

6. ЭСКИЗНОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ

После выполнения расчетов по определению межосевых расстояний, размеров колес и червяков приступают к разработке конструкции редуктора. Первым этапом конструирования является разработка эскизного проекта. Эта работа включает определение расстояний между деталями, выявление ориентировочных диаметров ступеней валов, выбор типов подшипников и схем их установки, составление компоновочных чертежей редукторов и приводов.

6.1. Расстояние между деталями

На рисунках 6.1–6.2 представлены схемы размещения деталей в корпусе редуктора, на которых показаны: a – зазор между деталями и стенками корпуса; b_0 – расстояние между дном корпуса и поверхностью колес или червяка; c – расстояние между торцевыми поверхностями колес двухступенчатых редукторов; l_s – расстояние между зубчатыми колесами в двухступенчатых соосных редукторах.

Эти величины определяются по формулам: $a \approx \sqrt[3]{L+3}$,
 где L – расстояние между внешними поверхностями деталей передач, мм;
 $b_0 \geq 3a$; $l_s = 3a + B_1 + B_2$. Здесь B_1 и B_2 – ширина подшипников быстроходного и тихоходного валов; $c = (0,3 \dots 0,5)a$.

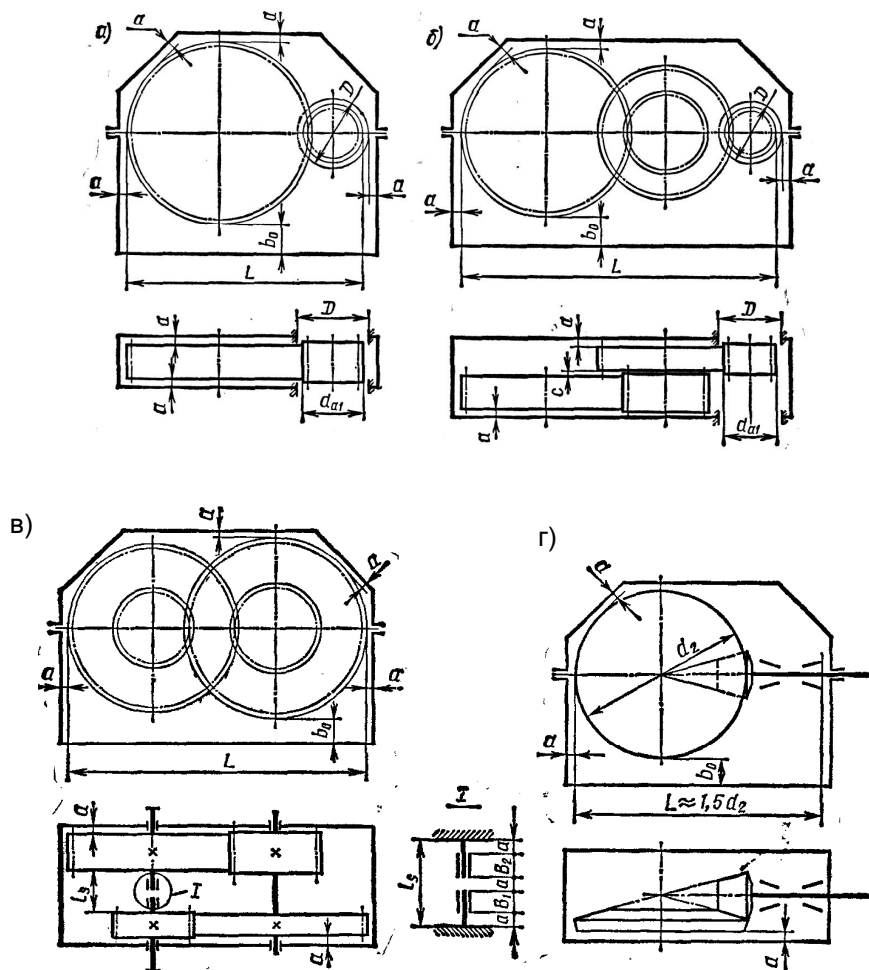


Рис. 6.1. Компоновочные схемы редукторов: а) – цилиндрический; б) – цилиндрический двухступенчатый; в) – цилиндрический соосный; г) – конический

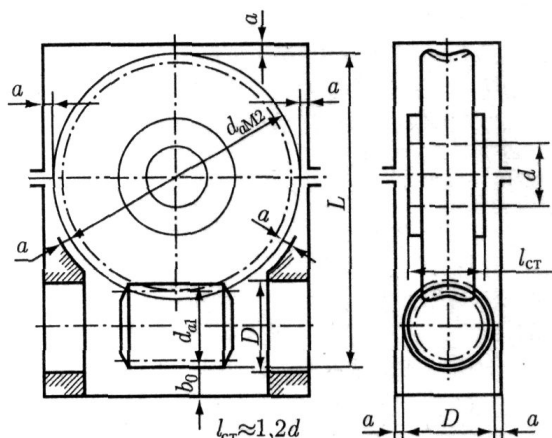


Рис. 6.2. Компонировочная схема червячного редуктора

6.2. Диаметры валов

Диаметры валов различных типов редукторов определяют по формулам: для быстроходного (входного) вала (рис. 6.3,а):

$$d \geq (7...8)\sqrt[3]{T_B}, \quad d_{\Pi} \geq d + 2t_{\text{цил}}(t_{\text{кон}}),$$

$$d_{\text{БП}} \geq d_{\Pi} + 3r;$$

для промежуточного вала (рис. 6.3,б):

$$d_k = (6...7)\sqrt[3]{T_{\text{ПР}}}, \quad d_{\text{БК}} \geq d_k + 3f, \quad d_{\text{БП}} \geq d_n + 3r,$$

$$d = d_k - 3r;$$

для тихоходного (выходного) вала (рис. 6.3,в):

$$d \geq (5...6)\sqrt[3]{T_T}, \quad d_{\Pi} \geq d + 2t_{\text{цил}}(t_{\text{кон}}),$$

$$d_{\text{БП}} \geq d_n + 3r, \quad d_k \geq d_{\text{БП}}.$$

В приведенных формулах T_B , $T_{\text{ПР}}$, T_T – номинальные моменты на валах, $H \cdot м$. Большие значения d и d_k принимают для валов на роликоподшипниках, для валов шевронных передач и промежуточных валов соосных передач при твердости колеса 55HRC. Вычисленные значения диаметров округляют в ближайшую сторону до стандартных размеров.

Высоту $t_{\text{цил}}(t_{\text{кон}})$ заплечика, координату r фаски подшипника и размер f фаски колеса принимают в зависимости от диаметра d (мм):

d...	17–22	24–30	32–38	40–44	45–50	52–58	60–65	67–75	80–85	90–95
$t_{\text{цил}}...$	3	3,5	3,5	3,5	4	4,5	4,6	5,1	5,6	5,6
$t_{\text{кон}}...$	1,5	1,8	2,0	2,3	2,3	2,5	2,7	2,7	2,7	2,9
$r...$	1,5	2	2,5	2,5	3	3	3,5	3,5	3,5	4
$f...$	1	1	1,2	1,2	1,6	2	2	2,5	2,5	3

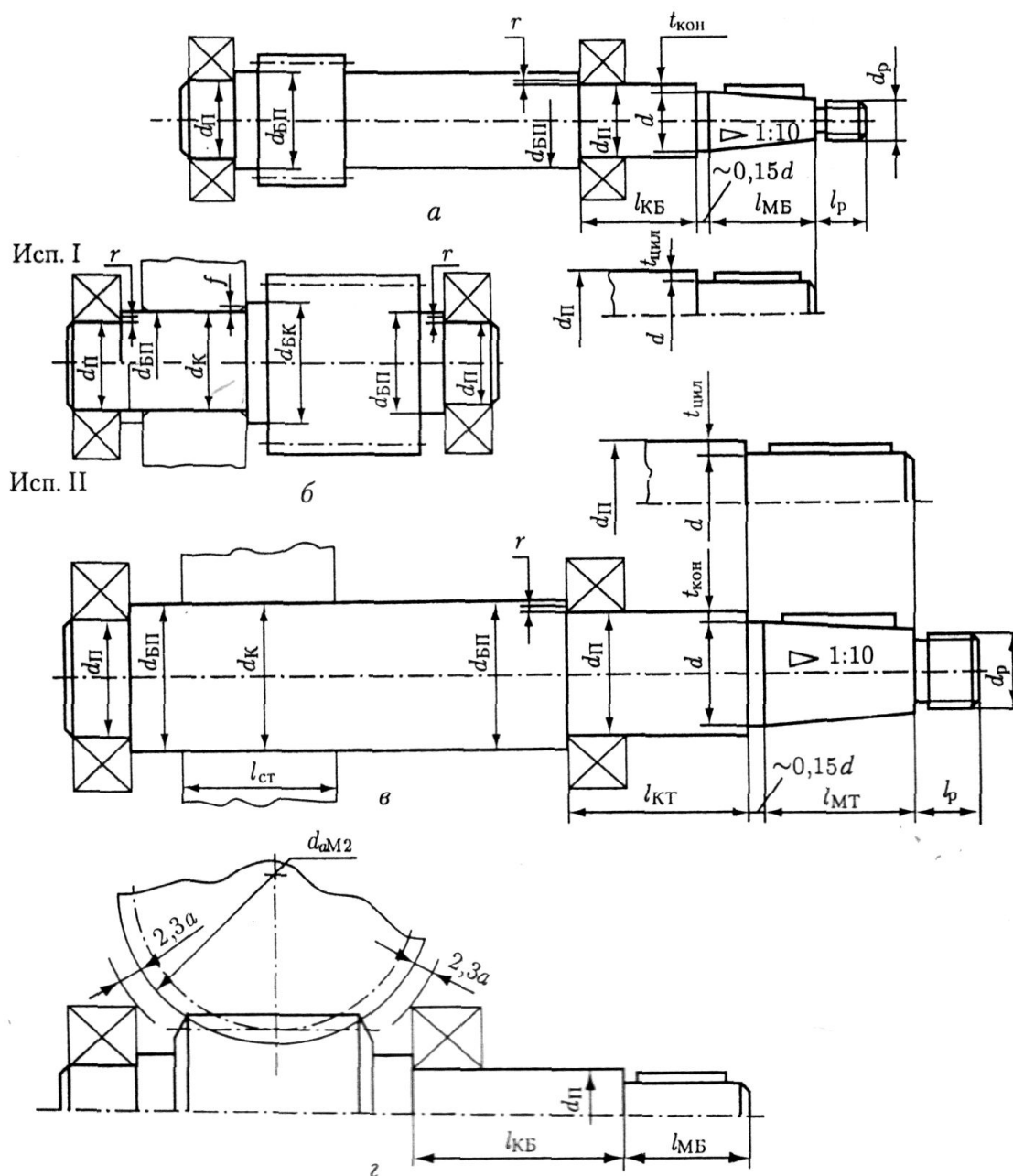


Рис. 6.3. Основные размеры валов: а – быстроходный; б – промежуточный; в – тихоходный; г – червячный

Расстояние между подшипниками выявляют по рисункам 6.1–6.2.

Размеры длин отдельных шеек валов ориентировочно можно принять:

$$l_{МБ} \approx 1,2d ; l_{КБ} \approx 1,25d_n ;$$

$$l_{МТ} \approx 1,2d ; l_{КТ} \approx 1,25d_n .$$

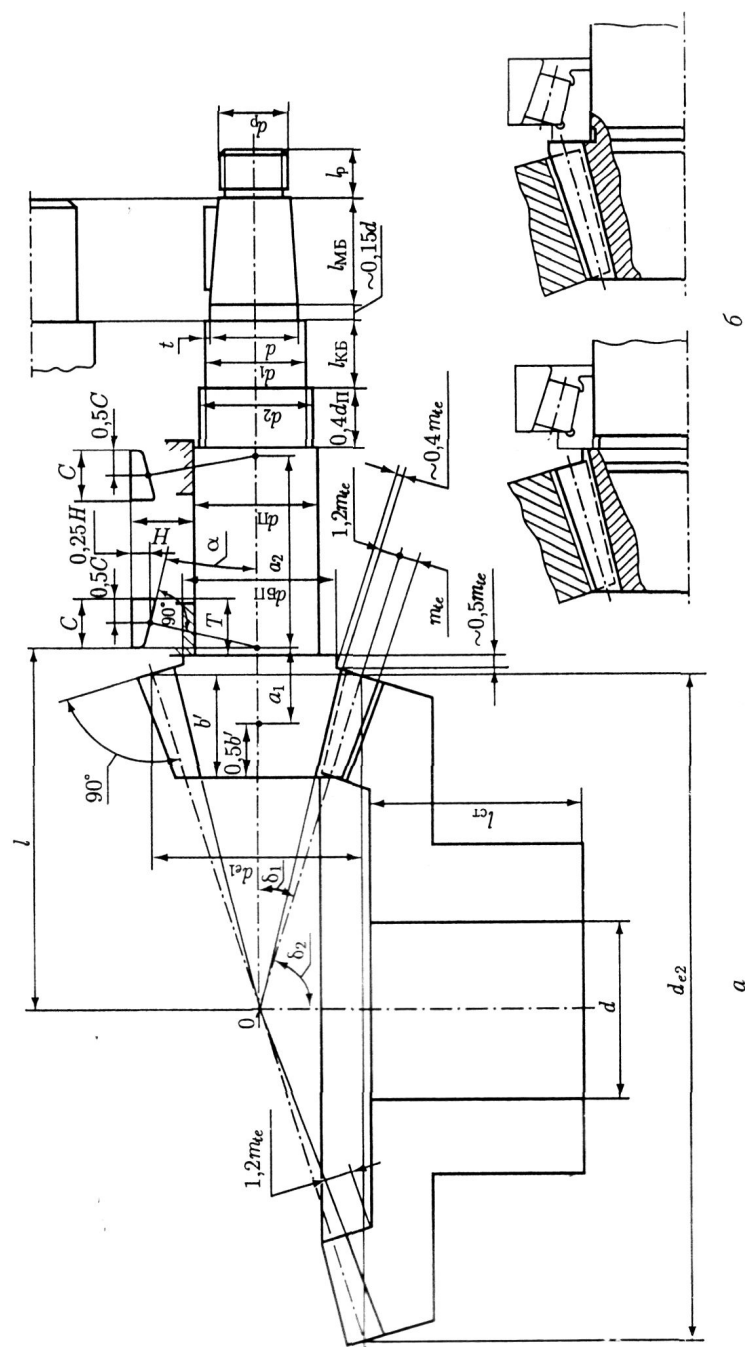


Рис. 6.4. Основные размеры вала конической шестерни

На рисунке 6.4 изображены основные размеры вала конической шестерни. Диаметры (мм) отдельных участков вала шестерни определяют по соотношениям (рис. 6.4,а).

$$d \geq 8\sqrt[3]{T_B}; d_1 = d + 2t, d_{II} \geq d_2; d_{БП} = d_{II} + 3r,$$

где T_B – вращающий момент на валу – шестерне, $H \cdot м$; d_{II} и r – внутренний диаметр и координата фаски подшипника. Конструкцию вала в месте расположения шестерни и расстояние между подшипниками определяют прочерчиванием.

Из условия обеспечения необходимой жесткости в узле следует выдерживать соотношение $d_{п1} \geq 1,3a_1$ и в качестве расстояния между подшипниками принимать большее из двух значений $a_2 \approx 2,5a_1$ или $a_2 \approx 0,6l$.

6.3. Выбор типа подшипников

Выбор типа подшипника зависит от редуктора. Для опоры валов редукторов с цилиндрическими прямозубыми колесами чаще всего используют шариковые радиальные подшипники (рис. 6.5,а) легкой серии. Если при последующих расчетах грузоподъемность подшипника окажется недостаточной, применяют подшипники последующих серий большей грузоподъемности.

В цилиндрических редукторах с косозубыми колесами применяют шариковые радиально-упорные подшипники (рис. 6.5,з), а при больших размерах конические роликовые (рис. 6.5,д).

Конические и червячные колеса должны быть точно зафиксированы. Поэтому в силовых передачах для опор валов конических и червячных колес применяют конические роликовые подшипники. Здесь также первоначально выбирают подшипники легкой серии.

В опорах червяка в силовых червячных передачах из-за больших силовых нагрузок применяют шариковые радиально-упорные и роликовые конические подшипники.

Для опор плавающих валов шевронных передач применяют радиальные подшипники с короткими цилиндрическими роликами (рис. 6.5,в)

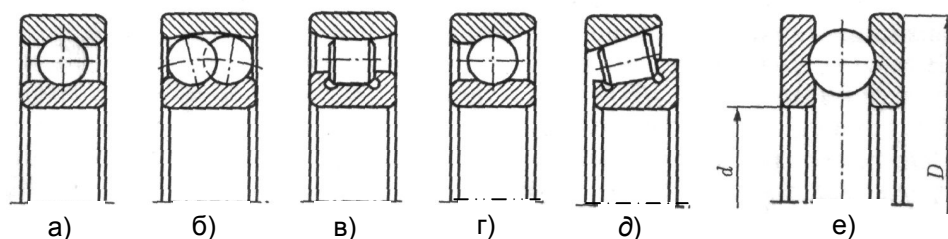


Рис. 6.5. Изображение подшипников: а) – шариковый радиальный; б) – шариковый двухрядный сферический; в) – роликовый радиальный; г) – шариковый радиально-упорный; д) – роликовый радиально-упорный; е) – шариковый упорный

6.4. Схемы установки подшипников

Как правило, в конструкции подшипниковых узлов должны быть предусмотрены способы фиксации положения вала от осевых смещений. Для этой цели использованы два типа опор: фиксирующие и плавающие. В фиксирующих опорах ограничивается осевое перемещение вала в одном или в обоих направлениях. В плавающих опорах осевое перемещение вала в любом направлении не ограничено. Фиксирующая опора воспринимает радиальную и осевые силы, а плавающая опора – только радиальную.

На рисунке 6.6 показаны способы осевого фиксирования валов.

В схемах 1а и 1б вал зафиксирован в одной (левой на рис. 6.6) опоре: в схеме 1а – одним радиальным подшипником (например, шариковым); в схеме 1б – двумя шариковыми радиальными или радиально-упорными. В плавающей опоре применяют радиальные подшипники.

Схемы 1а и 1б применяют при любом расстоянии l между опорами.

Осевую фиксацию по схеме 1а широко применяют в редукторах и коробках передач для валов цилиндрических зубчатых передач.

Осевую фиксацию по схеме 1б принимают в цилиндрических, конических и червячных передачах.

Если выходной конец вала соединяют муфтой с валом другого узла, в качестве фиксирующей принимают опору вблизи выходного вала.

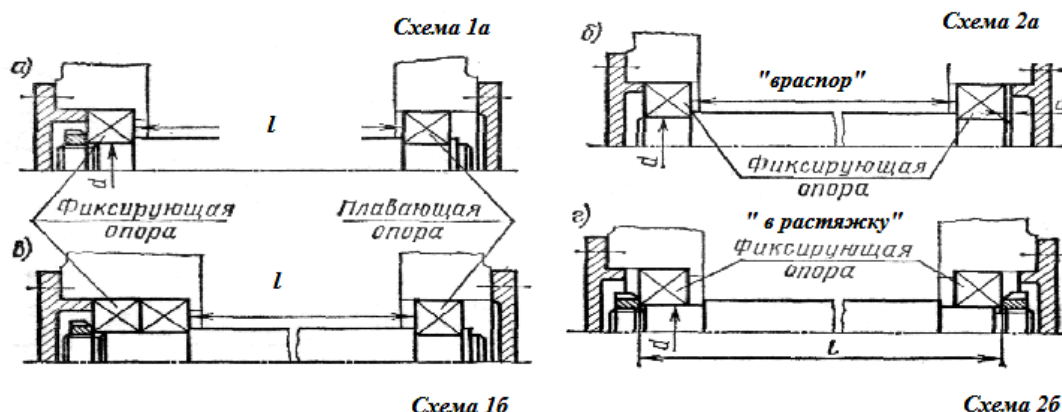


Рис. 6.6. Способы фиксации валов

В схемах 2а и 2б вал зафиксирован в двух опорах, причем в каждой из них в одном направлении. Эти схемы применяют с определенными ограничениями по расстоянию между опорами. И связано это с изменением зазоров в подшипниках вследствие нагрева деталей при работе. При нагреве самих подшипников зазоры в них уменьшаются; при нагреве вала его длина увеличивается.

Из-за увеличения длины вала осевые зазоры в подшипниках схемы 2а, называемой схемой «враспор», также уменьшаются. Чтобы не происходило защемление вала в опорах, предусматривают при сборке осевой зазор «а». Значение зазора должно быть несколько больше ожидаемой тепловой деформации подшипников и вала. Из опыта эксплуатации известно, что в узлах с радиальными шарикоподшипниками $a=0,2...0,5$ мм.

Схема установки подшипников «враспор» конструктивно наиболее проста. Ее широко применяют при относительно коротких валах. При установке в опорах радиальных шариковых подшипников отношение $l/d \approx 8...10$.

В опорах схемы 2а могут быть применены и радиально-упорные подшипники. Так как эти подшипники более чувствительны к изменению осевых зазоров, то соотношение между величинами l и d для них являются более жесткими и не должно превышать $l/d=6...8$. Меньшие значения относят к роликовым, большие – к шариковым радиально-упорным подшипникам.

При установке вала по схеме 2б – «в растяжку» – вероятность защемления подшипников вследствие температурных деформаций вала меньше, так как при увеличении длины вала осевой зазор в подшипниках увеличивается. Расстояние между подшипниками может быть несколько больше, чем в схеме «враспор»; для подшипников шариковых радиальных – $l/d=10...12$; шариковых радиально-упорных – $l/d \leq 10$, конических роликовых – $l/d \leq 8$.

Более длинные валы устанавливать по схеме 2б не рекомендуется, так как в следствии температурных деформаций вала могут появиться большие осевые зазоры, недопустимые для радиально-упорных подшипников.

Примеры эскизных проектов

После выполнения работ, описанных в разделах 6.1–6.4, оформляют эскизный чертеж редуктора. Эскизный проект выполняют в масштабе 1:1 на миллиметровой бумаге. На рисунке 6.7 приведены эскизные компоновки одноступенчатых и червячных редукторов.

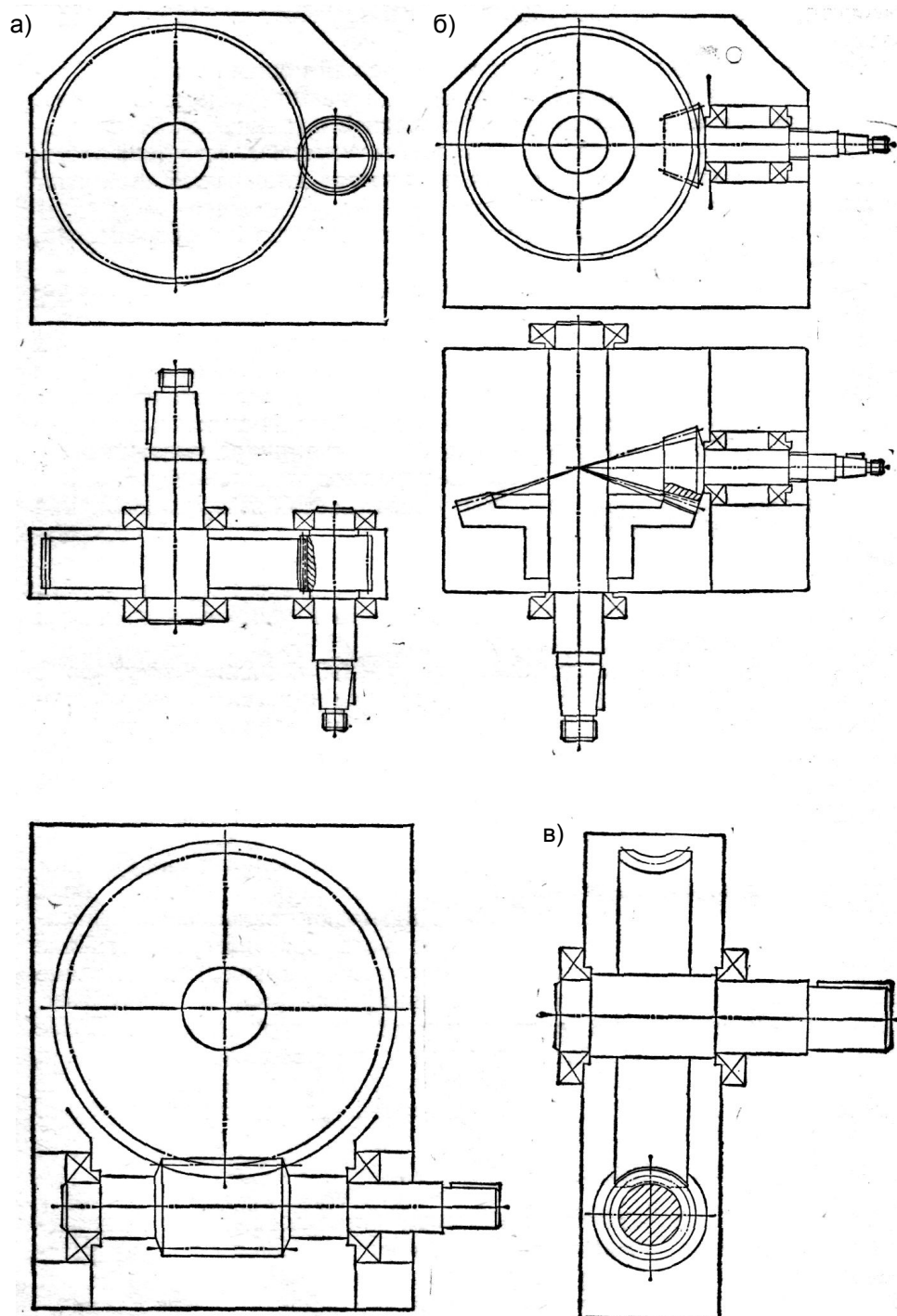


Рис. 6.7. Эскизные компоновки редукторов: а) – цилиндрический; б) – конический; в) – червячный