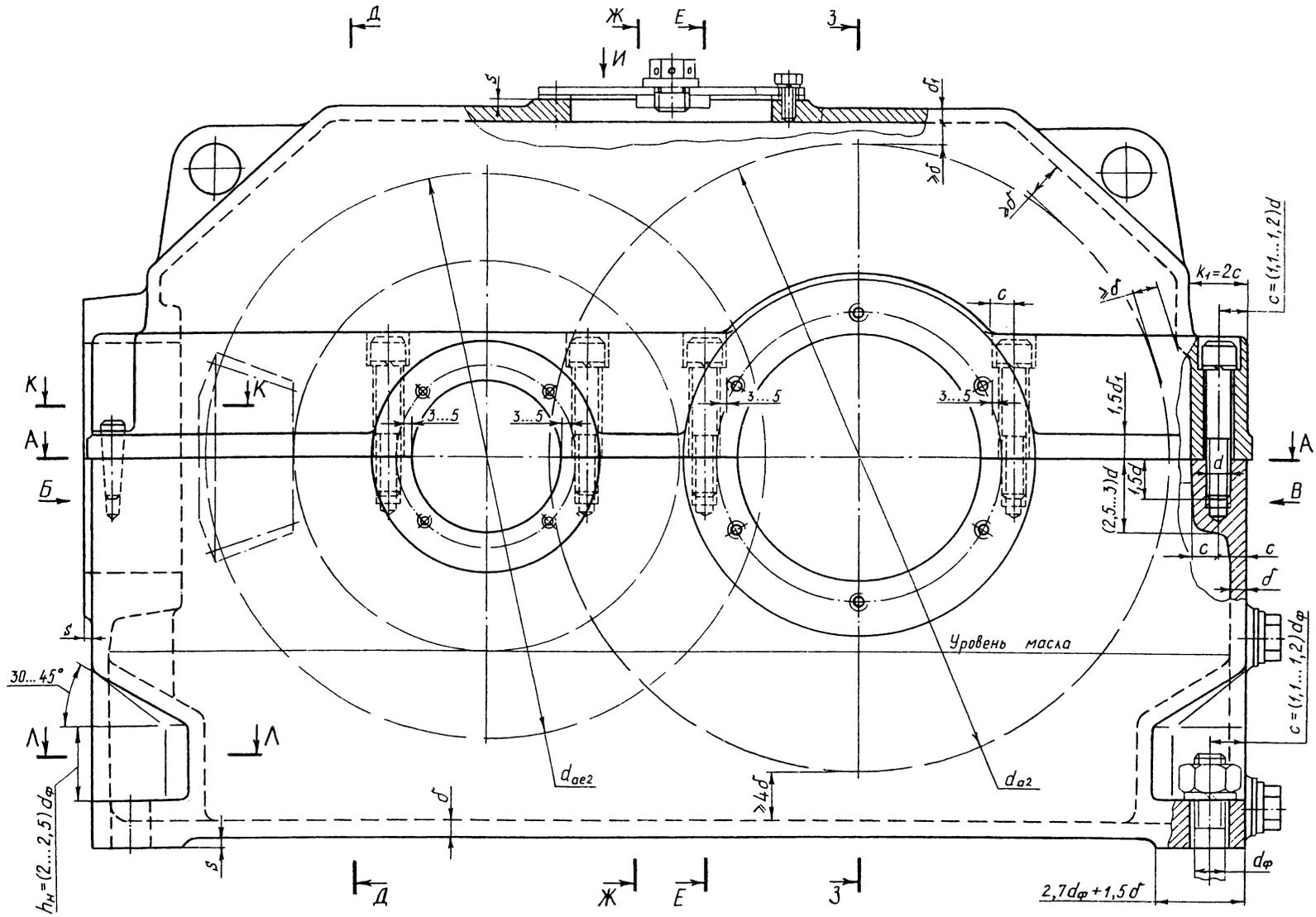
142



Общие допуски по ГОСТ 30893.2-мк.

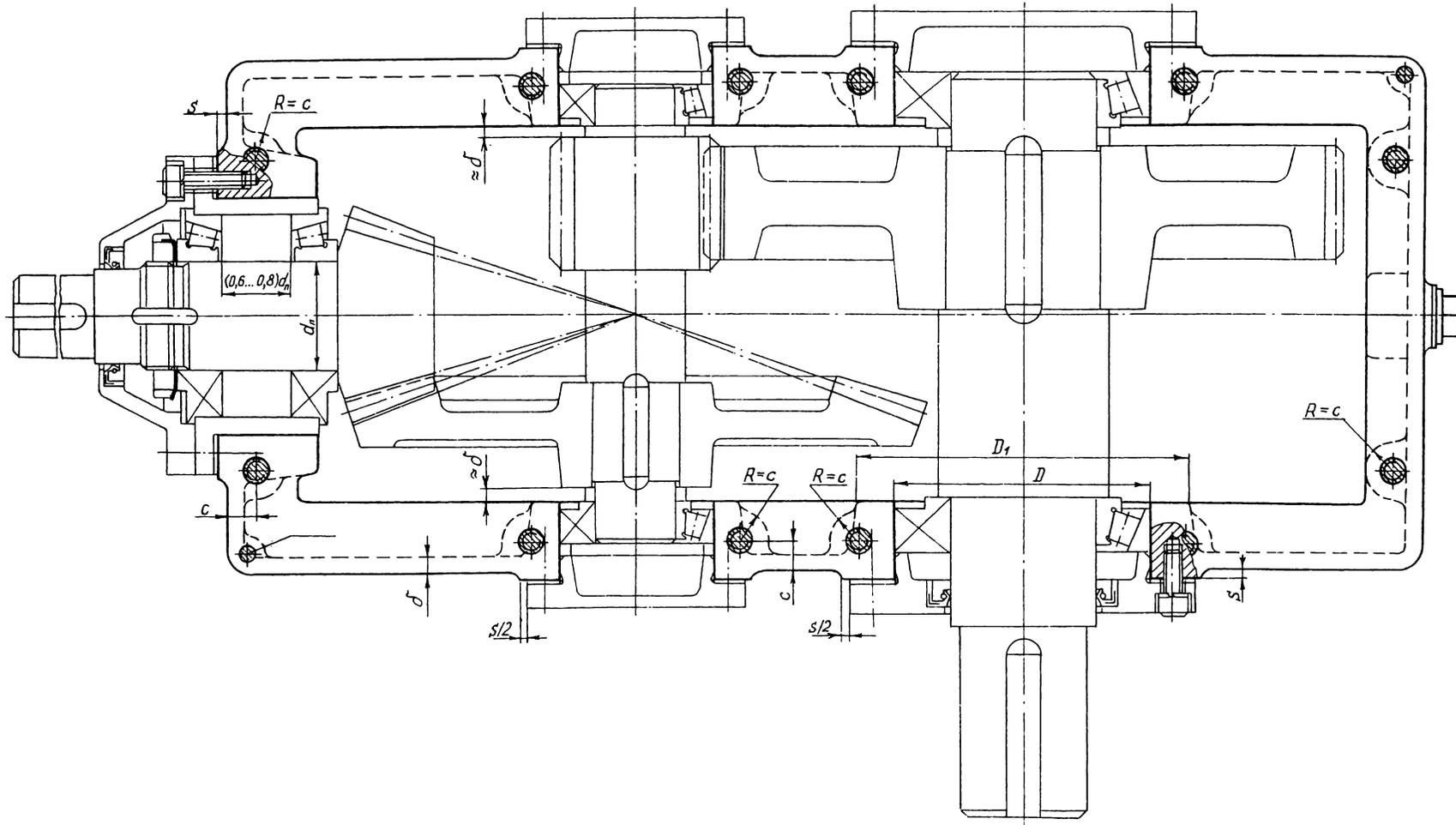
Рис. 15.5.3. Пример рабочего чертежа стакана [1,3]

11.6. Конструирование корпуса коническо-цилиндрического редуктора типа 1



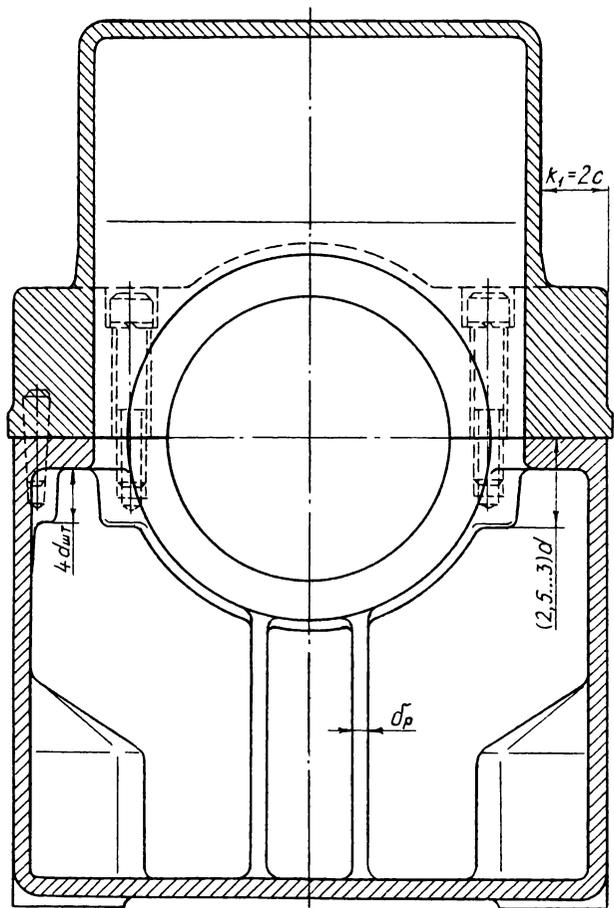
11.6. Конструирование корпуса коническо-цилиндрического редуктора типа 1 (продолжение)

A-A

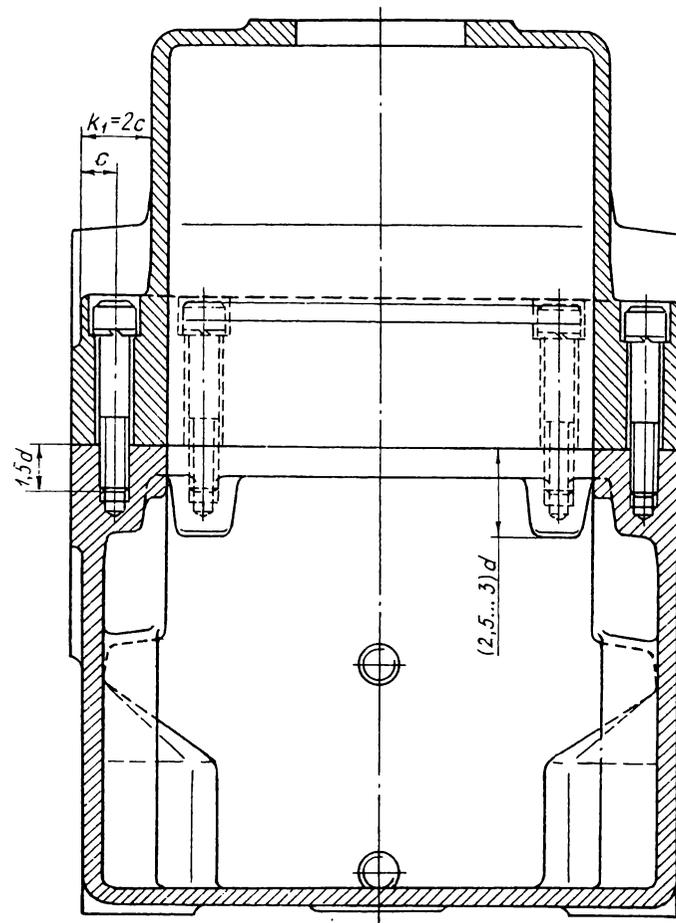


11.6. Конструирование корпуса коническо-цилиндрического редуктора типа 1 (продолжение)

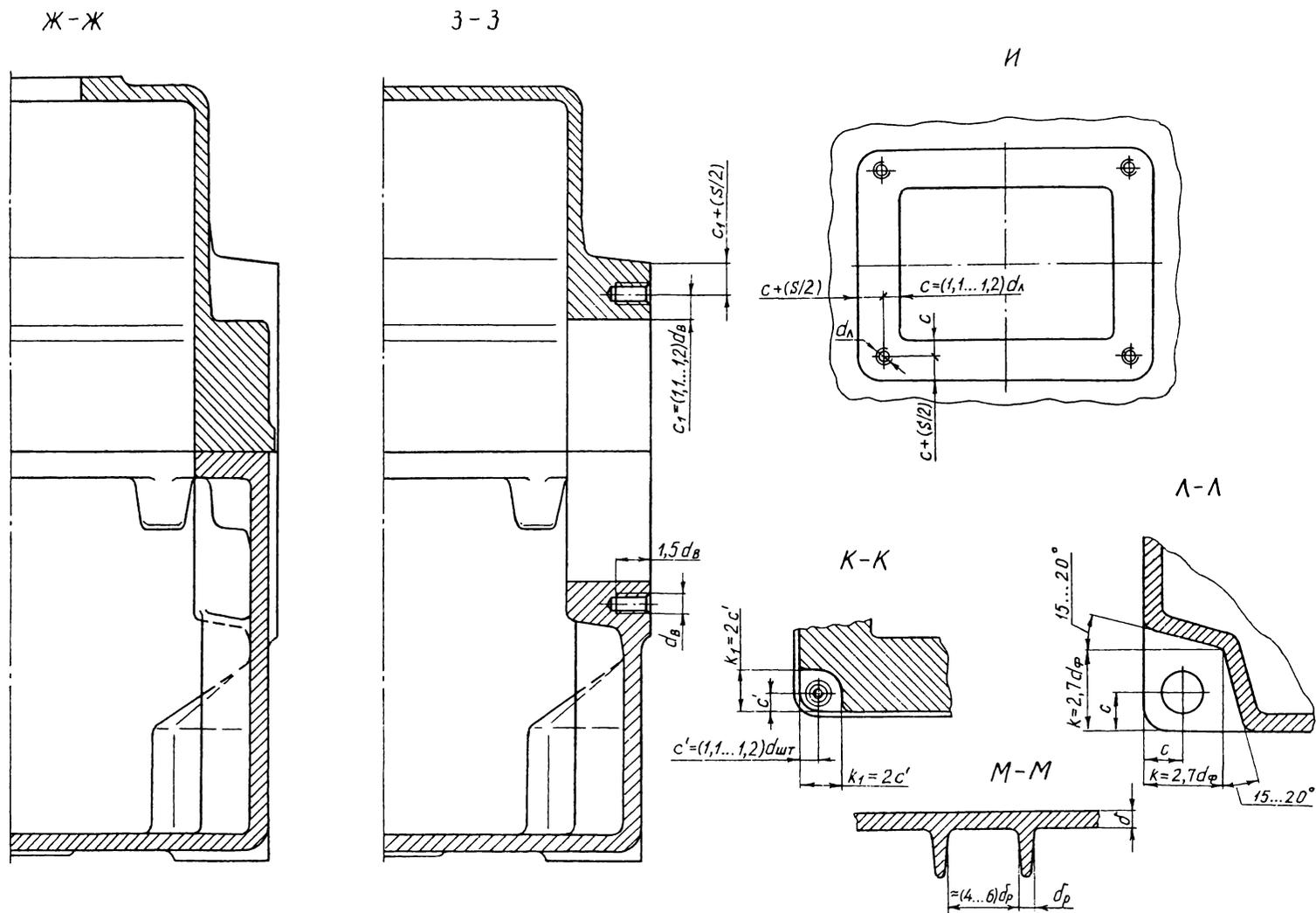
$A-A$



$E-E$



11.6. Конструирование корпуса коническо-цилиндрического редуктора типа 1 (продолжение)



11.6. Конструирование корпуса коническо-цилиндрического редуктора типа 1 (окончание)

149

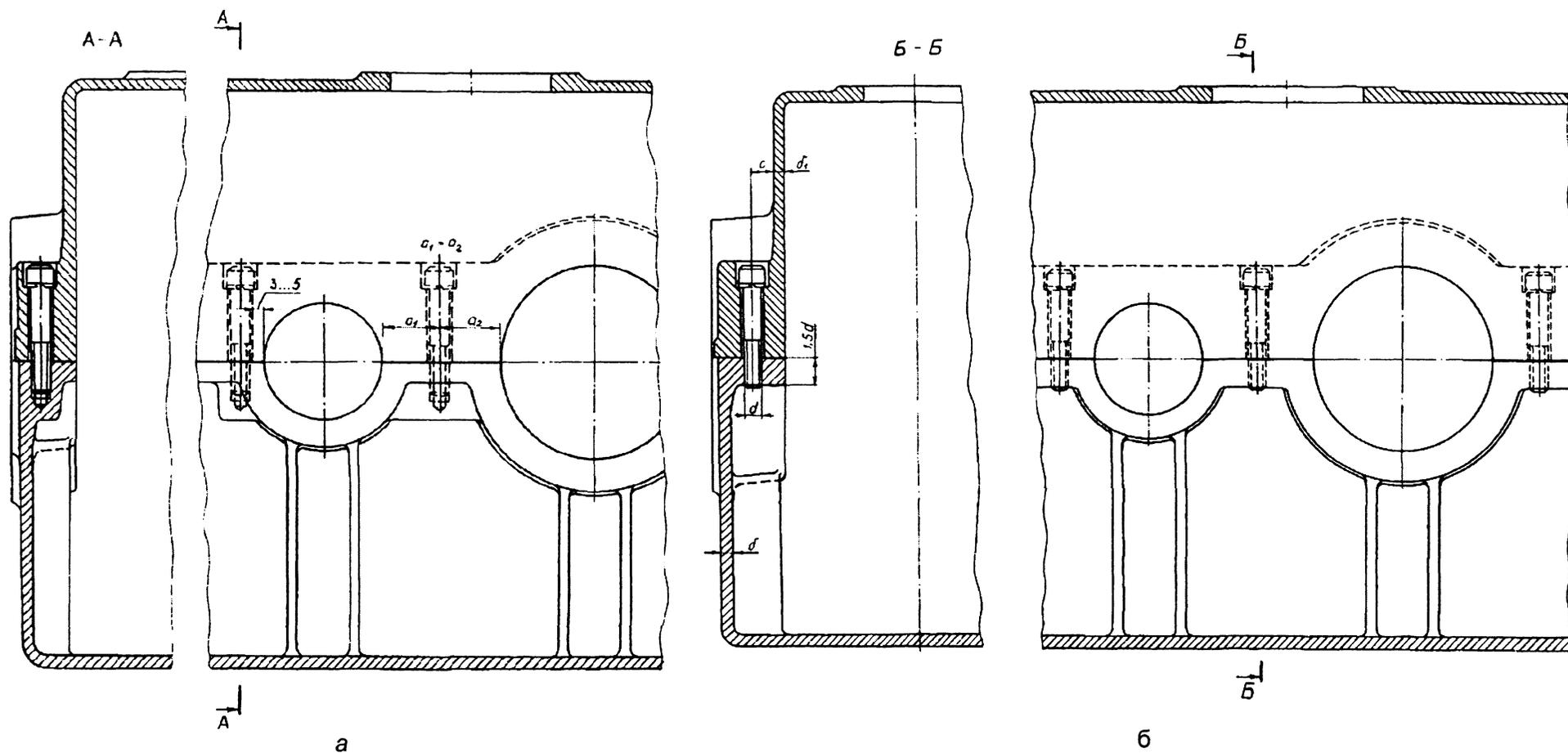
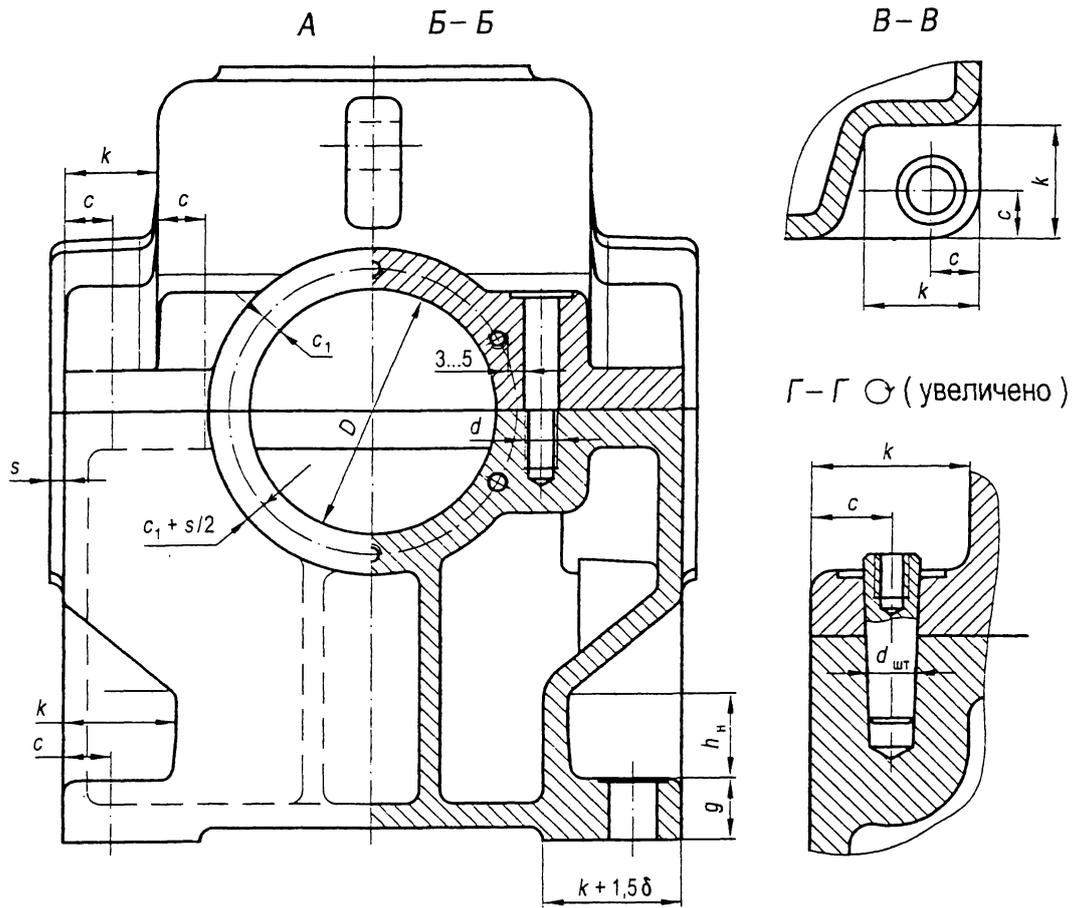
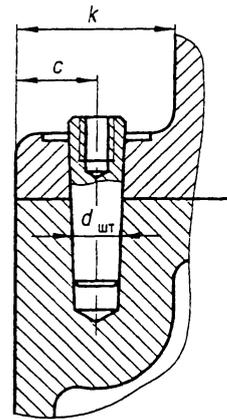


Рис. 11.6.1. Варианты установки винтов крепления крышки к корпусу:
 а – посередине отверстий под подшипники промежуточного и тихоходного валов; б – со сквозными резьбовыми отверстиями во фланце корпуса

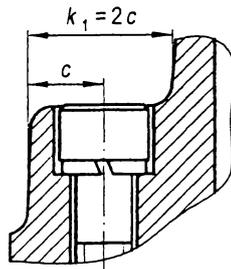
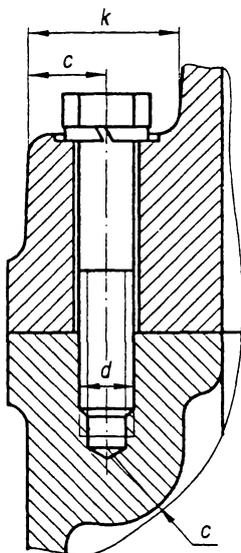
11.7. Конструирование корпуса коническо-цилиндрического редуктора типа 1 (окончание)



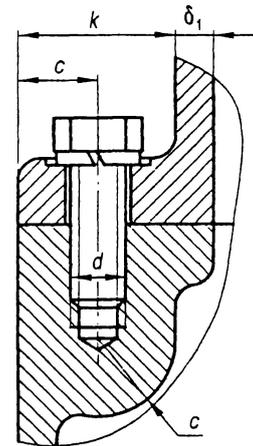
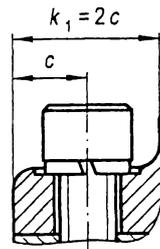
Г-Г \odot (увеличено)



Д-Д (увеличено, вариант 1) Д-Д (увеличено, вариант 2) Е-Е (увеличено, вариант 1)

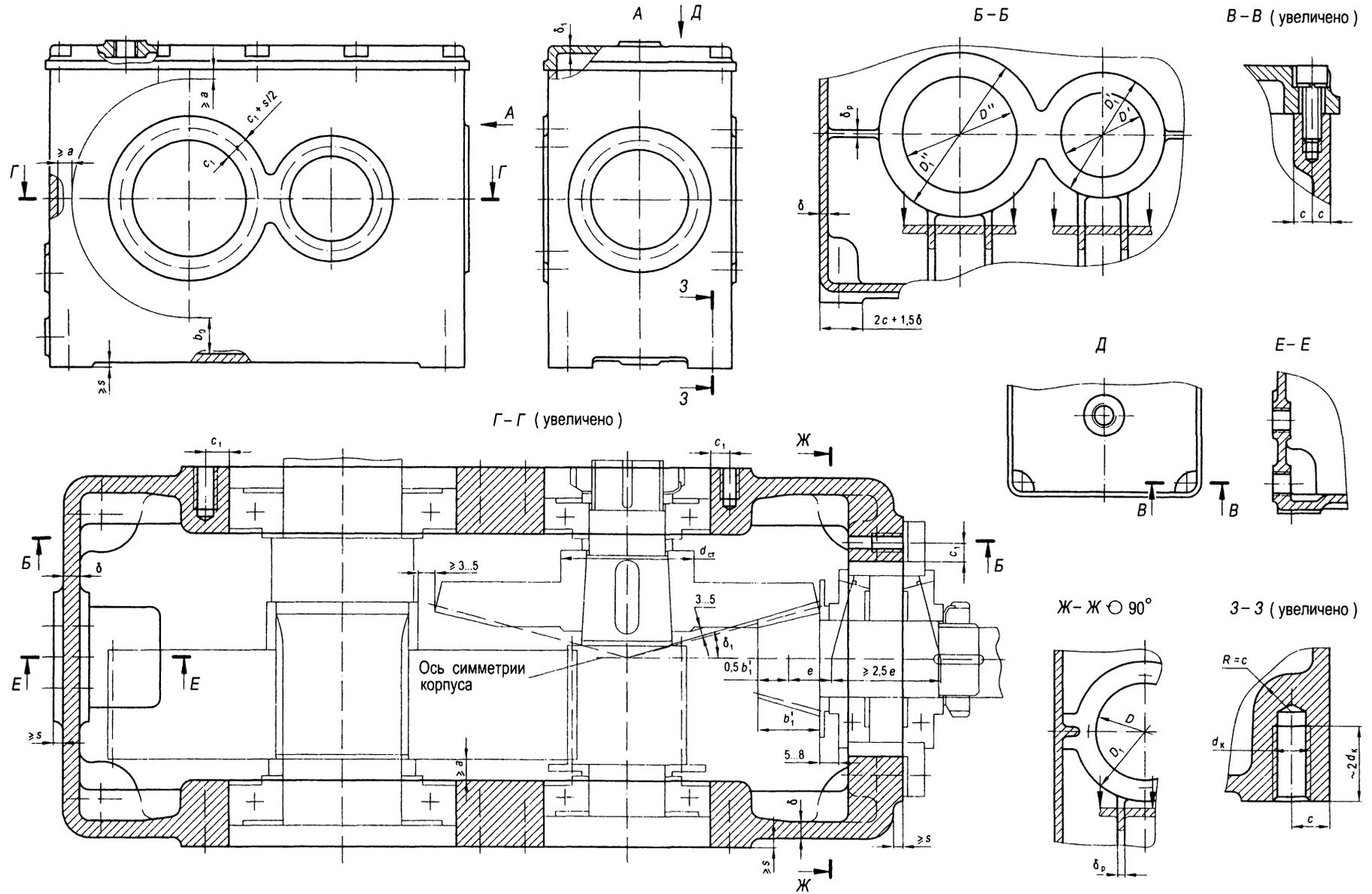


Е-Е (увеличено, вариант 2)

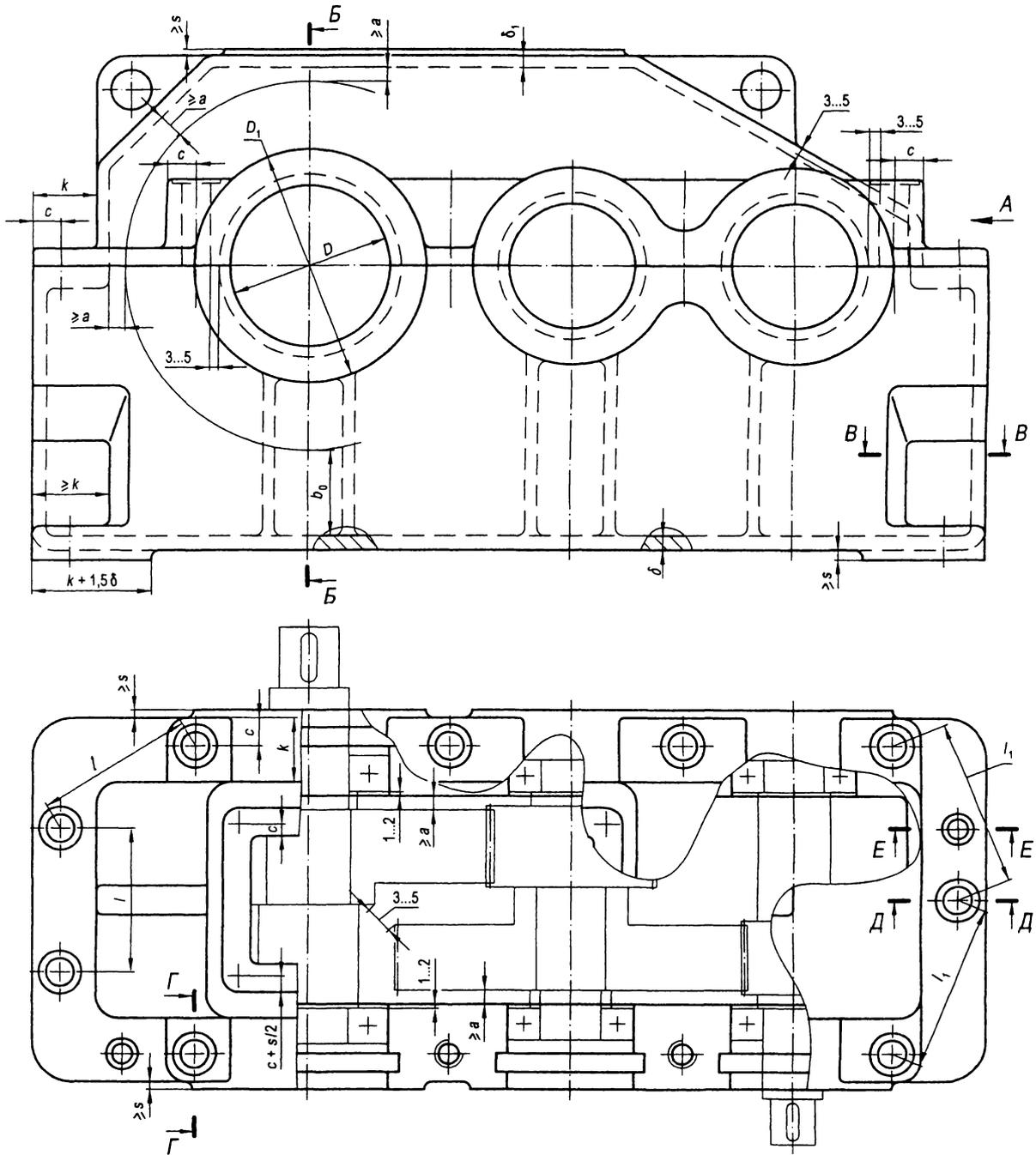


$(l \leq 12d)$

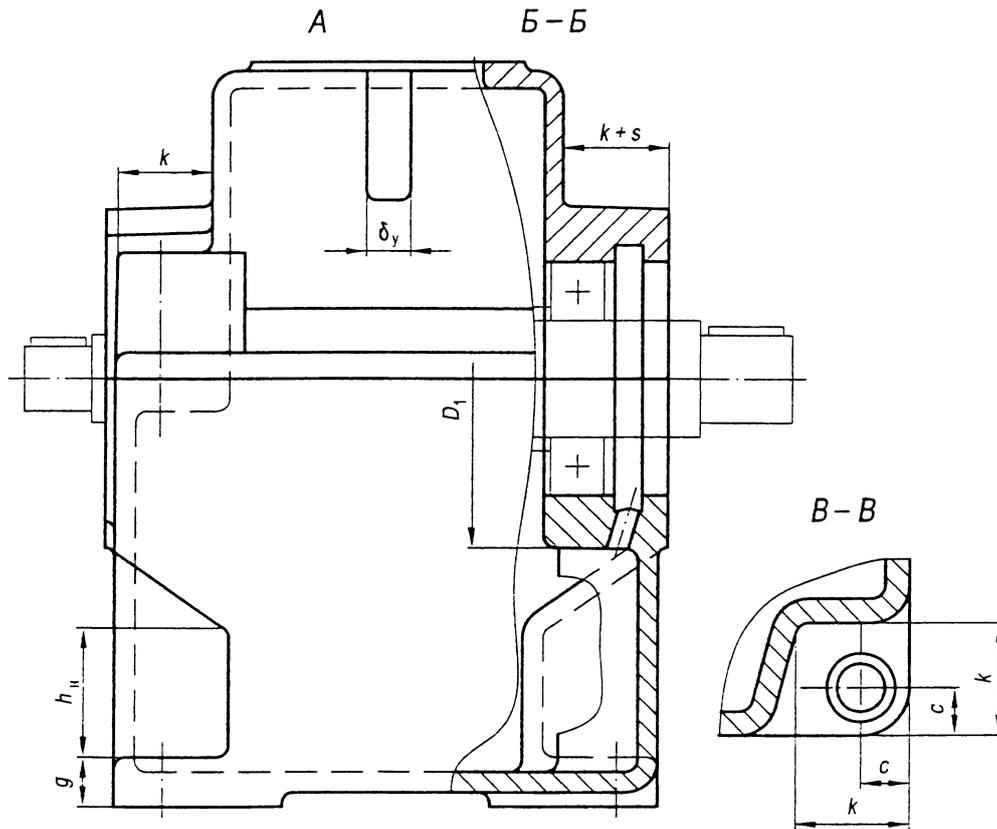
11.8. Конструирование корпуса коническо-цилиндрического редуктора типа 3 [1]



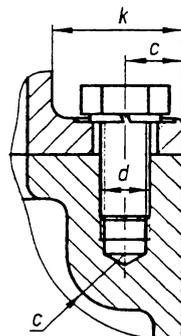
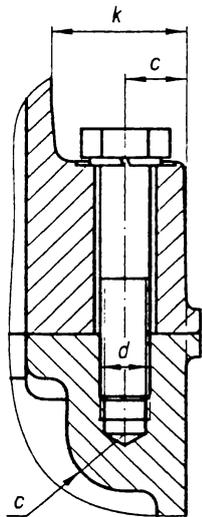
11.9. Конструирование корпуса цилиндрического редуктора типа 1 [1]



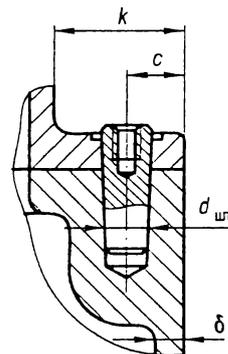
11.9. Конструирование корпуса цилиндрического редуктора типа 1 (окончание)



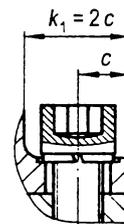
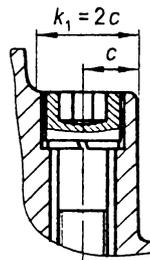
Г-Г ○ (увеличено, вариант 1) Д-Д (увеличено, вариант 1)



Е-Е (увеличено)

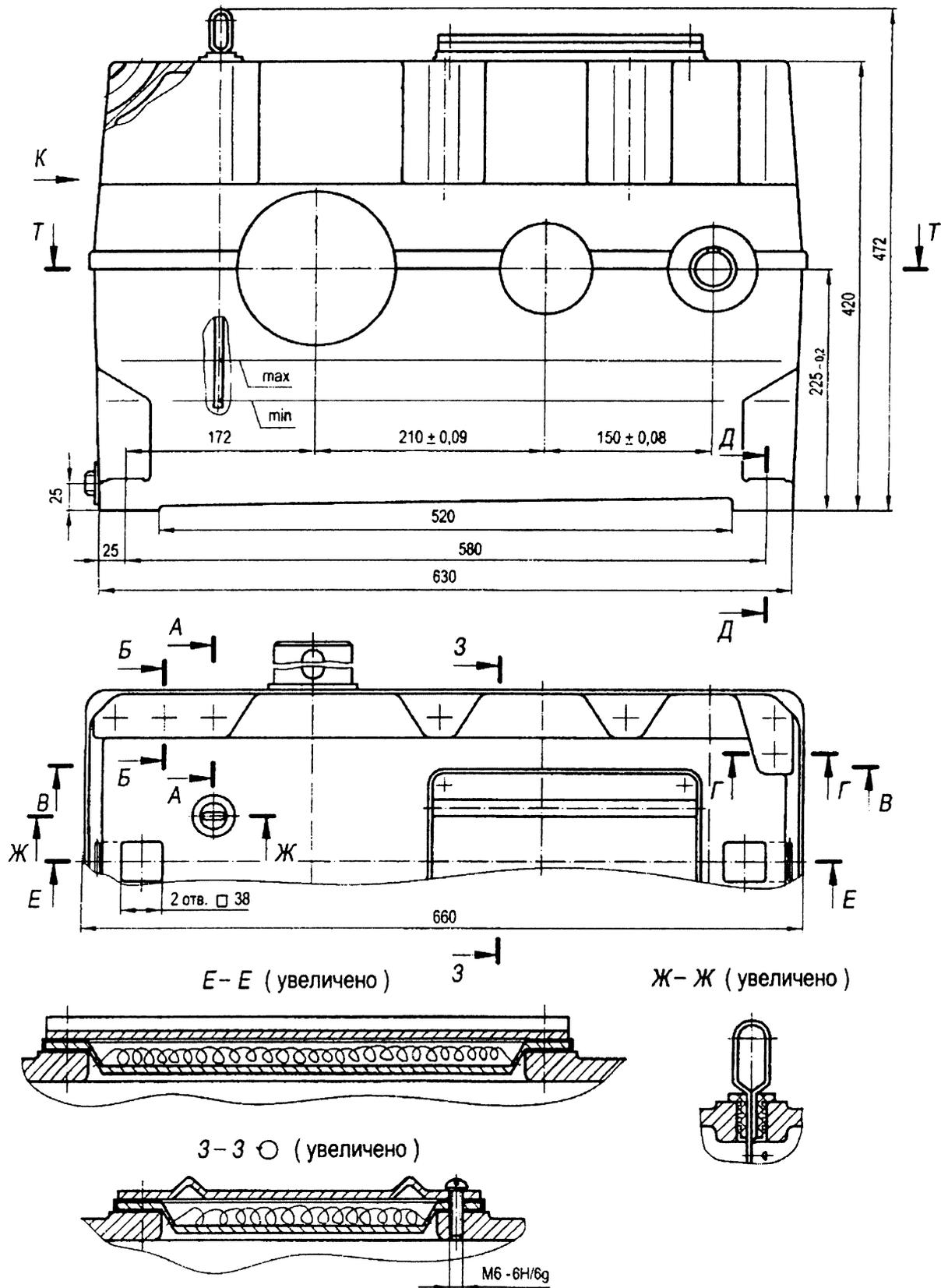


Г-Г ○ (увеличено, вариант 2) Д-Д (увеличено, вариант 2)

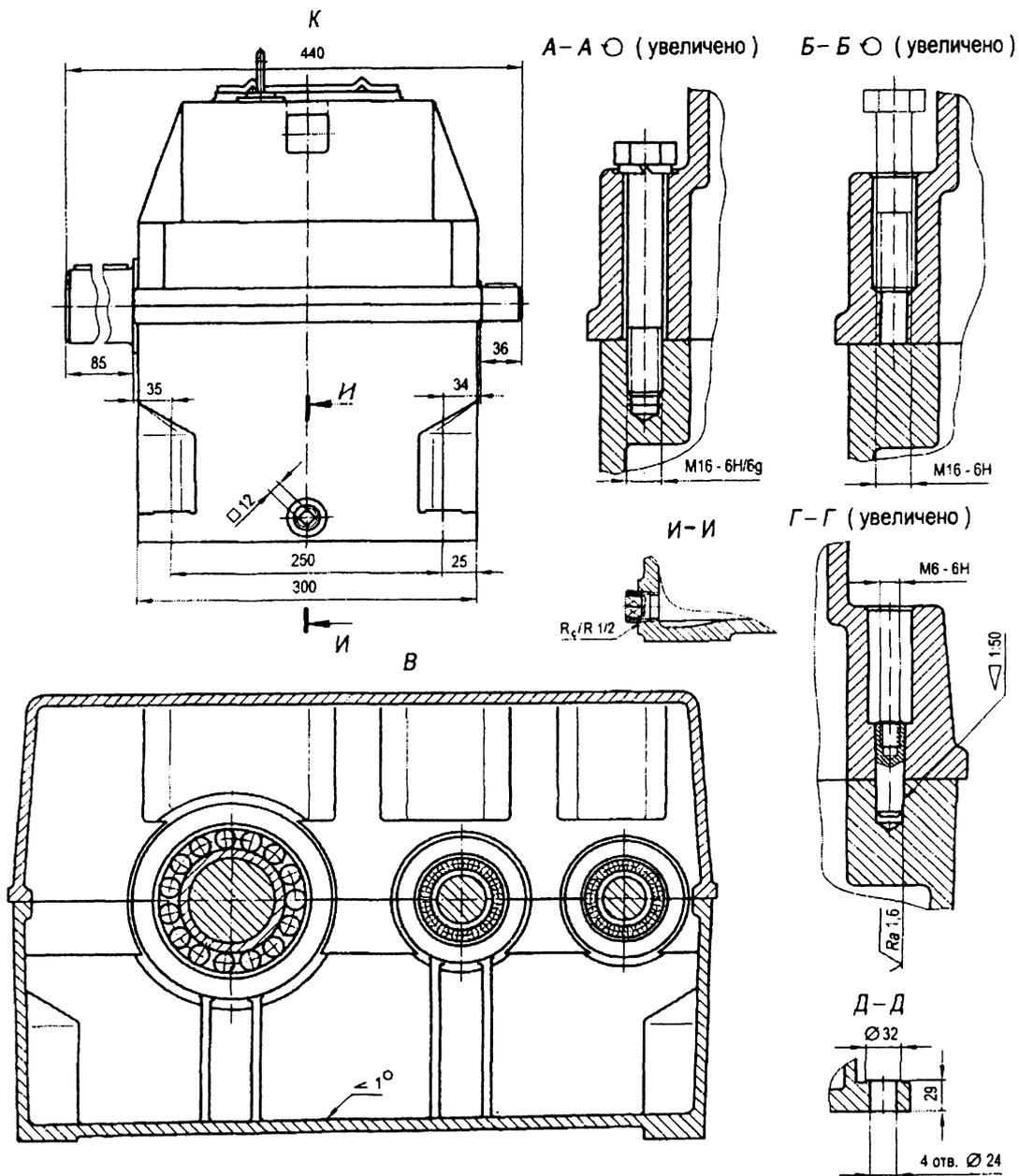


$(l \leq 12d; l_1 \leq 12d)$

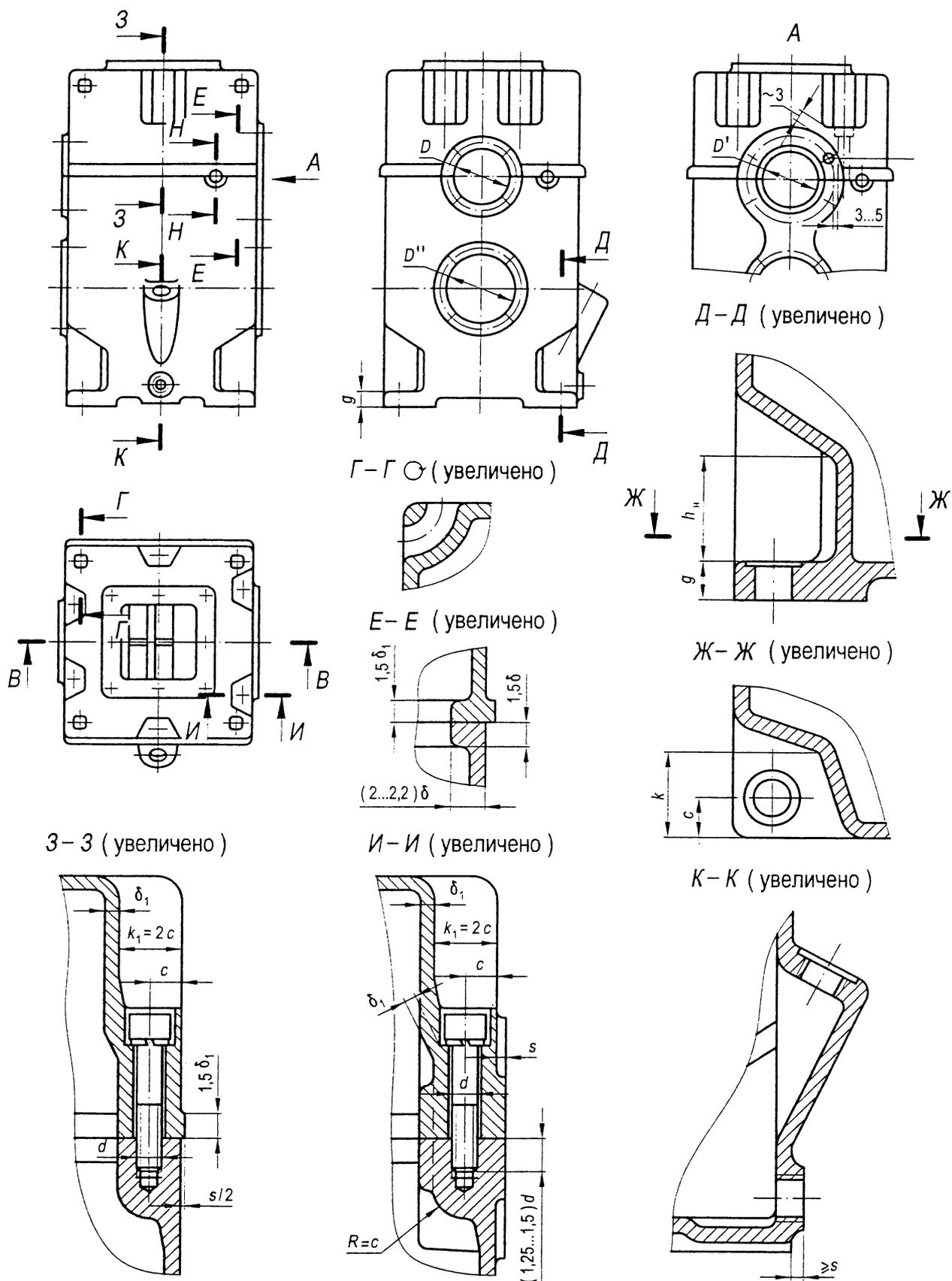
11.10. Пример конструкции корпуса цилиндрического редуктора типа 2 [1]



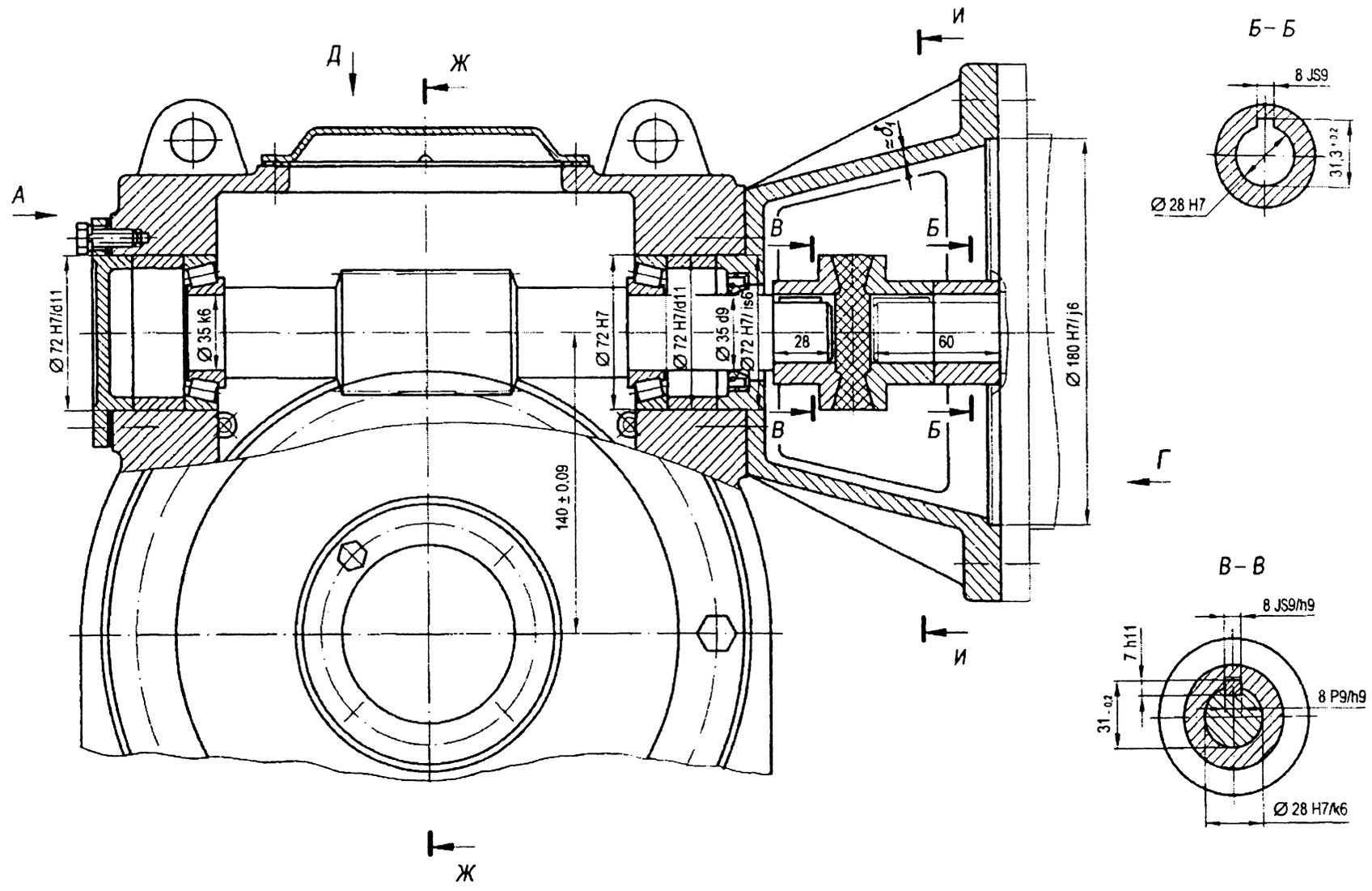
11.10. Пример конструкции корпуса цилиндрического редуктора типа 2 (окончание)



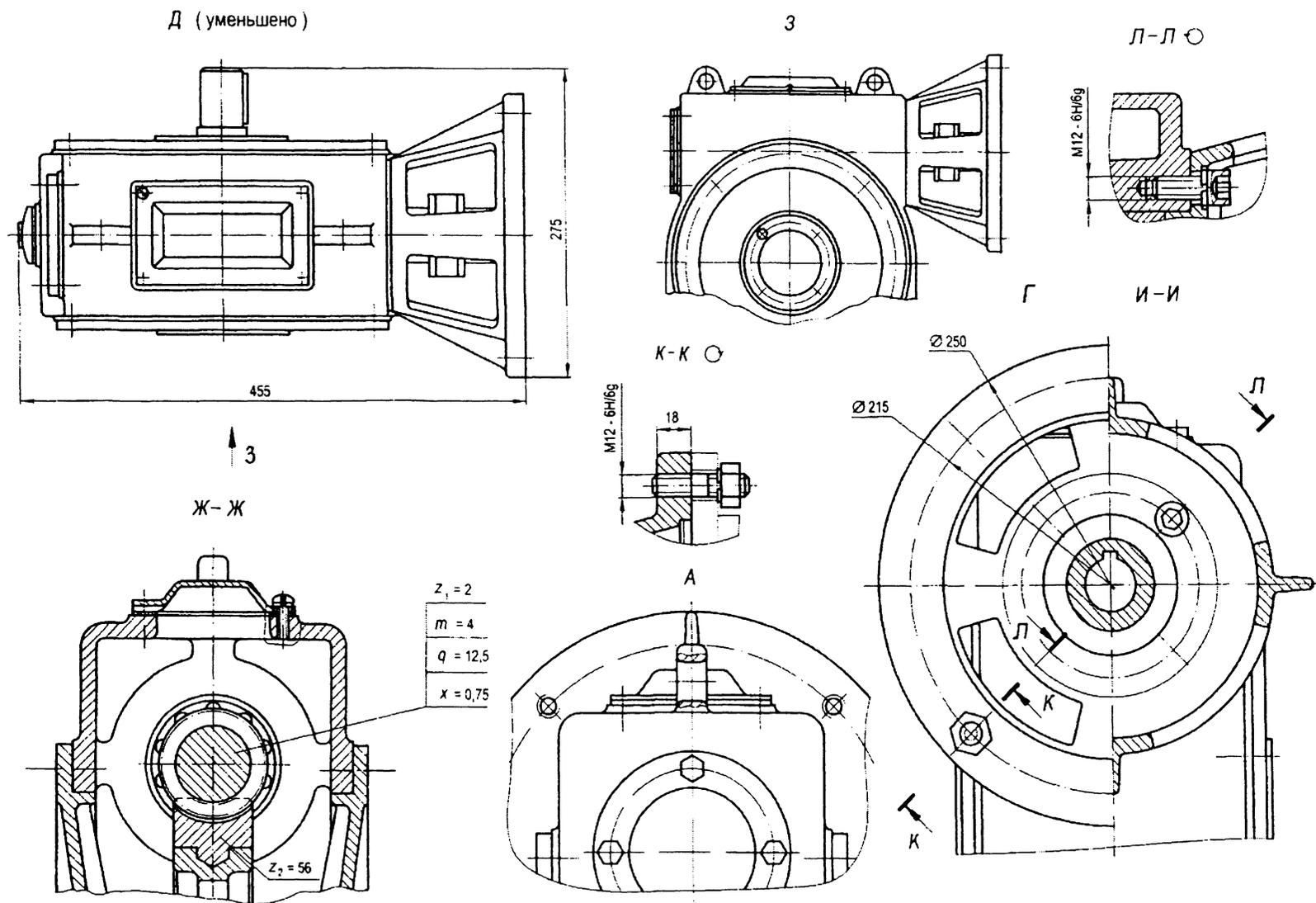
11.11. Конструирование корпуса цилиндрического двухступенчатого вертикального соосного редуктора типа 3 с верхним расположением промежуточной опоры [1]



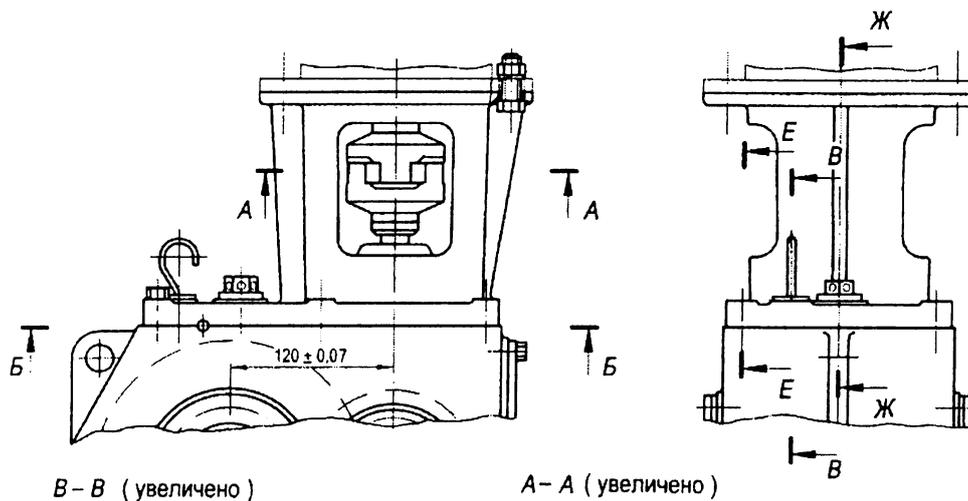
11.12. Пример конструкции места соединения корпуса червячного мотор-редуктора с фланцем электродвигателя [1]



11.12. Пример конструкции места соединения корпуса червячного мотор-редуктора с фланцем электродвигателя (окончание)

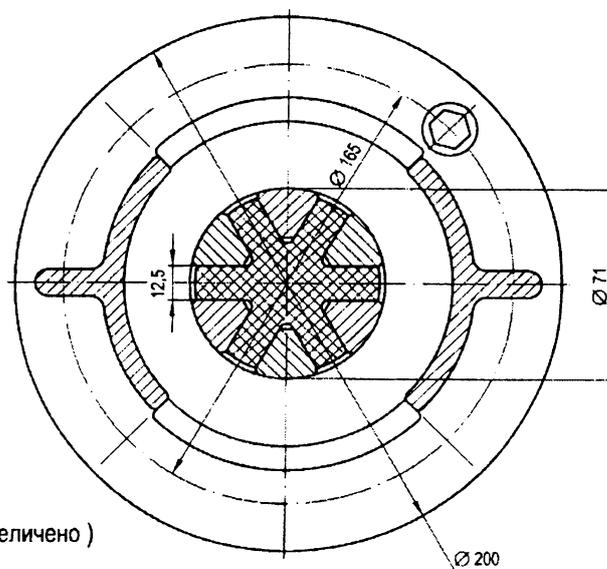
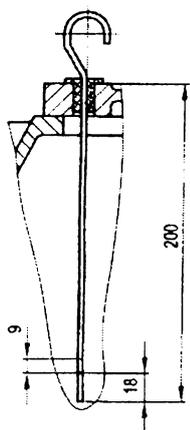


11.13. Пример конструкции места соединения корпуса коническо-цилиндрического мотор-редуктора с вертикальным валом конической шестерни с фланцем электродвигателя [1]

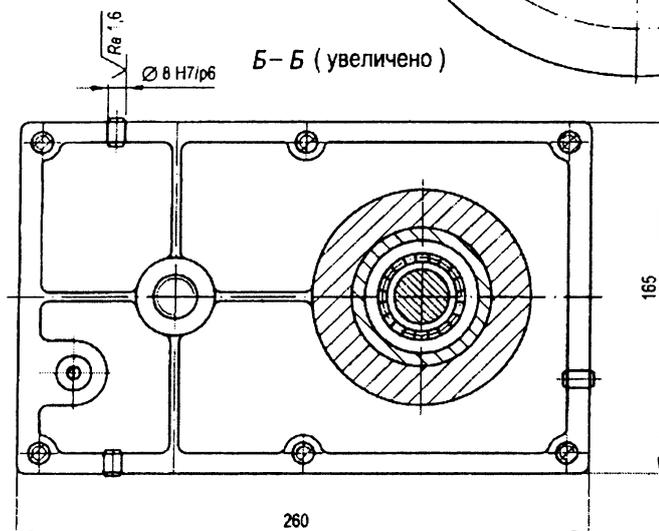


B-B (увеличено)

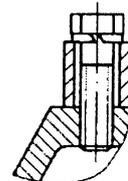
A-A (увеличено)



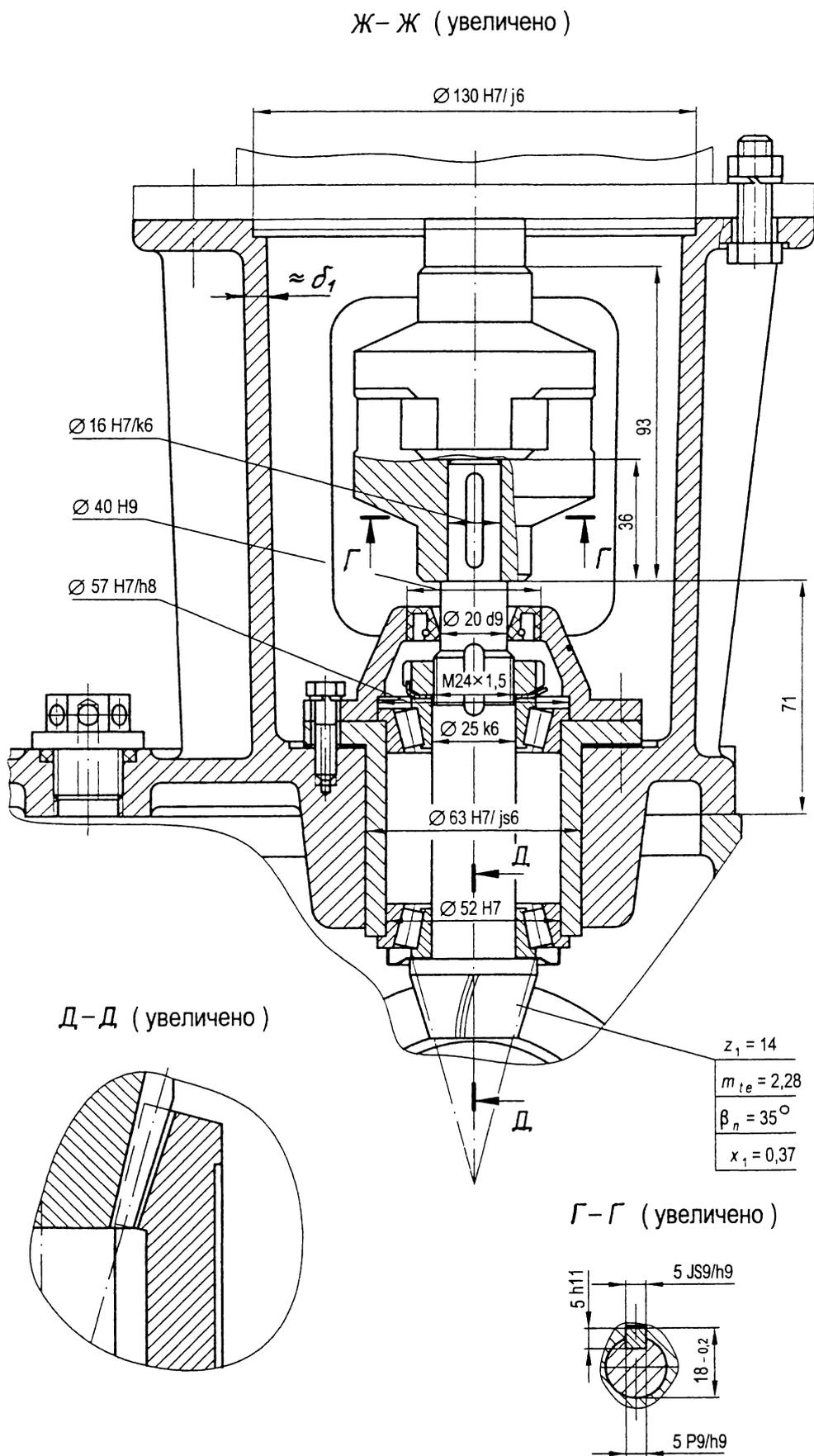
B-B (увеличено)



E-E (увеличено)



11.13. Пример конструкции места соединения корпуса коническо-цилиндрического мотор-редуктора с вертикальным валом конической шестерни с фланцем электродвигателя (окончание)



11.14. Крышки люков корпуса редуктора

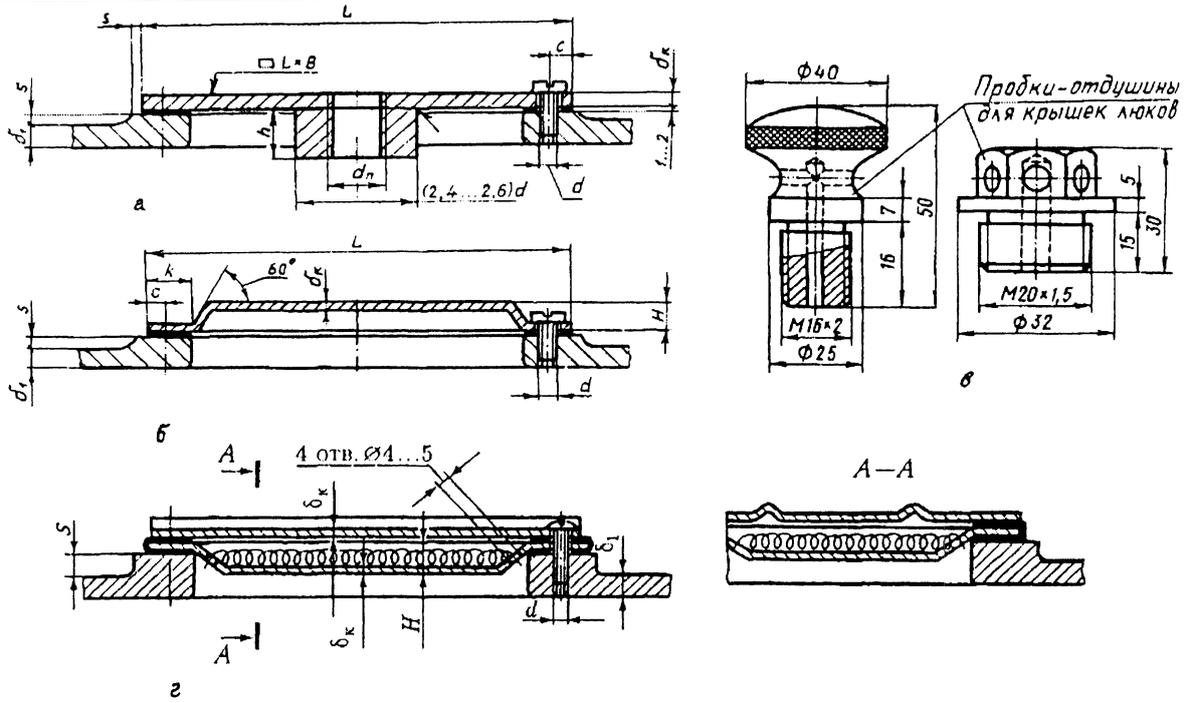


Рис. 11.14.1. Крышки люков из стального листа:

а – при единичном и мелкосерийном производстве; б, з – при средне- и крупносерийном производстве; в – пробки-отдушины; L, B – конструктивно; $\delta_k = 3 \dots 4$ мм (для плоской а), $\delta_k \geq 2$ мм (для штампованных б, з); $H \geq 0,05L$; $d \approx \delta_1$; $s \approx (0,4 \dots 0,5)\delta_1$; $c = (1,1 \dots 1,2)d$; $k = 2c$; d_n и h – по размерам пробки-отдушины

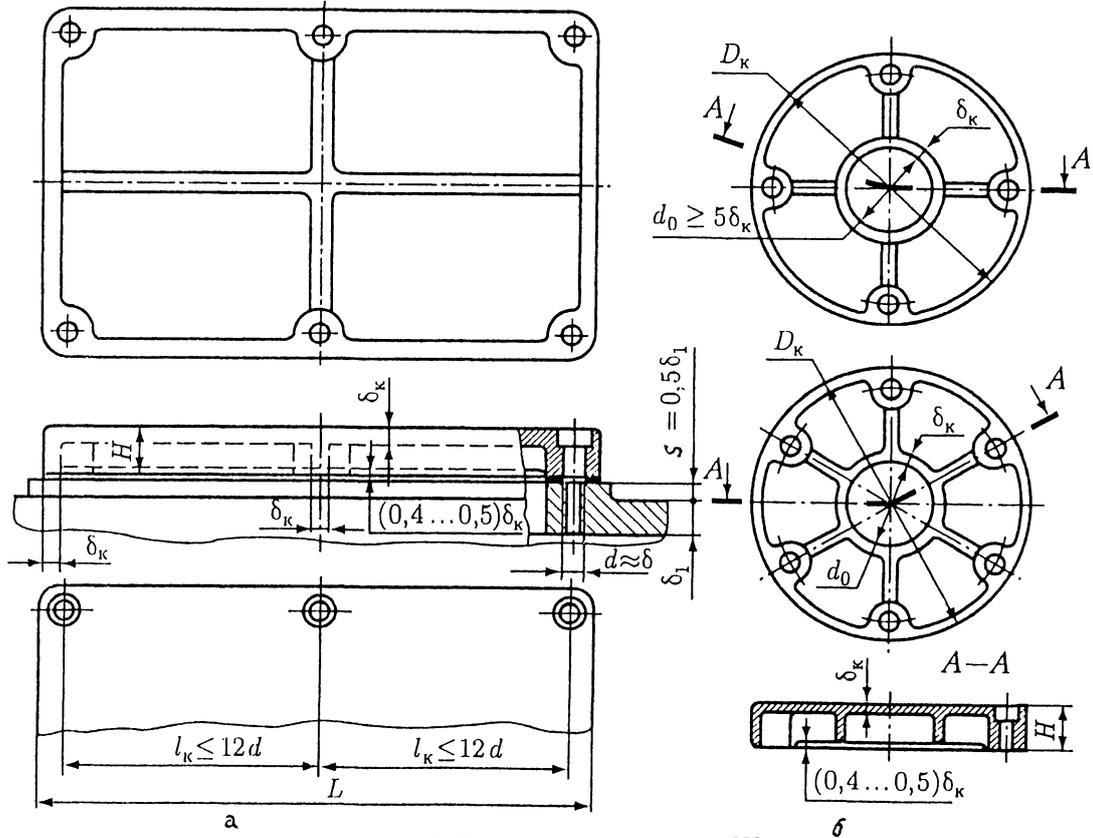


Рис. 11.14.2. Крышки люков литые [3]:

$\delta_k = (0,7 \dots 0,8)\delta \geq 6$ мм; $H \geq 0,08L(D_k)$ – для крышек из чугуна; $\delta_k = (0,5 \dots 0,6)\delta \geq 5$ мм; $H = 0,05L(D_k)$ – для крышек из алюминиевого сплава и пластмассы (здесь δ – толщина стенки корпуса); $d_0 \geq 5\delta_k$

12. СМАЗЫВАНИЕ, СМАЗОЧНЫЕ УСТРОЙСТВА И УПЛОТНЕНИЯ

12.1. Смазывание зубчатых и червячных передач

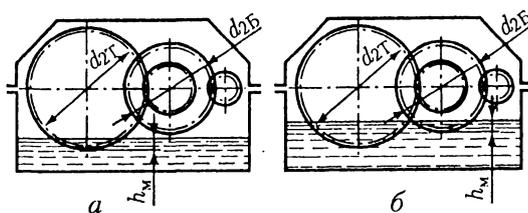


Рис. 12.1.1. Смазывание передач цилиндрического двухступенчатого зубчатого редуктора [3]:
 а – при $v_{2T} \geq 1$ м/с; б – $v_{2T} < 1$ м/с (v_{2T} – окружная скорость колеса тихоходной ступени);
 $h_M = 2h_2 \geq 10$ мм (h_2 – высота зуба колеса); $h_{Mmax} \leq 0,25d_{2T}$.

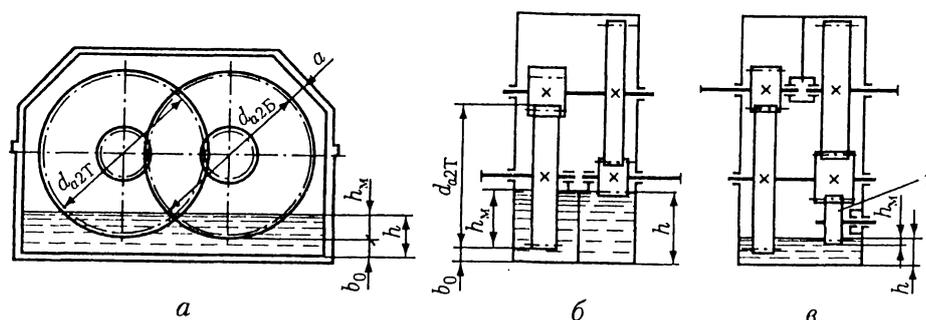


Рис. 12.1.2. Смазывание передач цилиндрического двухступенчатого соосного зубчатого редуктора [3]:
 а – горизонтального; б, в – вертикального; $h_M = 2h_2 \geq 10$ мм; $b_0 \approx 4a$ (здесь a – минимальные зазор
 между колесом и корпусом); 1 – смазывающая вспомогательная шестерня.

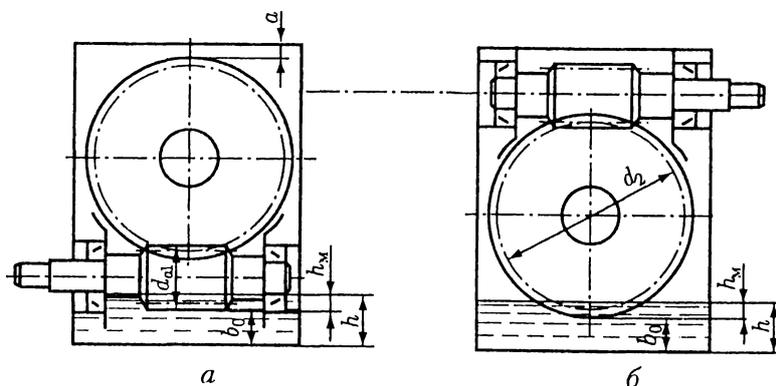


Рис. 12.1.3. Смазывание червячной передачи [3]:
 а – при нижнем расположении червяка: $h_M = (0,1...0,5)d_{a1}$; б – при верхнем
 расположении червяка: $h_M = 2m...0,25d_2$; $b_0 \approx 4a$.

12.1. Смазывание зубчатых и червячных передач (продолжение)

Таблица 12.1.1. Выбор кинематической вязкости масла

Контактные напряжения σ_H , Н/мм ²	Рекомендуемая кинематическая вязкость, мм ² /с, при окружной скорости, м/с		
	до 2	2...5	св. 5
Для зубчатых передач при 40 °С			
До 600	34	28	22
600...1000	60	50	40
1000...1200	70	60	50
Для червячных передач при 100 °С			
До 200	25	20	15
200...500	32	25	18
250...300	40	30	23

Таблица 12.1.2. Выбор марки масла

Кинематическая вязкость, мм ² /с	Марка масла	Нормативно-техническая документация
Для зубчатых передач при 40 °С		
19...25	И-Л-А-22	ГОСТ 20799-88
29...35	И-Г-А-32	- -
41...51	И-Г-А-46	- -
61...75	И-Г-А-68	- -
Для червячных передач при 100 °С		
14	И-Г-С-220	ТУ38 101413-78
20	И-Т-С-320	- -
20,5	Авиационное масло МС-20	ГОСТ 21743-76
52	Цилиндровое 52	ГОСТ 6411-76

Примечания: 1. Для многоступенчатых передач вязкость масла определяют как полусумму значений вязкостей, рассчитанных для тихоходной и быстроходной ступеней. 2. Для червячной передачи вязкость масла выбирают по окружной скорости червяка. 3. В обозначении масла: И – индустриальное, Г – для гидравлических систем, Т – тяжело нагруженные узлы, А – масло без присадок, С – масло с антиокислительными, антикоррозионными и противоизносными присадками; число – класс кинематической вязкости. 4. Подшипники, к которым затруднен доступ масла, смазывают пластичным смазочным материалом: Литол-24 (ГОСТ 21150-87); ЦИАТИМ-221 (ГОСТ 9433-80) и др.

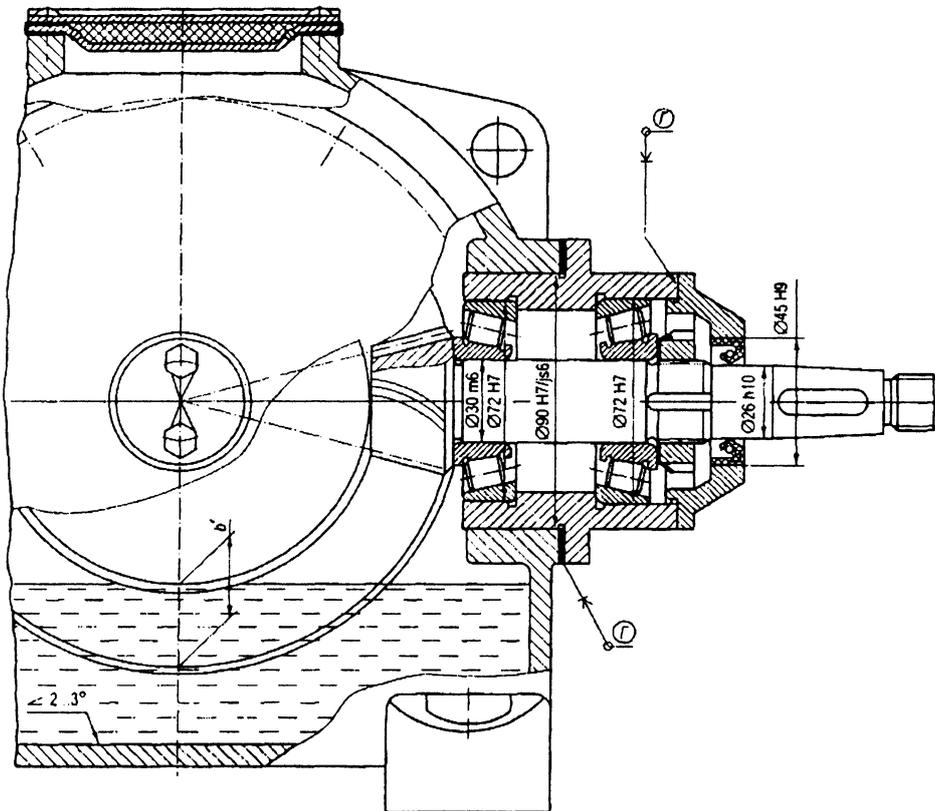


Рис. 12.1.4. Смазывание конической передачи погружением колеса в масляную ванну на всю ширину b' зубчатого венца [1]

12.1. Смазывание зубчатых и червячных передач (продолжение)

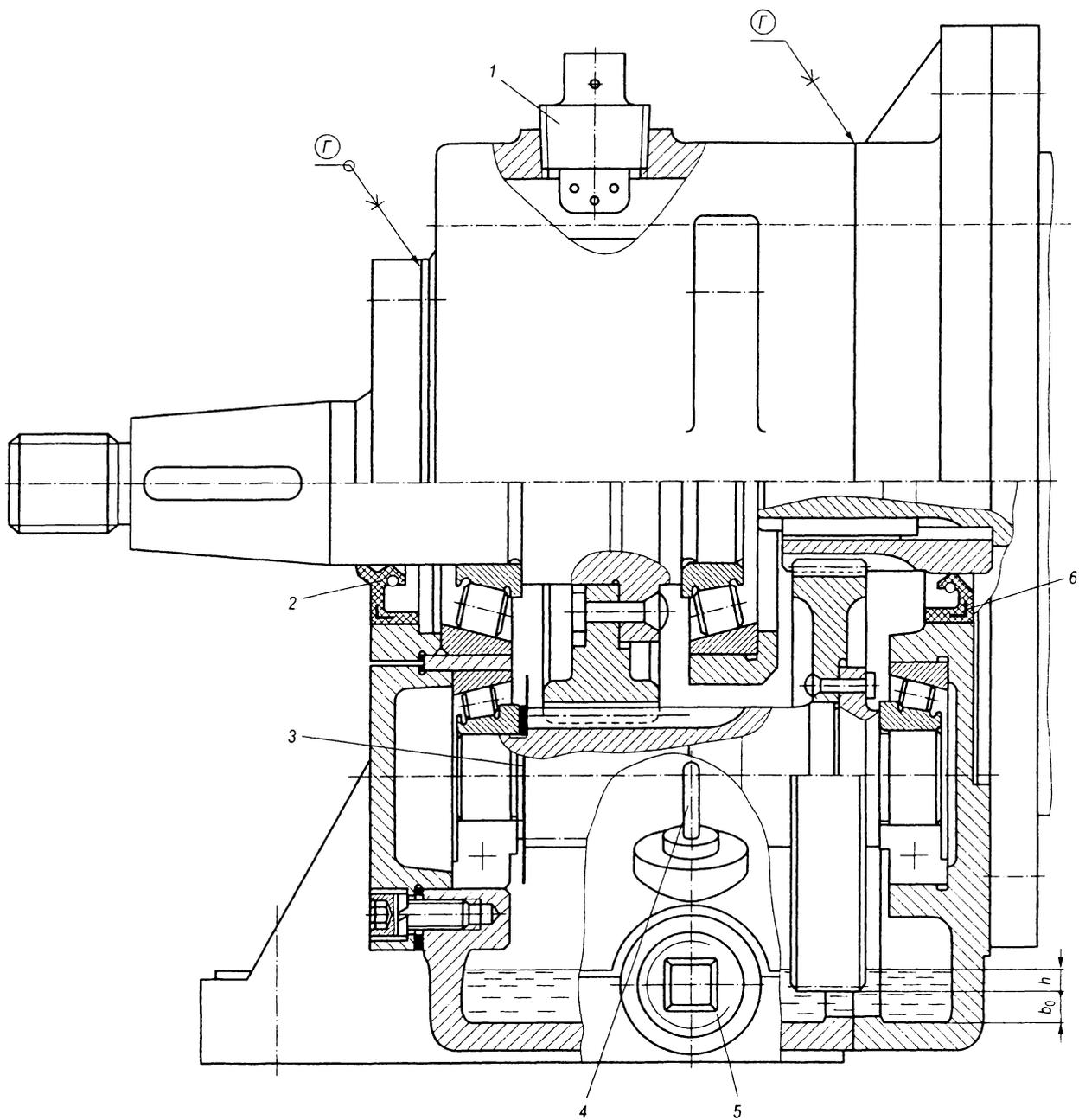


Рис. 12.1.5. Двухступенчатый соосный мотор-редуктор с разбрызгиванием масла
 быстроходной ступенью [1]:
 1 – заливная пробка-фильтр; 2 – манжетное уплотнение с пыльник; 3 – маслоотражатель;
 4 – маслоуказатель; 5 – сливная пробка с магнитом; 6 – манжетное уплотнение
 ($h \approx 5m$; $b_0 \geq 2h$)

12.1. Смазывание зубчатых и червячных передач (продолжение)

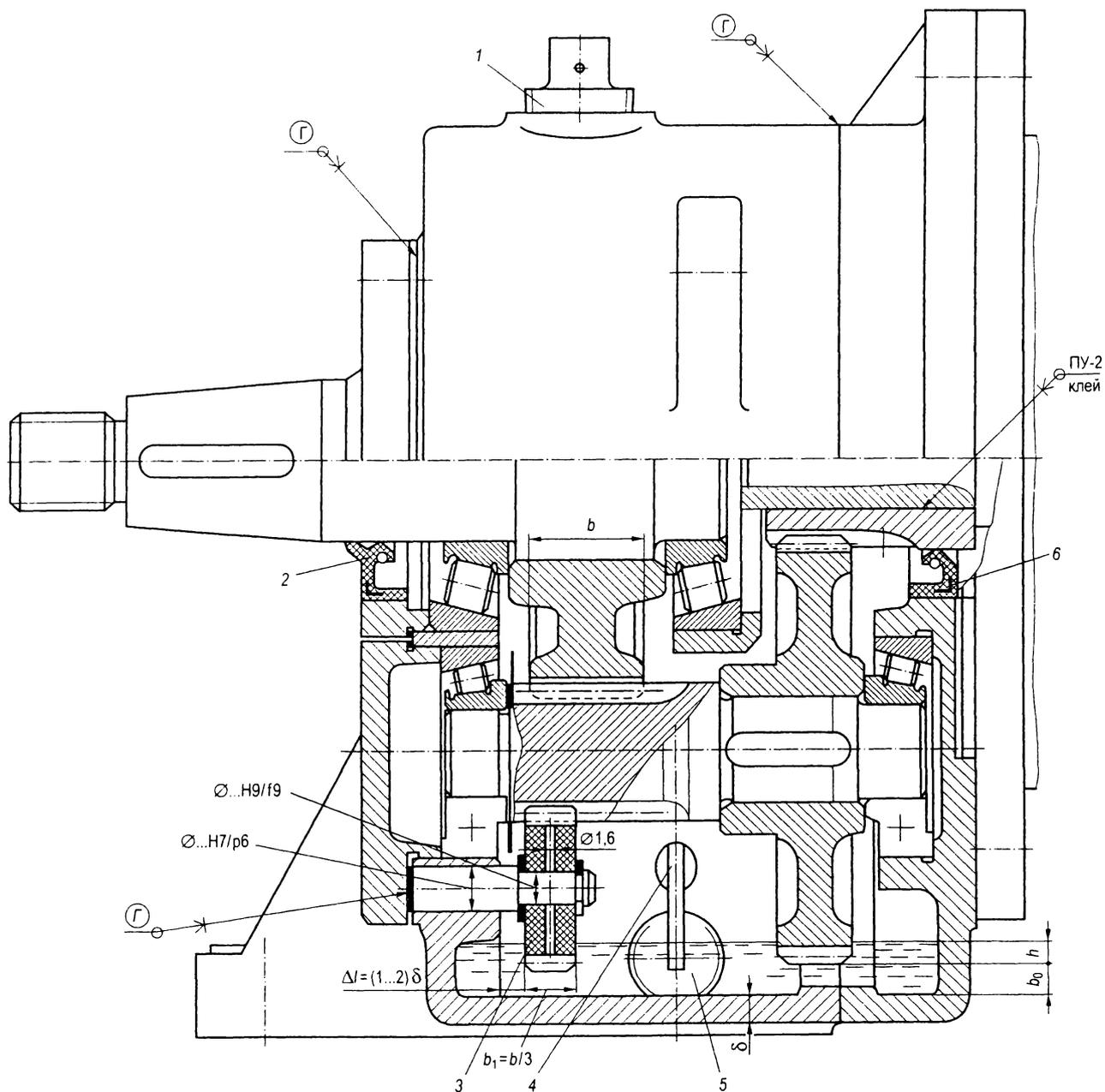


Рис. 12.1.6. Двухступенчатый соосный мотор-редуктор со смазывающей вспомогательной шестерней [1]:

- 1 – заливная пробка-фильтр; 2 – манжетное уплотнение с пыльником;
 3 – вспомогательная шестерня; 4 – маслоуказатель; 5 – сливная пробка с магнитом;
 6 – манжетное уплотнение ($h \approx 5m$; $b_0 \geq 2h$)

12.1. Смазывание зубчатых и червячных передач (окончание)

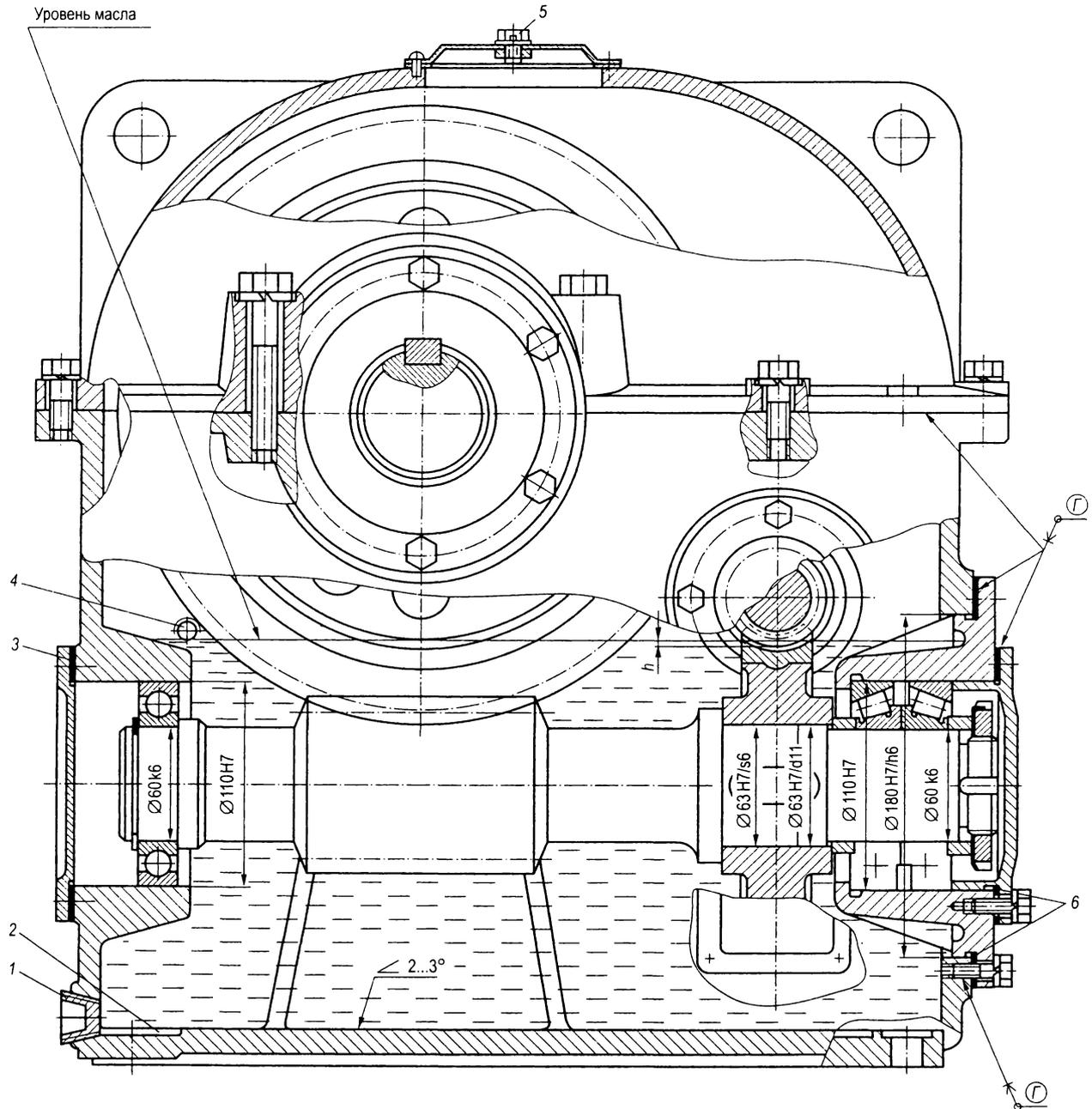


Рис. 12.1.7. Двухступенчатый червячный редуктор с погружением быстроходного червяка в масляную ванну на глубину $h = (1...2)m$ [1]:

- 1 – сливная пробка; 2 – прямок; 3 – резиновая плоская прокладка; 4 – контрольная пробка;
5 – заливная пробка отдушина; 6 – металлические регулировочные прокладки

12.2. Маслоуказатели, пресс-масленки и масляные пробки

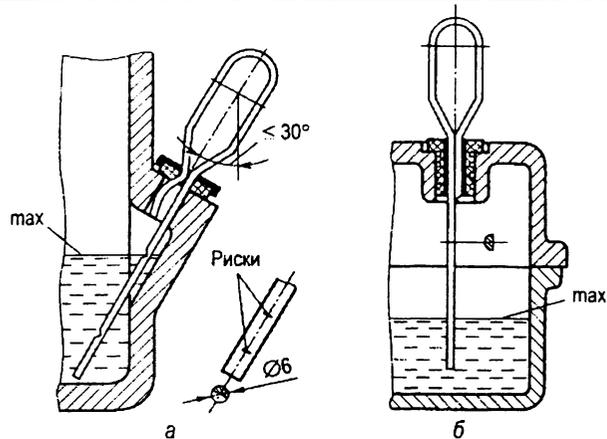


Рис. 12.2.1 Маслоуказатели жезловые

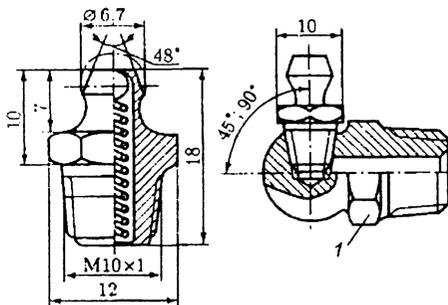
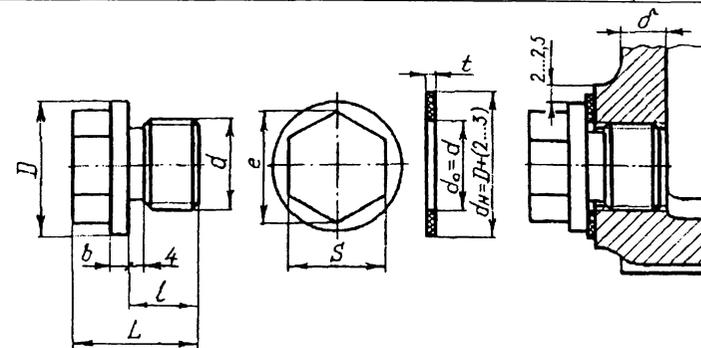


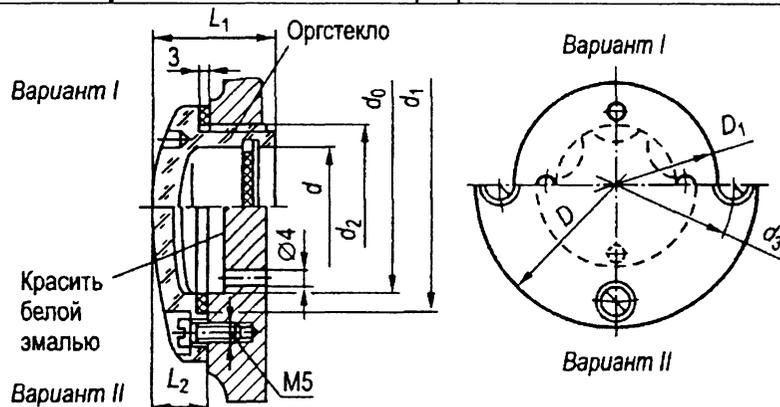
Рис. 12.2.2. Пресс-масленки:
1 – переходной штуцер

Таблица 12.2.1. Масляная пробка с цилиндрической резьбой



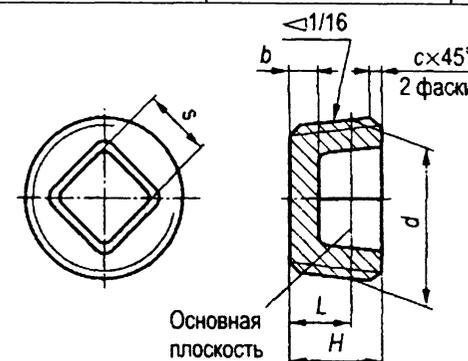
d	l	L	b	D	e	t	s
M16x1,5	13	24	3	25	21,9	1,9	19
M20x1,5	15	28	4	30	25,4	2,2	22

Таблица 12.2.2. Маслоуказатель с глазком из прозрачной пластмассы



d	d_0	D_1	D	Резьба		d_1	d_3	L_1	L_2
				Обозначение	d_2				
16	—	30	—	M22x1,5	22	—	—	20	—
20	—	40	—	M27x1,5	27	—	—	22	—
32	—	50	—	M39x1,5	39	—	—	26	—
50	—	70	—	M60x2	60	—	—	32	—
—	30	—	60	—	—	40	48	—	12
—	50	—	82	—	—	60	70	—	14,5

Таблица 12.2.3. Масляная пробка с конической резьбой



Резьба		L	H	b	c	s
Обозначение	d					
K1/2	21,2	8,13	13,5	4	1,6	8
K3/4	26,6	8,61	14,0	4,5	1,6	12
K1	33,2	10,16	17,5	5	2,0	14

12.3. Резиновые армированные манжеты для валов

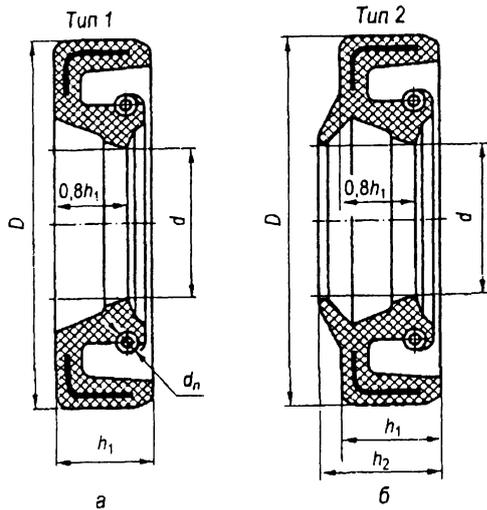


Рис. 12.3.1. Резиновые армированные манжеты:
а – однокромочная; б – тоже с пыльником

Требования к установке манжет

1. Избыточное давление рабочей среды 0,06...0,1 МПа.
2. Твердость поверхности стального вала: 30HRC при $v \leq 4$ м/с; 50 HRC при $v > 4$ м/с; 55 HRC при наличии абразива.
3. Параметры шероховатости для сопряженных с манжетой поверхностей по ГОСТ 2789-73: для вала $Ra = 0,32-0,63$ мкм при $v \leq 5$ м/с, 0,16...0,32 мкм при $v > 5$ м/с и 1,25...2,5 мкм при $v \leq 1$ м/с; для отверстия в корпусе $Ra = 1,25...2,5$ мкм.
4. Поле допуска под контактной кромкой для вала h10, для отверстия H9.

Таблица 12.3.1. Основные размеры манжет, мм

d	D	h ₁	h ₂	d	D	h ₁	h ₂
6	22	7	10	58	80	10	14
7	22	7	10	60	85	10	14
8	22	7	10	63	90	10	14
9	22	7	10	65	90	10	14
10	26	7	10	70	95	10	14
11	26	7	10	71	95	10	14
12	28	7	10	75	100	10	14
13	28	7	10	80	105	10	14
14	28	7	10	85	110	12	16
15	30	7	10	90	120	12	16
16	30	7	10	92	120	12	16
17	32	7	10	95	120	12	16
18	35	7	10	100	125	12	16
19	35	7	10	105	130	12	16
20	40	10	14	110	135	12	16
21	40	10	14	115	145	12	16
22	40	10	14	120	150	12	16
24	40	10	14	125	155	12	16
25	42	10	14	130	160	15	20
26	45	10	14	140	170	15	20
28	47	10	14	150	180	15	20
30	52	10	14	160	190	15	20
32	52	10	14	170	200	15	20
35	58	10	14	180	220	15	20
36	58	10	14	190	230	15	20
38	58	10	14	200	240	15	20
40	60	10	14	210	250	15	20
42	62	10	14	220	260	15	20
45	65	10	14	230	270	15	20
48	70	10	14	240	280	15	20
50	70	10	14	250	290	15	20
52	70	10	14	260	300	18	24
55	70	10	14	280	320	18	24
56	80	10	14	300	340	18	24

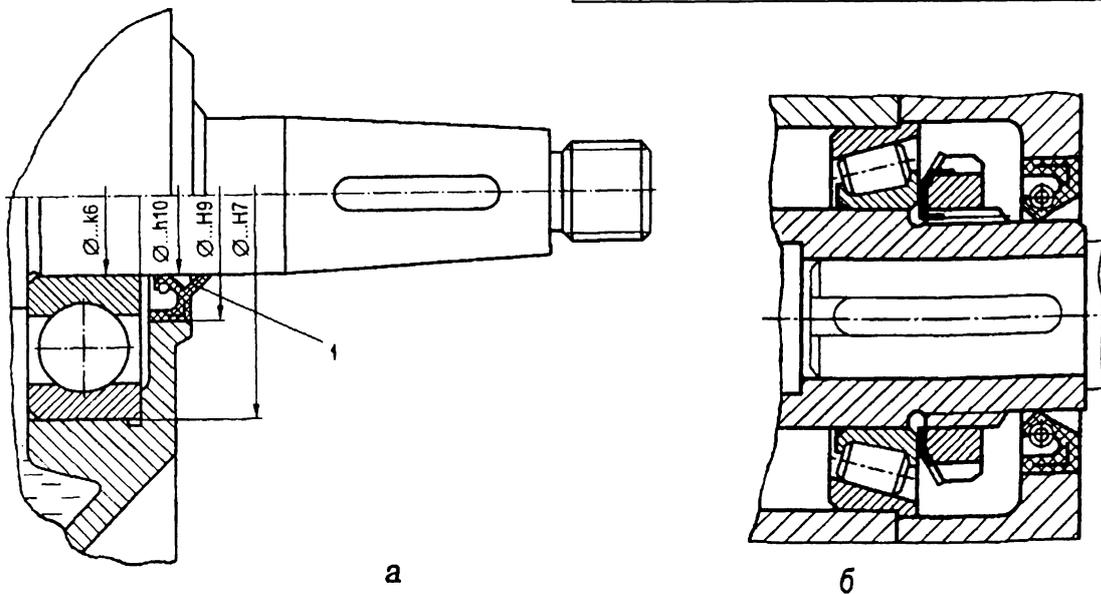


Рис. 12.3.2. Примеры установки манжет:
а – манжета однокромочная с пыльником 1; б – манжета однокромочная

12.4. Примеры уплотнений подшипников качения [1]

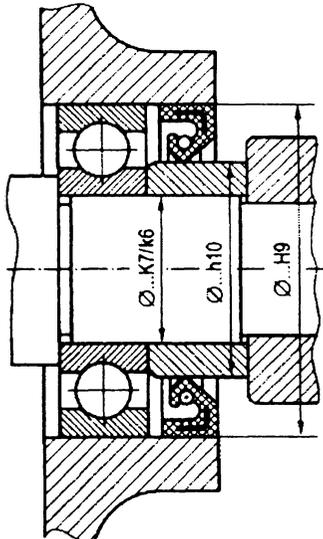


Рис. 12.4.1. Манжета, установленная в корпус

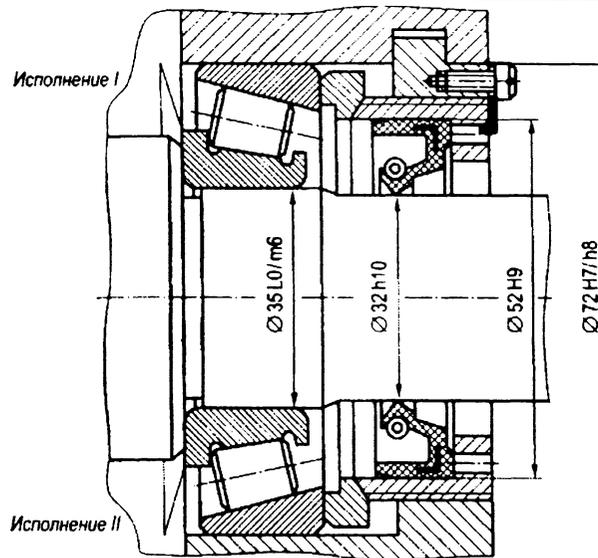


Рис. 12.4.2. Манжета, установленная в регулирующее устройство

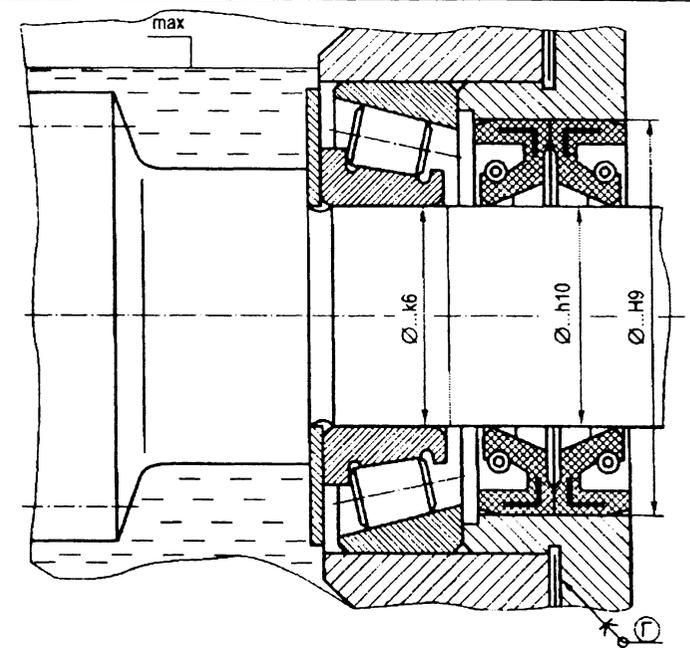


Рис. 12.4.3. Установка двояных манжет

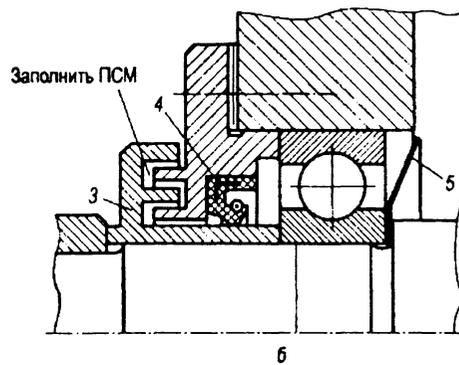
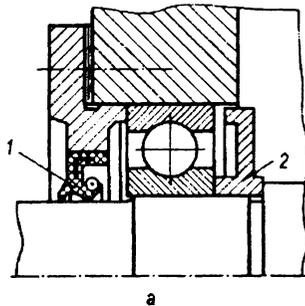


Рис. 12.4.4. Уплотнения, используемые при значительном загрязнении окружающей среды:
а – манжета с пыльник; б – комбинированное; 1 – манжета; 2 – мазеудерживающая шайба;
3 – лабиринтное уплотнение; 4 – манжетное уплотнение; 5 – штампованный маслоотражатель

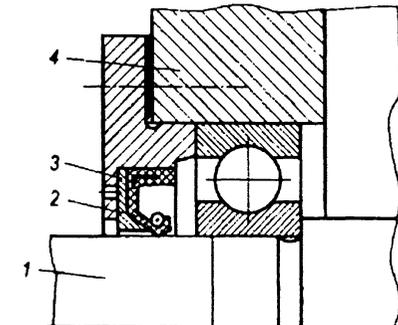


Рис. 12.4.5. Манжета с опорным конусом при повышении давления ($>0,05$ МПа) внутри корпуса:
1 – вал; 2 – манжета; 3 – опорный конус; 4 – корпус

13. МУФТЫ ПРИВОДОВ

13.1. Муфты компенсирующие жесткие [1]

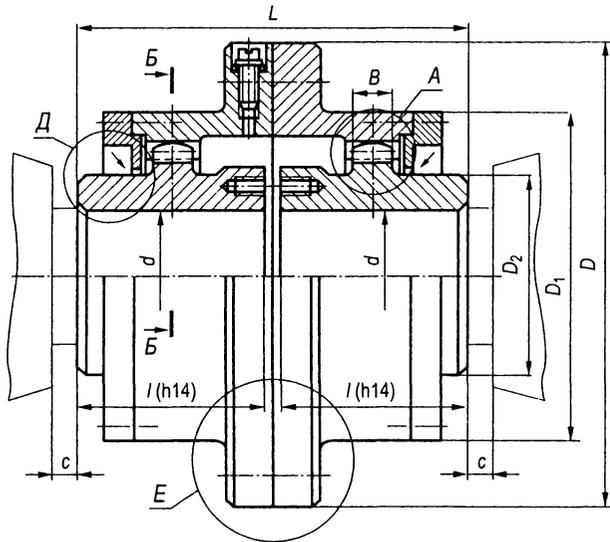


Рис. 13.1.1. Муфта зубчатая

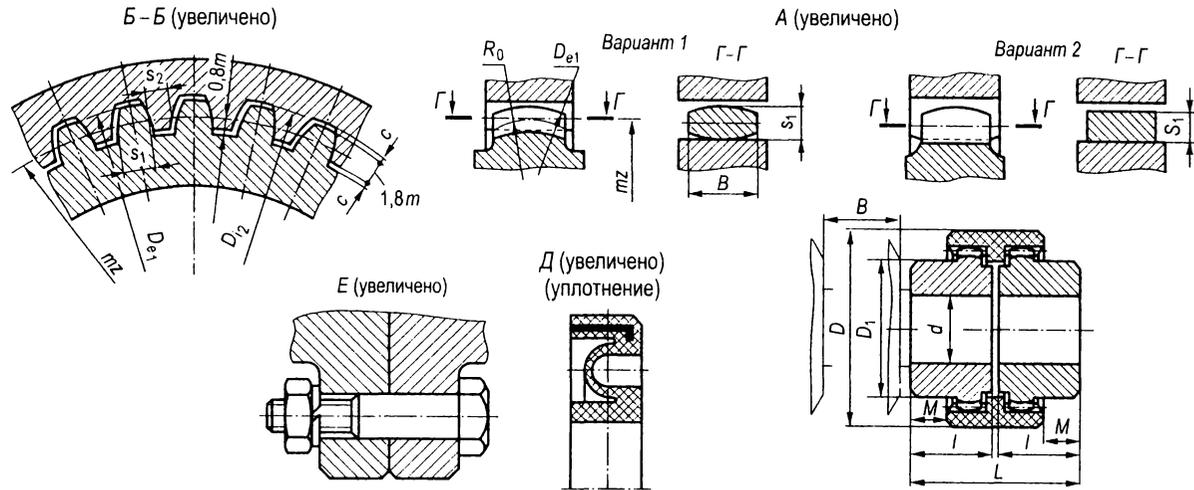


Рис. 13.1.2. Муфта зубчатая с неметаллической неразъемной обоймой

Таблица 13.1.1. Параметры и размеры зубчатых муфт (ГОСТ Р 50895–96)

T, Н·м	d	D	D ₁	D ₂	L	l	с, мм не ме- нее	B, мм	n _{max} , мин ⁻¹	J·10 ⁶ , кг·м ²	Масса, кг	m*, мм	z**
	мм												
1000	40	145	105	60	174	82	12	12	5400	0,05	6,7	2,5	30
1600	55	170	125	80	174	82	12	15	4800	0,06	9,2	2,5	38
2500	60	185	135	85	220	105	12	20	4500	0,08	10,2	3	36
4000	65	200	150	95	220	105	18	20	3720	0,15	15,2	3	40
6300	80	230	175	115	270	130	18	20	3300	0,25	22,6	3	48
10 000	100	270	200	145	340	165	18	25	2820	0,50	36,9	3	56
16 000	120	300	230	175	345	165	25	30	2400	1,15	62,5	4	48
25 000	140	330	260	200	415	200	30	30	2100	2,25	100,0	4	56
40 000	160	410	330	230	415	200	30	35	1740	6,00	164,3	6	46
63 000	200	470	390	290	500	240	35	40	1200	10,50	228,0	6	56

Примечания: 1. $D_{e1} = mz + 2m$; $D_{i2} = D_{e1} + 2c$; $2c \approx 0,5m$ и $0,25m$ для нормальной и повышенной точности соответственно. 2. * Модуль зацепления. ** Число зубьев.

Таблица 13.1.2. Параметры и размеры зубчатых муфт с неразъемной обоймой

T, Н·м	n _{max} , мин ⁻¹	B	l	L	M	D	D ₁	d
		мм						
10	14 000	15	23	50	6,5	40	25	4-14
16	11 800	16	25	54	8,5	48	32	8-19
20	10 600	17	26	56	7,5	52	36	10-24
45	8500	20	40	84	19	66	44	10-28
60	7500	20	40	84	18	76	50	12-32
80	6700	20	40	84	18	83	58	14-38
100	6000	22	42	88	19	92	65	20-42
140	5600	22	50	104	27	100	68	20-48
380	4000	32	70	144	36	140	96	25-65

13.2. Муфты компенсирующие упругие

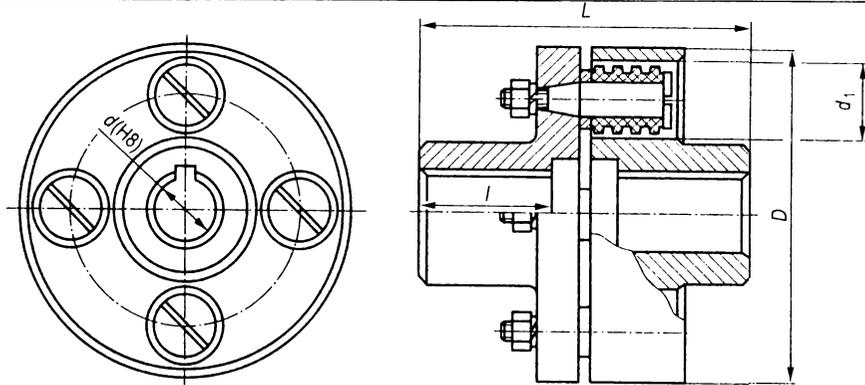


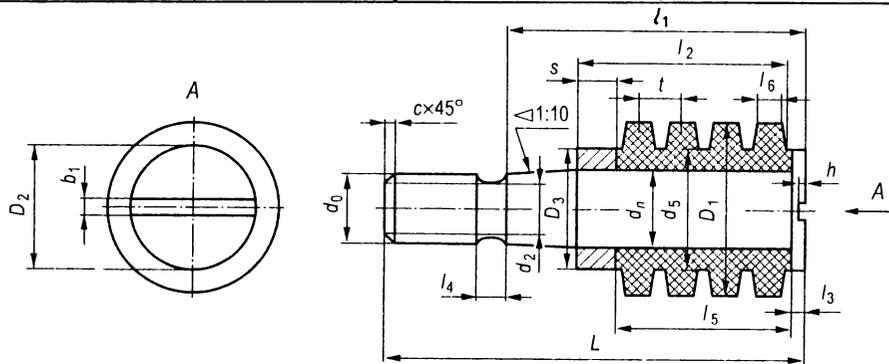
Рис. 13.2.1. Муфта втулочно-пальцевая (ГОСТ 21424–93)

Таблица 13.2.1. Параметры и размеры втулочно-пальцевых муфт (ГОСТ 21424–93)

T, Н·м	d	D	L	l	n_{max} , МУН ⁻¹	z*	d ₁	Масса, кг
6,3	9	71	-	-	8820	3	17	0,58
6,3	10	71	43	20	8820	3	17	0,60
6,3	11	71	43	20	8820	3	17	0,59
16	12	75	53	25	7620	4	17	0,70
16	14	75	53	25	7620	4	17	0,68
16	16	75	59	28	7620	4	17	0,75
31,5	16	90	60	28	6360	4	20	1,52
31,5	18	90	60	28	6360	4	20	1,40
63	20	100	76	36	5700	6	20	2,02
63	22	100	76	36	5700	6	20	2,04
125	25	120	89	42	4620	6	28	3,97
125	28	120	89	42	4620	6	28	4,13
250	32	140	121	58	3780	6	28	5,91
250	36	140	121	58	3780	6	28	6,25
250	40	140	169	82	3780	6	28	6,63
250	45	140	169	82	3780	6	28	6,80
500	40	170	169	82	3600	8	28	11,75
500	45	170	169	82	3600	8	28	12,60
710	45	190	170	82	3000	10	28	14,31
710	50	190	170	82	3000	10	28	15,21
710	56	190	170	82	3000	10	28	15,22
1000	50	220	170	82	3000	10	36	18,87
1000	56	220	170	82	2880	10	36	19,75
1000	63	220	216	105	2880	10	36	26,09
2000	63	250	218	105	2280	10	48	31,98
2000	71	250	218	105	2280	10	48	34,48
2000	80	250	268	130	2280	10	48	36,07
2000	90	250	268	130	2280	10	48	40,03
4000	80	320	270	130	1800	10	60	66,71
4000	90	320	270	130	1800	10	60	71,61

* Число пальцев.

Таблица 13.2.2. Размеры пальцев и втулок (ГОСТ 21424–93), мм

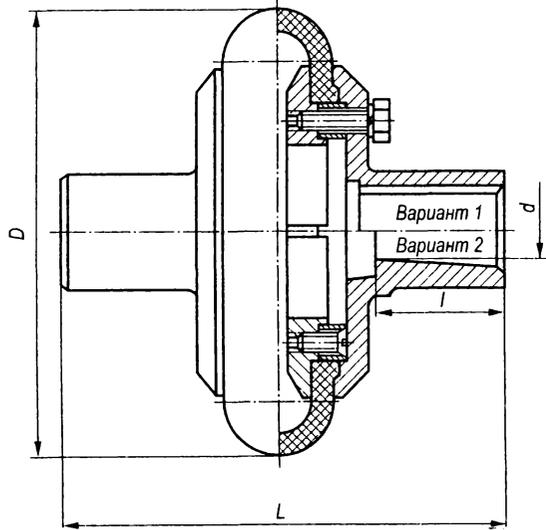


Пальцы											Втулки распорные		Втулки упругие					
d _n	D ₂	L	d ₀	d ₂	l ₁	l ₂	l ₃	l ₄	h	b ₁	c	D ₃	s	d ₅	D ₁	l ₅	l ₆	t
8	12	21	M6	4,5	19,5	13	1,5	6	1	1,5	1	12	3	12	16	10	2,5	5
10	15	45	M8	6,8	30	19	2	8	1,5	2	1,6	15	4	14	19	15	2,5	5
14	20	66	M10	7,8	47	33	2	8	1,5	2	1,6	20	5	20	26	28	3,5	7
18	25	85	M12	9,5	62	42	3	8	2	3	1,6	25	6	25	35	36	4,5	9
24	32	106	M16	13	79	52	3	10	2	3	2	32	8	32	45	44	6	11
30	38	140	M24	19,5	100	66	4	12	3	5	2,5	38	10	40	56	56	7,5	14
38	48	170	M30	25	124	84	4	16	3	5	2,5	48	12	50	71	71	9,5	18
45	56	210	M36	30	153	103	5	16	4	8	3	56	15	60	85	88	11,5	22

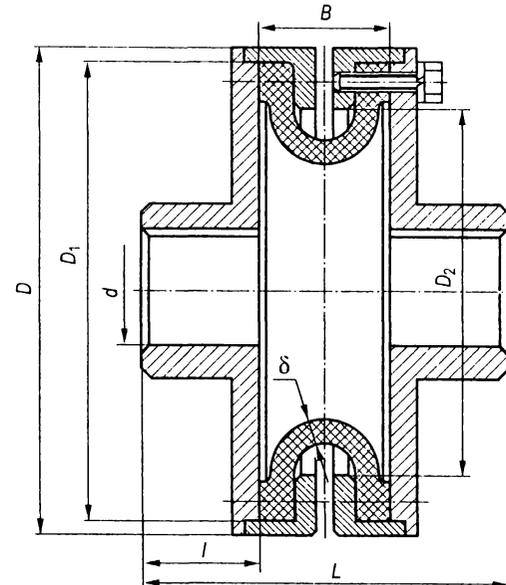
13.2. Муфты компенсирующие упругие (окончание)

Таблица 13.2.3. Параметры и размеры муфт с торообразной оболочкой (ГОСТ 50892-96)

Исполнение I



Исполнение II



T, Н·м	n _{max} , МИН ⁻¹	D	d*	I	L	J·10 ⁶ , кг·м ²	Масса, кг	T, Н·м	n _{max} , МИН ⁻¹	D	D ₁	D ₂	d*	B	δ	I	L	φ, град	J·10 ⁶ , кг·м ²	Масса, кг
		ММ								ММ										
20	3000	100	14	30	110	0,002	1,4	25	5580	110	108	85	14	32	7	30	92	16	0,004	2,1
40	3000	125	18	38	130	0,004	2,5	40	5160	130	125	100	18	37	8	38	114	16	0,007	3,8
80	3000	160	22	44	150	0,014	4,5	63	4800	150	145	120	22	44	9	44	132	14,5	0,012	3,6
125	2460	180	25	60	175	0,025	6,9	100	4200	170	165	140	25	50	11	44	138	14,5	0,019	5,4
200	2460	200	30	60	200	0,042	8,4	160	3700	190	185	160	30	58	12,5	60	178	15,5	0,03	6,7
250	1980	220	32	84	240	0,074	12	250	3180	220	215	186	32	68	14,5	60	188	15,5	0,068	11,6
315	1980	250	35	84	250	0,12	15	400	2830	260	250	218	36	80	17	84	248	15,5	0,143	17,8
500	1560	280	40	84	270	0,21	23,3	630	2520	300	290	255	45	93	20	84	261	15,5	0,238	22,6
800	1560	320	50	108	310	0,39	31	1000	2260	340	335	300	55	110	23	108	326	15,5	0,32	32,4

Примечание. Муфты исполнения I имеют угол закручивания φ = 5,5°. * – Наименьший диаметр.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Атлас конструкций узлов и деталей машин: учеб. пособие / Б.А. Байков [и др.]; под ред. О.А. Ряховского, О.П. Леликова. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2009. – 400с.: ил.
2. Иванов М.Н. Детали машин: учебник для машиностроительных специальностей вузов / М.Н. Иванов, В.А.Финогенов. – 13-е изд. перераб. – М.: Высш. шк., 2010. – 408с.: ил.
3. Дунаев, П.Ф. Конструирование узлов и деталей машин: учеб. пособие для студ. техн. спец. вузов / П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов. – 8-е изд., перераб. и доп. – М.: Издательский центр «Академия», 2004. – 496с.: ил.
4. Подъемно-транспортные машины: Атлас конструкций: учеб. пособие для студентов вузов / М.П. Александров [и др.]; под ред. М.П. Александрова, Д.Н. Решетова. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1987. – 122с.: ил.
5. Курмаз, Л.В. Детали машин. Проектирование: учеб. пособие / Л.В. Курмаз, А.Т. Скойбеда. – 2-е изд. испр. и доп. – Мн.: УП «Технопринт», 2002. – 290с.: ил.
6. Курмаз, Л.В. Конструирование узлов и деталей машин: справочное учебно-методическое пособие / Л.В. Курмаз, О.Л. Курмаз. – М.: Высш. шк., 2007. – 455с.: ил.
7. Санюкевич, Ф.М. Детали машин. Курсовое проектирование: учеб. пособие – 2-е изд., испр. и доп. – Брест: БрГТУ, 2004. – 488с.: ил.
8. Санюкевич, Ф.М. Детали машин: методич. пособие к практическим занятиям и курсовому проектированию по курсу «Детали машин» для студентов механич. спец. – Брест: БрГТУ, 2008. – 120с.:ил.

Учебное издание

**Санюкевич Федор Михайлович
Волощук Антон Анатольевич**

ДЕТАЛИ МАШИН. АТЛАС КОНСТРУКЦИЙ

Методическое пособие к курсовому проектированию
по дисциплине «**Детали машин**» для студентов
технических специальностей

Ответственный за выпуск: Ф.М. Санюкевич
Редактор: Т.В. Строкач
Компьютерная верстка: Е.А. Боровикова
Корректор: Е.В. Никитчик

ISBN 978-985-493-181-4



9 78 985 493 181 4

Подписано к печати 7.01.2011 г. Бумага «Снегурочка».
Формат 60x84 ¹/₁₆. Гарнитура «Arial».
Усл. п. л. 20,5. Уч.-изд. л. 22,0. Тираж 50 экз.
Заказ № 133. Отпечатано на ризографе
учреждения образования «Брестский
государственный технический университет».
224017, г. Брест, ул. Московская, 267.
Лицензия № 02330/0549435 от 8.04.2009 г.