

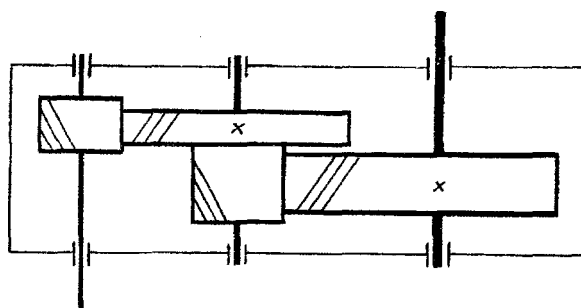
МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ

**Учреждение образования
«БРЕСТСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»**

Кафедра «Техническая эксплуатация автомобилей»

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

**к лабораторной работе
«Изучение конструкций цилиндрических зубчатых редукторов»
по курсу «Детали машин»
для студентов технических специальностей**



Брест 2007

УДК 321.81 (076.5)

Методические указания предназначены для студентов технических специальностей при выполнении лабораторной работы «Изучение конструкций цилиндрических зубчатых редукторов» по курсу «Детали машин», для которых учебным планом предусмотрены лабораторные работы по деталям машин.

Составитель: Ф. М. Санюкевич, профессор, к.т.н.

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

1. ЦЕЛЬ РАБОТЫ

Целью лабораторной работы является:

1. Изучение общих сведений о цилиндрических редукторах.
2. Изучение элементов конструкции цилиндрического редуктора и их назначение.
3. Изучение конструкции, определение параметров зубчатого эвольвентного зацепления и проверочный расчет одной из ступеней двухступенчатого косозубого цилиндрического редуктора.

2. ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

2.1. Изучение общих сведений о цилиндрических редукторах (п. 3):

- назначение и конструкции (п. 3.1);
- критерии работоспособности зубчатых передач цилиндрических редукторов (п. 3.3).

2.2. Изучение элементов конструкции цилиндрического редуктора и их назначение (п. 4):

- конструктивное исполнение корпуса редуктора (п. 3.2 и 4.1);
- конструктивное исполнение концов валов (п. 4.2);
- крышки подшипников (п. 4.3);
- крышки смотровых люков и пробки-отдушины (п. 4.4);
- устройства для подъема и транспортирования корпусных деталей и редуктора в сборе (п. 4.5);
- смазочные устройства (п. 4.6);
- уплотнительные устройства (п. 4.7).

2.3. Изучение конструкции цилиндрического редуктора, указанного преподавателем для выполнения лабораторной работы (дайте соответствующий ответ или выберите его из ниже изложенных, используя знания, полученные при изучении материала п. 2.1 ...2.2):

а) число ступеней;

б) кинематическая схема редуктора (простая развернутая; развернутая с раздвоенной быстроходной ступенью; развернутая с раздвоенной тихоходной ступенью; с соосным расположением быстроходного и тихоходного валов);

в) тип зубьев (прямые, косые, шевронные);

г) особенности конструкции корпуса редуктора (литой из чугуна; литой из алюминиевого сплава; сварной; разъемный; неразъемный);

д) конструктивное исполнение концов быстроходного и тихоходного валов (цилиндрические; конические: тип 1 или 2);

е) конструктивное исполнение подшипниковых крышек (привертные; закладные);

ж) схемы установки подшипников качения валов редуктора:

- враспор;
- врастяжку;
- одна опора фиксирующая, вторая плавающая;
- плавающие (плавающий вал);

з) регулировка подшипников валов:

- набором металлических прокладок;
- с помощью компенсаторных колец (кольца);
- регулировочными винтами через нажимные шайбы;

и) залив масла в корпус редуктора (через заливное отверстие, закрываемое пробкой; через люк);

к) контроль уровня масла в корпусе (с помощью контрольной пробки; с помощью жезлового маслоуказателя; с помощью маслоуказателя из прозрачного материала);

л) слив отработанного масла (указать местоположение сливного отверстия);

м) внешние уплотнения подшипниковых узлов с выходными концами валов:

- с помощью резиновых армированных манжет;
- с помощью упругой стальной шайбы;

• за счет уменьшения зазоров между валами и сквозными отверстиями, выполненными в подшипниковых крышках;

н) устройства для подъема и транспортирования корпусных деталей и редуктора в сборе (указать вид проушины или другого устройства).

2.4. Вычертить кинематическую схему цилиндрического редуктора, указанного преподавателем для изучения, и установить направление линии зуба шестерни и колеса (левое и правое) каждой ступени.

При вычерчивании схемы редуктора в качестве примера принимается кинематическая схема, показанная на рис. 2.1.

Направление линий зубьев зубчатых колес редуктора на рис. 2.1: шестерен – левое, колес – правое.

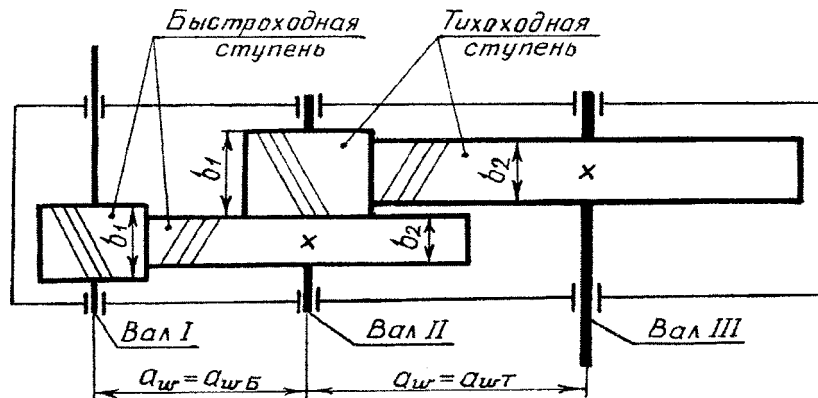


Рис. 2.1. Кинематическая схема двухступенчатого цилиндрического косозубого горизонтального редуктора, выполненного по простой развернутой схеме

2.5. Определить межосевое расстояние a_w (мм) быстроходной и тихоходной ступеней редуктора (уточнить у преподавателя).

2.6. Подсчитать число зубьев шестерни z_1 и колеса z_2 быстроходной и тихоходной ступеней.

2.7. Определить передаточное отношение каждой ступени и общее передаточное отношение редуктора.

Для соответствующей ступени передаточное отношение

$$i = \frac{z_2}{z_1}.$$

Если передаточное отношение быстроходной ступени обозначить i_B , а тихоходной i_T , то общее передаточное отношение редуктора

$$i_P = i_B i_T.$$

Точность расчетов i_B , i_T и i_P - два знака после запятой.

2.8. Определить основной нормальный шаг для быстроходной и тихоходной косозубых ступеней.

Основной нормальный шаг p_{bn} для косозубых зубчатых колес ступеней определяют как разность двух длин W_{z+1} и W_z общей нормали, которые измеряют на одном колесе (а не шестерне) с помощью зубомерного микрометра, имеющего плоскопараллельные губки, касающиеся непосредственно профиля зубьев (рис. 2.2).

Длина общей нормали W колеса – это расстояние между двумя параллельными плоскостями, которые являются касательными к двум разноименным активным боковым поверхностям зубьев в точках A и B . При этом, общая нормаль W является одновременно касательной к основной окружности диаметром d_b измеряемого колеса.

Число охватываемых зубьев n при замере длины общей нормали W_z определяют по формуле:

$$n = 0,111z_2 + 0,5,$$

где z_2 - число зубьев измеряемого колеса.

Полученную величину n округляют до целого числа.

При измерении W_{z+1} (см. рис. 2.2) число зубьев охвата принимают на один зуб больше, чем при замере W_z .

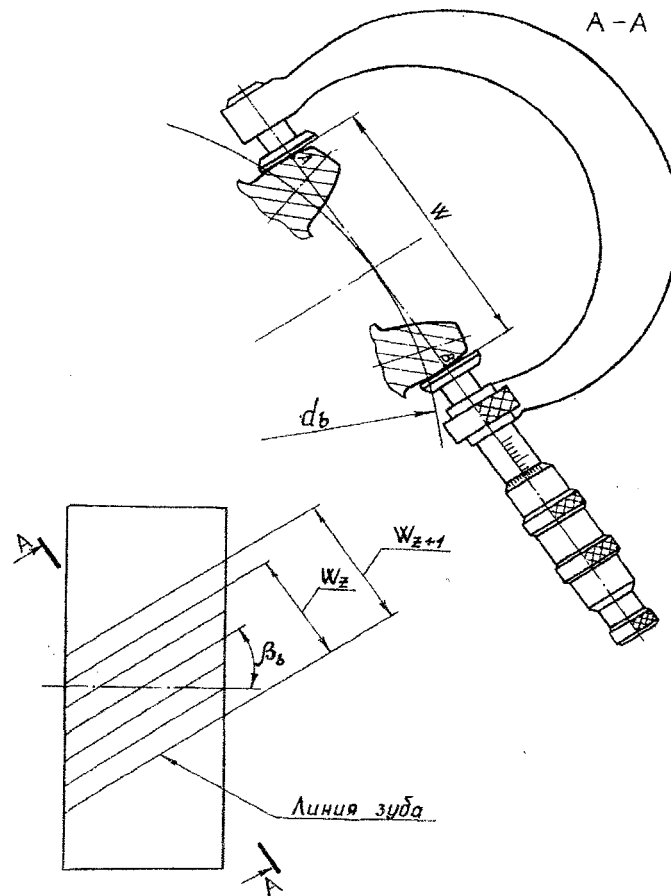


Рис. 2.2. Схема измерения длины общей нормали косозубого колеса

2.9. Рассчитать делительный нормальный шаг.

Делительный нормальный шаг между одноименными профилями соседних зубьев по делительному цилиндру колеса равен

$$P_n = \frac{P_{bn}}{\cos 20^\circ}.$$

2.10. Определить нормальный модуль зацепления быстроходной и тихоходной ступеней редуктора.

Делительный нормальный модуль или просто нормальный модуль зацепления косозубой передачи

$$m_n = \frac{P_n}{\pi}.$$

Полученную величину m_n согласуют со стандартным значением по ГОСТ 9563-60:

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

2-й ряд.....1,125; 1,375; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7; ...

2.11. Рассчитать угол наклона линии зуба на делительном цилиндре для быстроходной и тихоходной ступеней.

При известных для каждой ступени величинах z_1 , z_2 , m_n и a_w угол β наклона линии зуба на делительном цилиндре (или просто угол наклона линии зуба):

$$\cos \beta = \frac{m_n(z_1 + z_2)}{2a_w},$$

точность расчета $\cos \beta$ – четыре знака после запятой;

$$\beta = \arccos \beta = \text{---}^\circ \text{---}' \text{---}''.$$

Для горизонтальных и вертикальных цилиндрических двухступенчатых косозубых редукторов, выполненных по простой развернутой схеме (рис. 3.3, а, з, и), и соосных редукторов (рис. 3.3, д...з), а также мотор-редукторов на их базе угол $\beta = 8...22^\circ$.

Для раздвоенной быстроходной (рис. 3.3, б) или тихоходной (рис. 3.3, в) косозубых ступеней с противоположным наклоном зубьев редукторов по развернутой схеме, как и для шевронных передач, $\beta = 23...35^\circ$.

2.12. Рассчитать делительные и начальные диаметры шестерни и колеса быстроходной и тихоходной ступеней (точность расчета – два знака после запятой).

Делительный диаметр шестерни (мм)

$$d_1 = \frac{m_n z_1}{\cos \beta}.$$

Делительный диаметр колеса

$$d_2 = \frac{m_n z_2}{\cos \beta}.$$

Начальные диаметры: $d_{w1} = d_1$; $d_{w2} = d_2$.

2.13. Для каждой ступени измерить ширину венца шестерни b_1 и колеса b_2 и определить рабочую ширину b_w передачи.

В цилиндрических редукторах ширину венца шестерни b_1 выполняют на 5...10 мм больше ширины венца колеса b_2 для компенсации возможного осевого смещения зубчатых колес из-за неточности сборки (рис 2.1). Так как $b_1 > b_2$, то рабочая ширина передачи, как общая величина для шестерни и колеса, $b_w = b_2$.

Величины b_1 , b_2 , и b_w округлить до целого числа.

2.14. Рассчитать коэффициенты ψ_{ba} и ψ_{bd} для быстроходной и тихоходной ступеней.

$\psi_{ba} = \frac{b_w}{a_w}$ - коэффициент рабочей ширины зубчатой передачи относительно межосевого расстояния;

$\psi_{bd} = \frac{b_w}{d_1}$ - коэффициент рабочей ширины зубчатой передачи относительно делительного диаметра шестерни.

2.15. По указанию преподавателя записать номер задания для проверочного расчета одной из ступеней изучаемого редуктора.

2.16. Выписать из таблицы (см. приложение А) исходные данные для указанного преподавателем номера задания.

2.17. Определить частоты вращения шестерни n_1 и n_2 , а также вращающие моменты на шестерне T_1 и колесе T_2 ступени редуктора, подлежащей проверочному расчету.

Так как в таблице исходных данных (см. приложение А) задается частота вращения n_B (мин^{-1}) входного быстроходного вала редуктора, а номинальный вращающий момент T_T ($\text{Н} \cdot \text{м}$) указан на выходном конце тихоходного вала, то при проверочном расчете быстроходной ступени:

$$n_1 = n_B; n_2 = \frac{n_B}{i_B}; T_1 = \frac{T_T}{i_p \eta_{з.н}}; T_2 = \frac{T_T}{i_T \eta_{з.н}}.$$

При проверочном расчете тихоходной ступени редуктора:

$$n_1 = \frac{n_B}{i_B}; n_2 = \frac{n_B}{i_P}; T_1 = \frac{T_T}{i_T \eta_{3,4}}; T_2 = T_T,$$

где i_B , i_T и i_P - передаточные отношения быстроходной ступени, тихоходной ступени и общее передаточное отношение редуктора (см. п. 2.7); $\eta_{3,4}$ - КПД закрытой цилиндрической зубчатой передачи с учетом потерь на трение в опорах валов: $\eta_{3,4} = 0,97$.

2.18. Материал и термообработка зубчатых колес изучаемого редуктора.

Обе зубчатые пары изучаемого цилиндрического редуктора изготовлены из цементуемой легированной стали 2ХГМ. Применяемая термообработка - нитроцементация.

Нитроцементация – насыщение поверхностных слоев зубьев углеродом и азотом с последующей закалкой, что обеспечивает высокую прочность, износостойкость и сопротивление заеданию. Нитроцементация проводится после нарезания зубьев на улучшенных заготовках. При этом упрочняется тонкий поверхностный слой зубьев (толщиной 0,3...0,8 мм) до твердости 56...63 HRC₃, коробление незначительное, поэтому последующее шлифование не применяют. Средняя твердость H активной поверхности зубьев (а не сердцевины) шестерни и колеса каждой ступени будет одинакова и равна:

$$H_1 = H_2 = H = \frac{56 + 63}{2} = 59,5 HRC_3.$$

2.19. Определение коэффициента долговечности Z_N , учитывающего влияние ресурса при расчете зубчатой передачи на сопротивление контактной усталости активных поверхностей зубьев.

Базовое число циклов нагружения $N_{H \lim}$ (абсцисса точки перелома кривой усталости для контактных напряжений) при нитроцементации будет одинаково для шестерни и колеса проверяемой ступени:

$$N_{H \lim 1} = N_{H \lim 2} = N_{H \lim} = 30(H_{HB})^{2,4} = 30 \cdot 595^{2,4} = 136,8 \cdot 10^6,$$

где среднюю твердость активной поверхности зубьев $H = 59,5 HRC_3$ переводим в единицы HB, получая $H = H_{HB} = 595 HB$.

При этом должно выполняться условие

$$N_{H \lim} \leq 120 \cdot 10^6.$$

Так как мы получили $N_{H \lim} = 136,8 \cdot 10^6$, что больше $120 \cdot 10^6$, то принимаем окончательно:

$$N_{H \lim 1} = N_{H \lim 2} = 120 \cdot 10^6.$$

Эквивалентное число циклов нагружения зуба шестерни N_{HE1} и колеса N_{HE2} за весь срок службы передачи (требуемый ресурс) L_h при расчете передачи на сопротивление контактной усталости активных поверхностей зубьев (результат расчета записать в виде ..., $X \cdot 10^6$, например, $14,6 \cdot 10^6$):

$$N_{HE1} = 60c_1 n_1 L_h \mu_H;$$

$$N_{HE2} = 60c_2 n_2 L_h \mu_H,$$

где $c_{1(2)}$ – число зацеплений зуба шестерни (колеса) за один его оборот (для изучаемого цилиндрического редуктора $c_1 = c_2 = 1$); n_1, n_2 - мин⁻¹; L_h - часы; μ_H - коэффициент приведения при расчете зубчатой передачи на сопротивление контактной усталости:

Типовой режим нагружения.....	0	1	2	3	4	5
μ_H	1	0,5	0,25	0,18	0,125	0,063

Таким образом, если в результате расчета для шестерни мы получили $N_{HE1} \geq N_{H \lim 1}$, то коэффициент долговечности $Z_{N1} = 1$. Если для шестерни получено $N_{HE1} < N_{H \lim 1}$, то коэф-

коэффициент долговечности рассчитывают по формуле

$$Z_{N1} = \sqrt[6]{\frac{N_{H \lim 1}}{N_{HE1}}} \leq Z_{N \max} = 1,8.$$

Если получилось $Z_{N1} > Z_{N \max} = 1,8$, то следует принять $Z_{N1} = Z_{N \max} = 1,8$.

Аналогичным образом поступают и для колеса проверяемой ступени. При $N_{HE2} \geq N_{H \lim 2}$ $Z_{N2} = 1$. При $N_{HE2} < N_{H \lim 2}$

$$Z_{N2} = \sqrt[6]{\frac{N_{H \lim 2}}{N_{HE2}}} \leq Z_{N \max} = 1,8.$$

Если получилось $Z_{N2} > Z_{N \max} = 1,8$, то следует принять $Z_{N2} = Z_{N \max} = 1,8$.

Точность расчетов $Z_{N1(2)}$ – два знака после запятой.

2.20. Определение коэффициента долговечности Y_N , учитывающего влияние ресурса при расчете зубчатой передачи на сопротивление усталости зубьев при изгибе.

Базовое число циклов нагружения $N_{F \lim}$ (абсцисса точки перелома кривой усталости для напряжений изгиба) не зависит от марки стали и вида применяемой термообработки и всегда составляет $N_{F \lim} = 4 \cdot 10^6$.

Тогда для шестерни и колеса ступени:

$$N_{F \lim 1} = N_{F \lim 2} = 4 \cdot 10^6.$$

Эквивалентное число циклов нагружения зуба шестерни N_{FE1} и колеса N_{FE2} за весь срок службы передачи (требуемый ресурс) L_h при расчете передачи на сопротивление усталости зубьев при изгибе (результат расчета записать в виде $\dots, X \cdot 10^6$, например, $11,6 \cdot 10^6$):

$$N_{FE1} = 60c_1n_1L_h\mu_{F1};$$

$$N_{FE2} = 60c_2n_2L_h\mu_{F2},$$

где $c_1 = c_2 = 1$ (см. п. 2.19); n_1, n_2 - мин⁻¹; L_h - часы; $\mu_{F1(2)}$ - коэффициент приведения при расчете зубчатой передачи на сопротивление усталости зубьев при изгибе; для зубьев, подвергнутых нитроцементации $\mu_{F1} = \mu_{F2} = \mu_F$, где μ_F принимают в зависимости от типового режима нагружения:

Типовой режим нагружения	0	1	2	3	4	5
μ_F	1	0,2	0,1	0,063	0,016	0,004

Таким образом, если в результате расчета для шестерни мы получили $N_{FE1} \geq N_{F \lim 1}$, то коэффициент долговечности $Y_{N1} = 1$. Если для шестерни получено $N_{FE1} < N_{F \lim 1}$, то коэффициент долговечности при нитроцементации рассчитывают по формуле:

$$Y_{N1} = \sqrt[9]{\frac{N_{F \lim 1}}{N_{FE1}}} \leq Y_{N \max} = 2,5.$$

Если получилось $Y_{N1} > Y_{N \max} = 2,5$, то следует принять $Y_{N1} = Y_{N \max} = 2,5$.

Аналогичным образом поступают и для колеса проверяемой ступени. При $N_{FE2} \geq N_{F \lim 2}$ $Y_{N2} = 1$. При $N_{FE2} < N_{F \lim 2}$

$$Y_{N2} = \sqrt[9]{\frac{N_{F \lim 2}}{N_{FE2}}} \leq Y_{N \max} = 2,5$$

Если получилось $Y_{N2} > Y_{N \max} = 2,5$, то следует принять $Y_{N2} = Y_{N \max} = 2,5$.

Точность расчетов $Y_{N1(2)}$ - два знака после запятой.

2.21. Определение допускаемого контактного напряжения при проверочном расчете зубчатой передачи на сопротивление контактной усталости активных поверхностей зубьев.

Предел контактной выносливости σ_{Hlim} активной поверхности зубьев, соответствующий абсциссе точки перелома кривой усталости для контактных напряжений N_{Hlim} , при нитроцементации будет одинаков для шестерни и колеса:

$$\sigma_{Hlim1} = \sigma_{Hlim2} = 23H = 23 \cdot 59,5 = 1369H / \text{мм}^2,$$

где $H = 59,5HRC_3$ - см. п. 2.18.

Коэффициент безопасности S_H при нитроцементации: $S_{H1} = S_{H2} = 1,2$.

Тогда допускаемое контактное напряжение для шестерни $[\sigma_H]_1$ и колеса $[\sigma_H]_2$ ($H / \text{мм}^2$):

$$[\sigma_H]_1 = \frac{\sigma_{Hlim1}}{S_{H1}} Z_{N1};$$

$$[\sigma_H]_2 = \frac{\sigma_{Hlim2}}{S_{H2}} Z_{N2},$$

где Z_{N1}, Z_{N2} - см. п. 2.19.

Точность расчетов $[\sigma_H]_1$ и $[\sigma_H]_2$ - целое число $H / \text{мм}^2$.

Расчетное допускаемое контактное напряжение при термообработке нитроцементация

$$[\sigma_H] = [\sigma_H]_{\min},$$

где $[\sigma_H]_{\min}$ - меньшее из двух $[\sigma_H]_1, [\sigma_H]_2$.

2.22. Определение допускаемого напряжения изгиба при проверочном расчете зубчатой передачи на сопротивление усталости зубьев при изгибе.

Предел выносливости зубьев по напряжениям изгиба σ_{Flim} , соответствующий абсциссе точки перелома кривой усталости для напряжений изгиба N_{Flim} при термообработке нитроцементация зубчатых колес из стали 25ХГМ:

$$\sigma_{Flim1} = \sigma_{Flim2} = 1000H / \text{мм}^2.$$

Коэффициент безопасности S_F при нитроцементации: $S_{F1} = S_{F2} = 1,5$.

Для реверсивной передачи коэффициентом Y_A учитывается двустороннее приложение нагрузки. Для зубьев шестерни и колеса реверсивной передачи, подвергнутых нитроцементации, $Y_{A1} = Y_{A2} = 0,75$.

Для нереверсивной передачи $Y_{A(2)} = 1$ - односторонняя нагрузка.

Реверсивность передач редуктора указывается в исходных данных (см. приложение А).

Допускаемые напряжения изгиба $[\sigma_F]$ ($H / \text{мм}^2$) при проверочном расчете передачи на сопротивление усталости зубьев при изгибе определяют отдельно для шестерни и колеса:

$$[\sigma_F]_1 = \frac{\sigma_{Flim1}}{S_{F1}} Y_{N1} Y_{A1};$$

$$[\sigma_F]_2 = \frac{\sigma_{Flim2}}{S_{F2}} Y_{N2} Y_{A2},$$

где Y_{N1}, Y_{N2} - см. п. 2.20.

Точность расчетов $[\sigma_F]_1$ и $[\sigma_F]_2$ - целое число $H / \text{мм}^2$.

2.23. Определение степени точности передачи.

Окружная скорость v (м/с) шестерни и колеса в полюсе зацепления

$$v = \frac{\pi d_{w2} n_2}{60 \cdot 10^3},$$

где d_{w2} - мм; n_2 - мин^{-1} .

В зависимости от окружной скорости v степень точности косозубой цилиндрической передачи:

$v, \text{ м/с} \dots \dots \dots \leq 4$	св. 4 до 10	св. 10 до 15	св. 15 до 30
Степень точности..... 9	8	7	6

2.24. Определение коэффициентов K_α , K_β , K_v и K_A .

Физический смысл коэффициентов K_α , K_β , K_v и K_A следующий:

K_α - коэффициент неравномерности нагрузки одновременно зацепляющихся пар косых зубьев;

K_β - коэффициент концентрации (неравномерности распределения) нагрузки по длине зуба;

K_v - коэффициент, учитывающий внутреннюю динамическую нагрузку передачи;

K_A - коэффициент, учитывающий внешнюю динамическую нагрузку.

При расчете передачи на сопротивление контактной усталости активных поверхностей зубьев коэффициенты K_α , K_β , и K_v обозначают дополнительным индексом «H», при расчете на сопротивление усталости зубьев при изгибе – дополнительным индексом «F». Коэффициент K_A дополнительными индексами «H» и «F» не обозначают.

Рассмотрим методику определения коэффициентов K_α , K_β , K_v и K_A для цилиндрической косозубой передачи.

Коэффициенты $K_{H\alpha}$ и $K_{F\alpha}$ принимают в зависимости от окружной скорости v вращения зубчатых колес и степени точности передачи:

$v, \text{ м/с} \dots \dots \dots \leq 5$	св.5 до 10	св.10 до 15
$K_{H\alpha}$ при степени точности передачи:		
7.....1,03	1,05	1,08
8.....1,07	1,10	1,15
9.....1,13	-	-
$K_{F\alpha}$ при степени точности передачи:		
7.....1,07	1,20	1,25
8.....1,22	1,10	1,40
9.....1,35	-	-

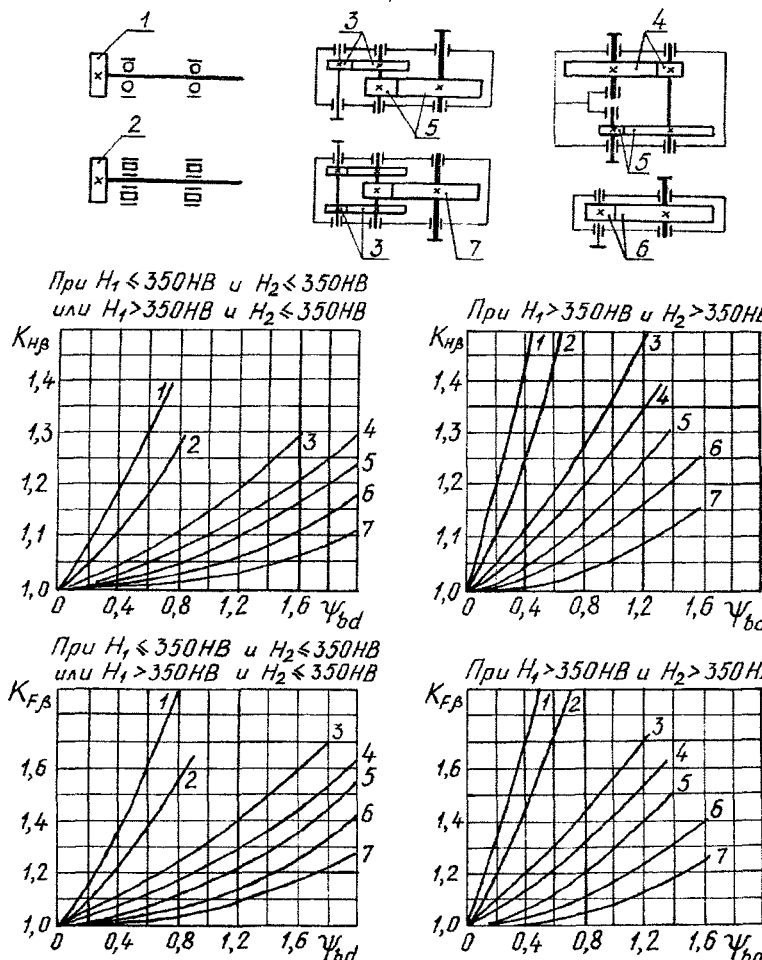


Рис. 2.3. Приближенные значения коэффициентов концентрации нагрузки $K_{H\beta}$ и $K_{F\beta}$ (номер кривой на графике соответствует номеру ступени редуктора)

Коэффициенты $K_{H\beta}$ и $K_{F\beta}$ принимают по графикам (рис. 2.3) при $H_1 > 350HB$ и $H_2 > 350HB$ по кривой 3 (быстроходная ступень) и по кривой 5 (тихоходная ступень) в зависимости от коэффициента ψ_{bd} , рассчитанного в п. 2.14 для проверяемой ступени.

Коэффициенты K_{Hv} и K_{Fv} принимают в зависимости от окружной скорости v вращения зубчатых колес и степени точности передачи (при нитроцементации $K_{Hv} = K_{Fv}$):

$v, \text{ м/с}$	1	5	10	15	20
K_{Hv} и K_{Fv} при степени точности передачи:					
7.....	1,01	1,05	1,10	1,15	1,20
8.....	1,01	1,06	1,12	1,18	1,24
9.....	1,01	1,07	1,14	1,21	1,28

При окружной скорости вращения зубчатых колес $v < 1 \text{ м/с}$ $K_{Hv} = 1$ и $K_{Fv} = 1$.

Коэффициент K_A при проверочном расчете передач изучаемого цилиндрического редуктора рекомендуется $K_A = 1,25$ (возможный режим нагружения ведомой машины – с малой неравномерностью).

2.25. Проверочный расчет зубчатой передачи на сопротивление контактной усталости активных поверхностей зубьев.

Коэффициент торцового перекрытия (точность расчета – два знака после запятой)

$$\varepsilon_\alpha = [1,88 - 3,2(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2})] \cos \beta.$$

Коэффициент уменьшения контактных напряжений в косозубой передаче в сравнении с прямозубой (точность расчета – два знака после запятой)

$$Z_{H\beta} = \sqrt{\frac{K_{H\alpha} \cos^2 \beta}{\varepsilon_\alpha}},$$

где $K_{H\alpha}$ - см. п. 2.24.

Окружная сила F_t (H) в торцовом сечении косозубой цилиндрической передачи, приложенная в полюсе зацепления:

$$F_t = \frac{2T_2}{d_{w2}},$$

где T_2 - вращающий момент на колесе проверяемой ступени, $H \cdot \text{мм}$ [ранее в п. 2.17 момент T_2 был рассчитан в $H \cdot \text{м}$; тогда $T_2(H \cdot \text{мм}) = T_2(H \cdot \text{м}) \cdot 10^3$]; d_{w2} - диаметр начальной окружности колеса, мм (d_{w2} - см. п. 2.12.).

Тогда расчетное контактное напряжение σ_H ($H/\text{мм}^2$) в полюсе зацепления (точность расчета – целое число $H/\text{мм}^2$):

$$\sigma_H = Z_{H\beta} \sqrt{\frac{E_{np} F_t K_{H\beta} K_{Hv} K_A \cdot u + 1}{b_w d_{w1} u}},$$

где $E_{np} = 2,1 \cdot 10^5 \text{ Н/мм}^2$ - приведенный модуль упругости для стали; F_t - H ; $K_{H\beta}$, K_{Hv} , K_A - см. п. 2.24; b_w - мм (см. п. 2.13); d_{w1} - мм (см. п. 2.12); u - передаточное число проверяемой передачи: $u = \frac{z_2}{z_1}$ (т.е. для понижающей передачи $u = i$, здесь i - передаточное отношение ступени, см. п. 2.7).

Сопротивление контактной усталости активных поверхностей зубьев проверяемой ступени обеспечивается при выполнении условия

$$\sigma_H \leq [\sigma_H],$$

где $[\sigma_H]$ - см. п. 2.21.

Условие $\sigma_H \leq [\sigma_H]$ исключает усталостное выкрашивание поверхностных слоев зубьев при действии контактных напряжений и гарантирует нормальную работу передачи с вращающим моментом T_2 на колесе проверяемой ступени в течение требуемого ресурса L_h .

При $\sigma_H > [\sigma_H]$ наблюдается перегрузка передачи. Однако нормальная работа передачи возможна при перегрузке $\Delta\sigma_H$, не превышающей 5%, т.е.

$$\Delta\sigma_H = \frac{\sigma_H - [\sigma_H]}{[\sigma_H]} \cdot 100\% \leq 5\%.$$

При перегрузке $\Delta\sigma_H > 5\%$ ресурс передачи L_h уменьшается. Поэтому в таком случае при выполнении лабораторной работы с целью обеспечения требуемого ресурса L_h следует уменьшить вращающий момент T_2 на колесе проверяемой ступени до величины T_2' ($H \cdot мм$):

$$T_2' = T_2 \left(\frac{[\sigma_H]}{\sigma_H} \right)^2.$$

Вращающий момент T_2' приводят к выходному тихоходному валу редуктора, используя зависимости, изложенные в п. 2.17, и определяют новое (уменьшенное) значение номинального вращающего момента T_T' , при котором будет гарантирована нормальная работа передачи в течение требуемого ресурса L_h .

2.26. Проверочный расчет зубчатой передачи на сопротивление усталости зубьев при изгибе.

Число зубьев эквивалентного прямозубого зубчатого колеса (эквивалентное число зубьев) z_v :

$$z_{v1} = z_1 / \cos^3 \beta;$$

$$z_{v2} = z_2 / \cos^3 \beta.$$

Числа зубьев z_{v1} и z_{v2} округляют до целого числа.

Коэффициент формы зуба и концентрации напряжений Y_{FS} согласно рис. 2.4 в зависимости от z_v при коэффициенте смещения исходного контура $x = 0$: для шестерни $Y_{FS1} = \dots$; для колеса $Y_{FS2} = \dots$ (точность определения Y_{FS} - два знака после запятой).

Коэффициент, учитывающий повышение изгибной прочности вследствие наклона контактной линии к основанию зуба в косозубой передаче и неравномерного распределения нагрузки (точность расчета - два знака после запятой).

$$Y_\beta = 1 - \frac{\beta}{140^\circ},$$

где β - угол наклона линии зуба (в градусах).

Коэффициент уменьшения напряжений изгиба в косозубой передаче в сравнении с прямозубой (точность расчета - два знака после запятой)

$$Y_{F\beta} = K_{F\alpha} Y_\beta / \varepsilon_\alpha,$$

где $K_{F\alpha}$ - см. п.2.24; ε_α - см. п. 2.25.

Расчетное напряжение при изгибе σ_F ($H / мм^2$) в опасном сечении зуба шестерни и колеса (точность расчета - целое число $H / мм^2$):

$$\sigma_{F1} = \frac{F_t K_{F\beta} K_{Fv} K_A}{b_1 m_n} Y_{FS1} Y_{F\beta};$$

$$\sigma_{F2} = \frac{F_t K_{F\beta} K_{Fv} K_A}{b_2 m_n} Y_{FS2} Y_{F\beta},$$

где F_t - H (см. п. 2.25); $K_{F\beta}$, K_{Fv} , K_A - см. п. 2.24; b_1 , b_2 - $мм$ (см. п. 2.13); m_n - $мм$ (см. п. 2.10).

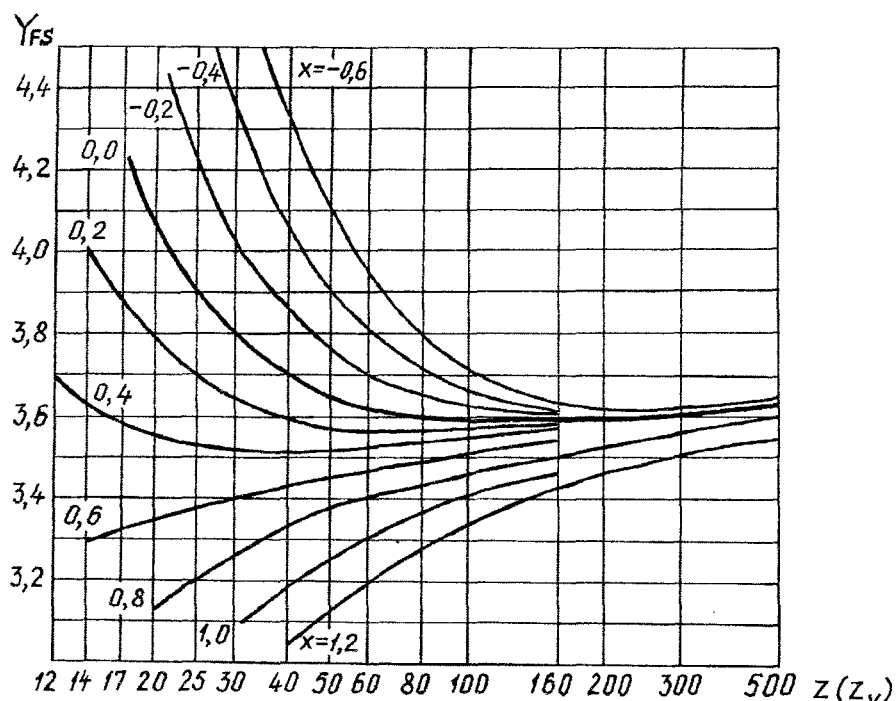


Рис. 2.4. График для определения коэффициента формы зуба и концентрации напряжений Y_{FS} :
 z - число зубьев прямозубого цилиндрического зубчатого колеса; z_v - число зубьев эквивалентного прямозубого цилиндрического зубчатого колеса (эквивалентное число зубьев); x - коэффициент смещения исходного контура

Сопротивление усталости зубьев при изгибе обеспечивается при выполнении условия: $\sigma_F \leq [\sigma_F]$. Допускается $\sigma_F \leq 1,1[\sigma_F]$. Выполнение этих условий исключает усталостную поломку зубьев при действии напряжений изгиба.

Если при расчете получили для одного зубчатого колеса $\sigma_F \leq [\sigma_F]$, а для второго $\sigma_F > 1,1[\sigma_F]$, то для последнего следует уменьшить окружную силу F_t до величины

$$F_t' = F_t \frac{[\sigma_F]}{\sigma_F}$$

и определить на нем новое (уменьшенное) значение вращающего момента

$$T' = F_t' \frac{d_w}{2}$$

Если для шестерни и колеса получили $\sigma_{F1(2)} > 1,1[\sigma_F]_{1(2)}$, то следует определить уменьшенную окружную силу F_t' для каждого зубчатого колеса и по наименьшей из двух величине $F_{t' \min}$ рассчитать минимальный вращающий момент

$$T_1' = F_{t' \min} \frac{d_{w1}}{2} \text{ или } T_2' = F_{t' \min} \frac{d_{w2}}{2},$$

с которым может работать проверяемая ступень редуктора.

Далее необходимо уменьшенный вращающий момент T_1' или T_2' привести к выходному тихоходному валу редуктора, используя зависимости в п. 2.17, и определить новое (уменьшенное) значение номинального вращающего момента T_T' , при котором будет гарантирована нормальная работа передачи в течение требуемого ресурса L_h .

2.27. Проверочный расчет зубчатой передачи на контактную прочность активных поверхностей зубьев при действии пиковой нагрузки (при кратковременной перегрузке).

Цель данного расчета – предотвращение остаточных деформаций активных поверхностей зубьев или хрупкого разрушения их поверхностного слоя при действии пиковой нагрузки, не учитываемой в расчете на сопротивление контактной усталости.

Предельно допустимое контактное напряжение $[\sigma_{H \max}]$, не вызывающее остаточных деформаций или хрупкого разрушения поверхностного слоя зубьев для нитроцементованных шестерни и колеса одинаково и определяется по формуле

$$[\sigma_{H \max}]_1 = [\sigma_{H \max}]_2 = [\sigma_{H \max}] = 40H = 40 \cdot 59,5 = 2380 \text{ Н/мм}^2,$$

где H - см. п. 2.18.

Расчетное максимальное контактное напряжение $\sigma_{H \max}$ (Н/мм^2) при действии пиковой нагрузки (при кратковременной перегрузке)

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \sqrt{K_H},$$

где σ_H - расчетное контактное напряжение в полюсе зацепления при расчете передачи на сопротивление контактной усталости, Н/мм^2 (см. п. 2.25); $K_H = 2$ - коэффициент кратковременной перегрузки.

При $\sigma_{H \max} \leq [\sigma_{H \max}]$ обеспечивается контактная прочность активных поверхностей зубьев при действии пиковой нагрузки (при кратковременной перегрузке).

Если получилось $\sigma_{H \max} > [\sigma_{H \max}]$, следует уменьшить вращающий момент T_2 на колесе проверяемой зубчатой пары до значения T_2' :

$$T_2' = T_2 \left(\frac{[\sigma_{H \max}]}{\sigma_{H \max}} \right)^2.$$

Далее, используя зависимости в п. 2.17, следует привести уменьшенный вращающий момент T_2' к выходному тихоходному валу и определить новое (уменьшенное) значение номинального момента T_T' , при котором будет гарантирована нормальная работа передачи в течение требуемого ресурса L_h .

2.28. Проверочный расчет зубчатой передачи на прочность зубьев при изгибе пиковой нагрузкой (при кратковременной перегрузке).

Цель данного расчета – предупреждение статической поломки зубьев при действии пиковой нагрузки, не учитываемой в расчете на сопротивление усталости зубьев при изгибе.

Предельно допустимое напряжение изгиба $[\sigma_{F \max}]$, не вызывающее остаточных деформаций или хрупкого излома зуба пиковой нагрузкой, для нитроцементованных шестерни и колеса одинаково:

$$[\sigma_{F \max}]_1 = [\sigma_{F \max}]_2 = 1520 \text{ Н/мм}^2.$$

Расчетное максимальное напряжение изгиба $\sigma_{F \max}$ (Н/мм^2) в опасном сечении зуба шестерни и колеса при действии пиковой нагрузки:

$$\sigma_{F \max 1} = \sigma_{F1} K_H;$$

$$\sigma_{F \max 2} = \sigma_{F2} K_H,$$

где σ_{F1} и σ_{F2} - расчетные напряжения при изгибе в опасном сечении зуба шестерни и колеса при расчете передачи на сопротивление усталости зубьев при изгибе, Н/мм^2 (см. п. 2.26); $K_H = 2$ - коэффициент кратковременной перегрузки.

При $\sigma_{F \max 1} \leq [\sigma_{F \max}]_1$ и $\sigma_{F \max 2} \leq [\sigma_{F \max}]_2$ исключается статическая поломка зубьев при действии пиковой нагрузки (при кратковременной перегрузке).

Если получилось $\sigma_{F \max} > [\sigma_{F \max}]$, то следует уменьшить окружную силу F_t (см. п. 2.26) до величины

$$F_t' = F_t \left(\frac{[\sigma_{F \max}]}{\sigma_{F \max}} \right)$$

и определить новое (уменьшенное) значение вращающего момента

$$T' = F_t' \frac{d_w}{2}$$

на соответствующем зубчатом колесе проверяемой ступени.

Далее, используя зависимости в п. 2.17, необходимо привести уменьшенный вращающий момент T' к выходному тихоходному валу и определить новое (уменьшенное) значение номинального момента T'_T , при котором будет гарантирована нормальная работа передачи в течение требуемого ресурса L_h .

2.29. Окончательный вывод о работоспособности проверяемой зубчатой передачи при заданной номинальной нагрузке (вращающем моменте T_T на выходном тихоходном валу редуктора) и требуемом ресурсе L_h .

Окончательный вывод о работоспособности проверяемой ступени редуктора следует сделать на основании результатов расчетов, изложенных в п. 2.25...2.28. Если в каком-либо из указанных пунктов необходимо было уменьшение заданного номинального вращающего момента T_T , то следует окончательно установить новое (уменьшенное) значение T'_T , при котором будет обеспечена нормальная работа проверяемой зубчатой передачи в течение требуемого ресурса L_h . При этом должны выполняться все критерии работоспособности передачи:

$$\sigma_H \leq [\sigma_H]; \sigma_{F1(2)} \leq [\sigma_F]_{1(2)}; \sigma_{Hmax} \leq [\sigma_{Hmax}]; \sigma_{Fmax1(2)} \leq [\sigma_{Fmax}]_{1(2)}.$$

3. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ РЕДУКТОРАХ

3.1. НАЗНАЧЕНИЕ И КОНСТРУКЦИИ

Редуктор – механизм, служащий для уменьшения частоты вращения и увеличения вращающего момента.

Редукторы с цилиндрическими зубчатыми передачами и эвольвентным зацеплением (цилиндрические редукторы) имеют наибольшее распространение как наиболее простые в изготовлении и эксплуатации, надежные и малогабаритные. Они отличаются высоким КПД, долговечностью и большим диапазоном скоростей и нагрузок.

Большинство цилиндрических редукторов изготовляют с косозубыми зубчатыми колесами, которые по сравнению с прямозубыми обладают большими нагрузочной способностью и быстроходностью.

При малых передаточных отношениях применяют **одноступенчатые цилиндрические редукторы** (рис. 3.1 и 3.2). Передаточные отношения для них целесообразно принимать не больше 6,3 (предпочтительно до 5) во избежание увеличения габаритов.

Наибольшее распространение в настоящее время имеют **двухступенчатые редукторы**. Для них наиболее характерны передаточные отношения 6,3...40 (50).

При передаточных отношениях 25...250 применяют **трехступенчатые редукторы**.

Основные кинематические схемы двухступенчатых цилиндрических редукторов и некоторые их разновидности показаны на рис. 3.3.

Наибольшее распространение из двухступенчатых редукторов имеют редукторы по развернутой схеме (рис. 3.3, *a*...*г*, *и*). Эти редукторы наиболее просты.

На рис. 3.4, *a* показан наиболее распространенный двухступенчатый цилиндрический горизонтальный редуктор, выполненный по **простой развернутой схеме** (рис. 3.3, *a*), в которой каждая ступень состоит из одной пары зубчатых колес. Он имеет наименьшую ширину, но несимметричное расположение зубчатых колес относительно опор приводит к повышенной концентрации нагрузки по длине зуба в результате деформаций изгиба и кручения валов. Поэтому такие редукторы требуют жестких валов. Указанный недостаток больше сказывается при высокой твердости активных поверхностей зубьев (> 350 HB), когда приработка их затруднена.

Варианты конструктивного исполнения валов редуктора, выполненного по простой развернутой схеме, показаны на рис. 3.5 (быстроходный вал), рис. 3.6 (промежуточный вал) и рис. 3.7 (тихоходный вал). Выходные концы валов рассматриваемого редуктора имеют цилиндрическую или коническую форму. Кроме этого, выходной конец тихоходного вала выполняется также с венцом зубчатой муфты (рис. 3.4, *б*), пример использования такой конструкции – см. рис. 3.4, *в*, *г*. Соединение зубчатого венца тихоходного вала с внутренними зубьями ступицы барабана образует встроенную внутри его зубчатую муфту, предназначенную для приведения во вращение барабана. Слева зубчатая муфта закрывается специальной крышкой, состоящей из двух половин, которая предотвращает вытекание смазки из узла муфты.

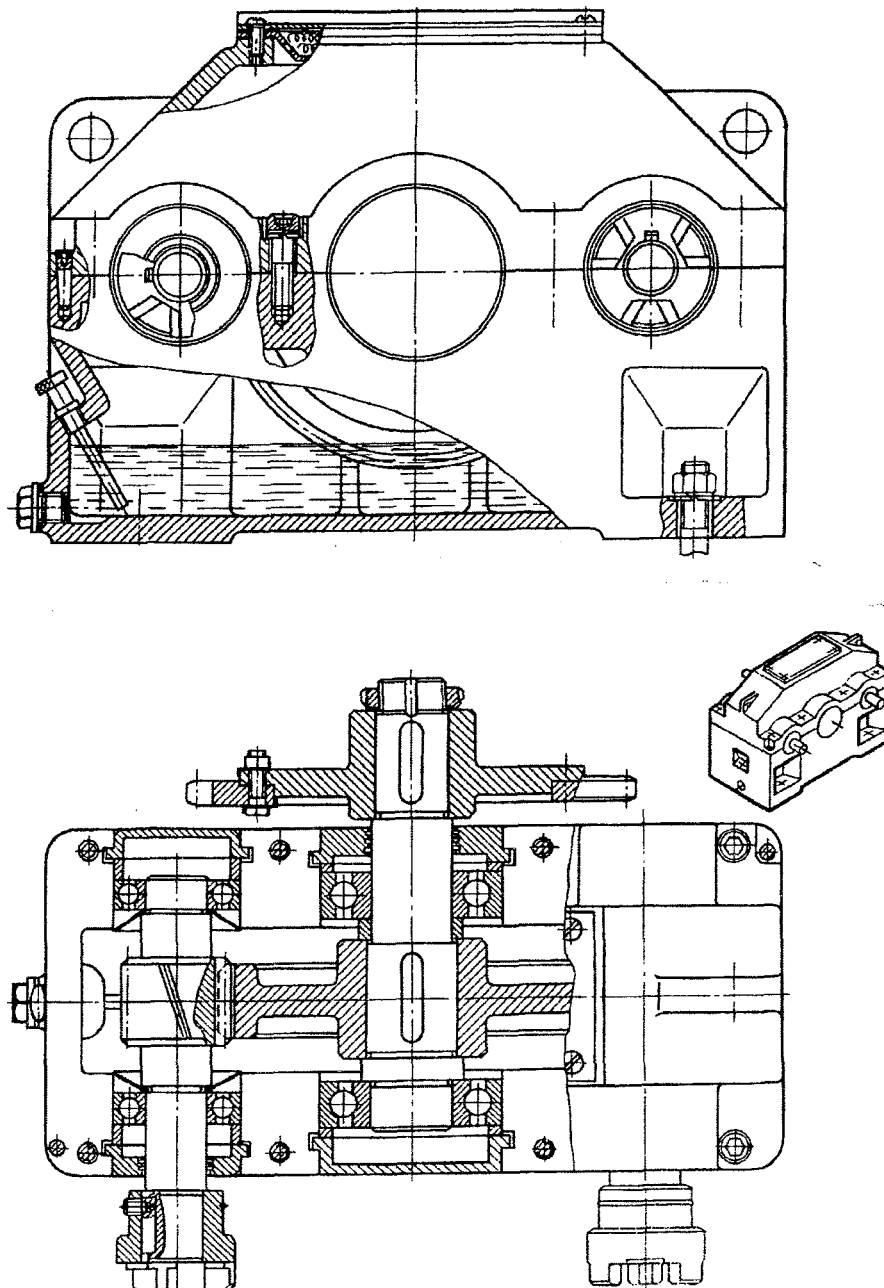


Рис. 3.1. Цилиндрический горизонтальный одноступенчатый редуктор с двумя быстроходными валами [4]

Ось барабана вращается вместе с тихоходным валом редуктора, зубчатой муфтой, барабаном, левым подшипником и внутренним кольцом правого подшипника как одно целое. Такая конструкция узла барабана отличается компактностью и надежностью в работе. Недостаток ее – увеличенная консольная радиальная нагрузка на тихоходный вал редуктора. В двухступенчатых передачах более совершенными с точки зрения распределения нагрузки, являются редукторы, выполненные с раздвоенными ступенями (см. рис. 3.3, б, в). В двухступенчатых цилиндрических редукторах раздвоенной может быть быстроходная (рис. 3.3, б) или тихоходная (рис. 3.3, в) ступень. Большее применение имеют редукторы с раздвоенной быстроходной ступенью. Более нагруженная тихоходная ступень в таких конструкциях может быть выполнена с весьма широкими зубчатыми колесами, так как за счет симметричного расположения опор в зацеплении этой пары устраняется концентрация нагрузки по длине зуба от изгиба валов, что особенно важно для плохо прирабатывающихся высокотвердых зубчатых передач.

Для раздвоенных ступеней зубчатые колеса выполняют узкими, принимая коэффициент $\psi_{ba} = b_w / a_w = 0,2 \dots 0,25$.

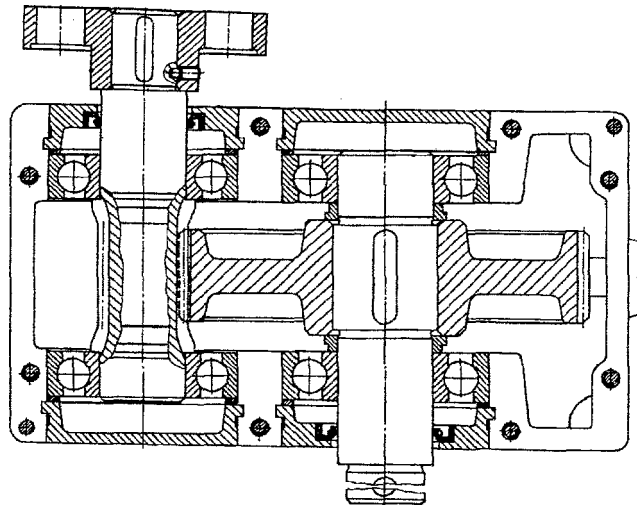


Рис. 3.2. Цилиндрический горизонтальный одноступенчатый редуктор.

Зубчатые колеса раздвоенных ступеней обычно выполняют косозубыми с противоположным наклоном зубьев. Угол наклона зубьев раздвоенных ступеней, как и в шевронных передачах, рекомендуется принимать в пределах $\beta = 23 \dots 35^\circ$.

В раздвоенных передачах, как и в шевронных, положение одного вала относительно другого определяют наклоненные в разные стороны зубья, поэтому фиксировать относительно корпуса следует только один вал, а второй должен иметь «плавающие» опоры, допускающие свободу самоустановки в осевом направлении. Если опоры обоих валов сделать фиксирующими, то в результате неизбежной неточности изготовления и ошибок монтажа зубья могут не входить в зацепление, а также мощность неравномерно распределится между параллельными парами.

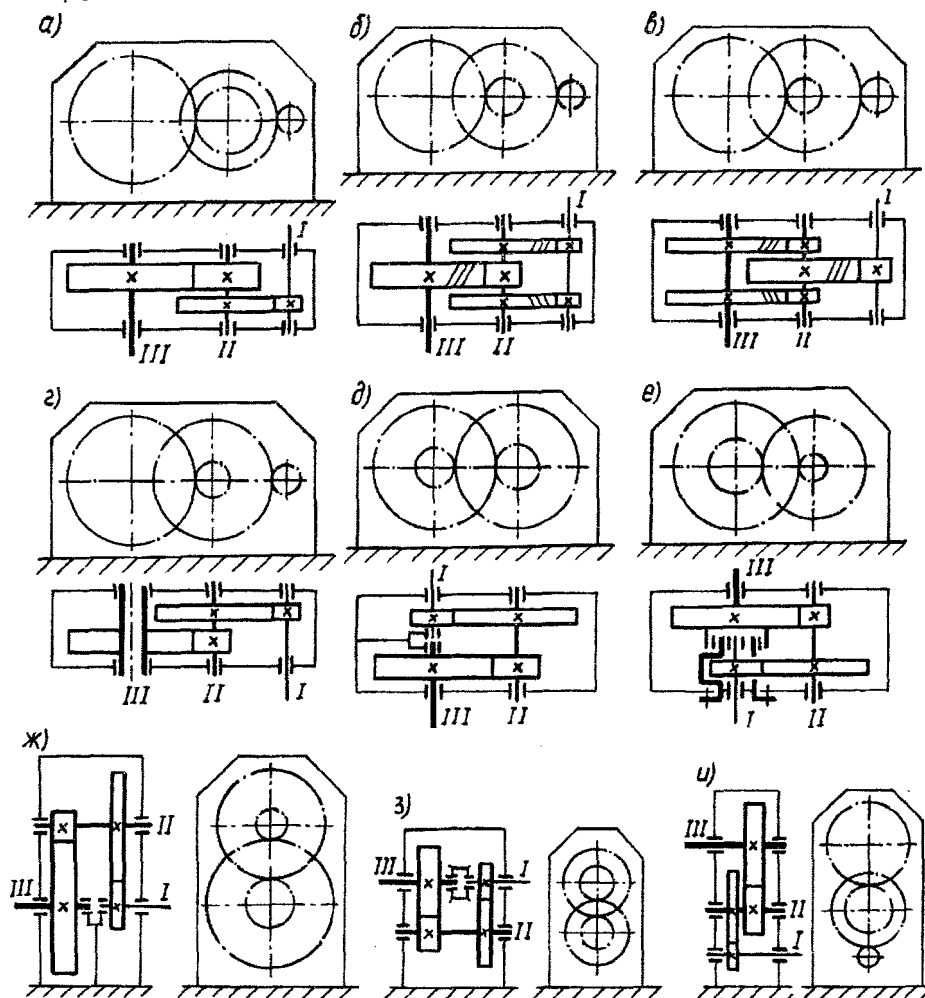


Рис. 3.3. Кинематические схемы двухступенчатых цилиндрических редукторов: I - быстроходный вал; II - промежуточный вал; III - тихоходный вал

Плавающими желательно делать менее нагруженные опоры. При этом следует учитывать, что на плавающий вал не должны действовать неуравновешенные осевые силы от смежных пар, так как иначе нарушится равновесие осевых сил на раздвоенных зубчатых колесах.

Для плавающих опор обычно применяют подшипники качения с короткими цилиндрическими роликами (рис. 3.8). При использовании других подшипников, например, шариковых радиальных однорядных, возможен износ посадочных поверхностей в корпусах.

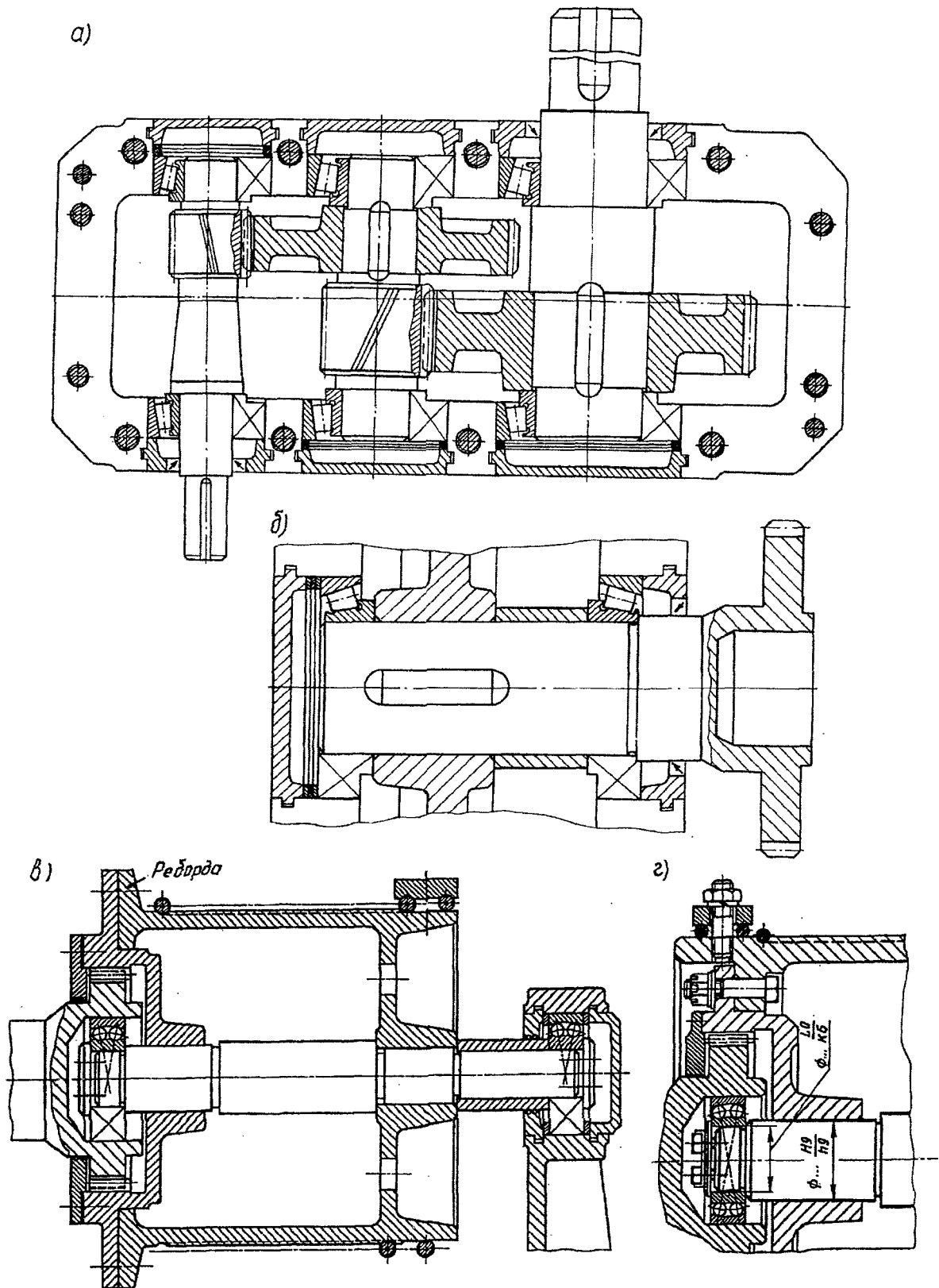


Рис. 3.4. Двухступенчатый цилиндрический горизонтальный редуктор, выполненный по простой развернутой схеме рис. 3.3, а: а – конструкция редуктора; б – тихоходный вал с венцом для зубчатой муфты; в, г – узел барабана со встроенной зубчатой муфтой

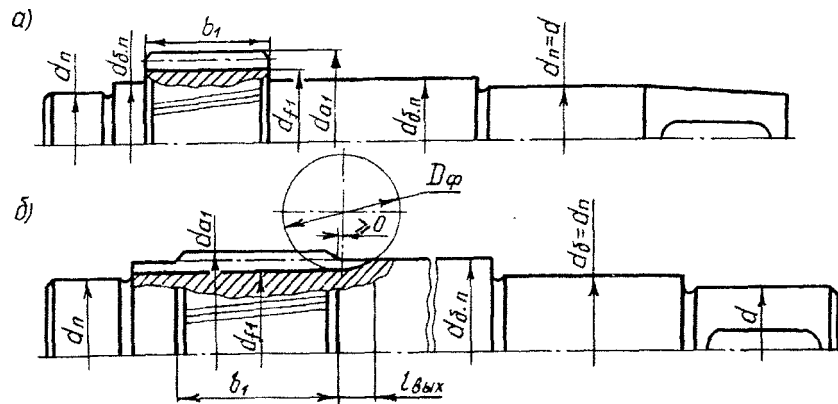


Рис. 3.5. Варианты конструкции быстроходного вала двухступенчатого цилиндрического редуктора, выполненного по простой развернутой схеме: d - диаметр конца вала; d_n - диаметр отверстия внутреннего кольца подшипника; d_a - диаметр буртика вала для упора детали; $d_{δ.n}$ - диаметр буртика (заплечика) вала для упора внутреннего кольца подшипника; $D_φ$ - диаметр фрезы; $l_{вых}$ - длина участка для выхода фрезы

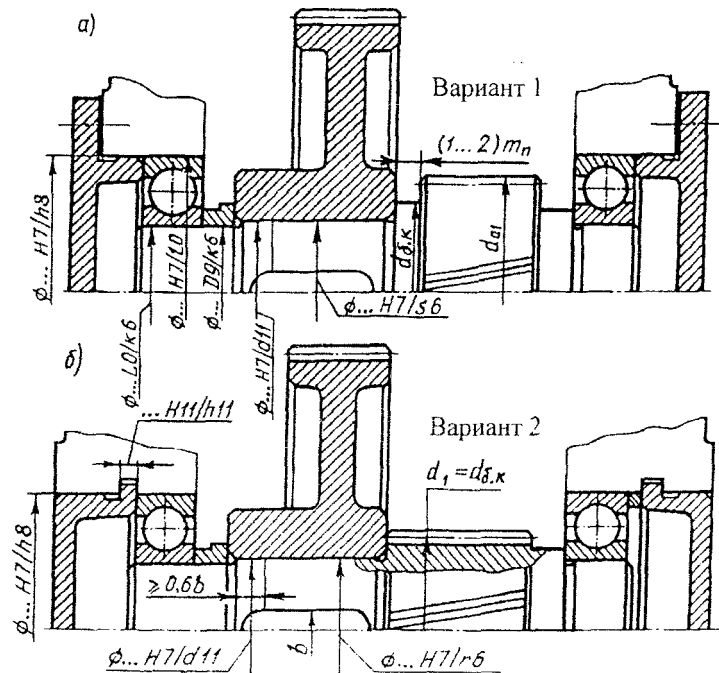


Рис. 3.6. Варианты конструкции промежуточного вала двухступенчатого цилиндрического редуктора, выполненного по простой развернутой схеме: $d_{δ.к}$ - диаметр буртика вала для упора ступицы колеса

У редуктора с раздвоенной быстроходной косозубой ступенью (рис. 3.3, б) плавающими должны быть подшипники быстроходного вала I (конструктивное исполнение см. рис. 3.8, а, б), а у редуктора с раздвоенной тихоходной косозубой ступенью (рис. 3.3, в) плавающими следует выполнять подшипники тихоходного вала (конструктивное исполнение см. рис. 3.8, в). Примеры конструктивного исполнения промежуточного вала редуктора с раздвоенной тихоходной ступенью (см. вал II на рис. 3.3, в) показаны на рис. 3.9. Если диаметр вершин шестерен d_{a1} больше диаметра d_k ступени вала, на которой устанавливается колесо быстроходной нераздвоенной передачи, то с целью обеспечения сборки колеса, одну из шестерен выполняют насадной (рис. 3.9, а). Вторая шестерня выполняется за одно целое с валом. При $d_{a1} < d_k$ обе шестерни выполняют за одно целое с валом (рис. 3.9, б). В последнем случае колесо устанавливается на ступени вала диаметром d_k и поджимается до упора в буртик вала круглой шлицевой гайкой, для которой предусматривается ступень 1 вала с резьбой и пазом для язычка многолапчатой стопорной шайбы, предохраняющей отвинчивание шлицевой гайки. Диаметр буртика $d_{δ.к} \geq d_k + (3,6...4)f$, где f - размер фаски в отверстии ступицы колеса.

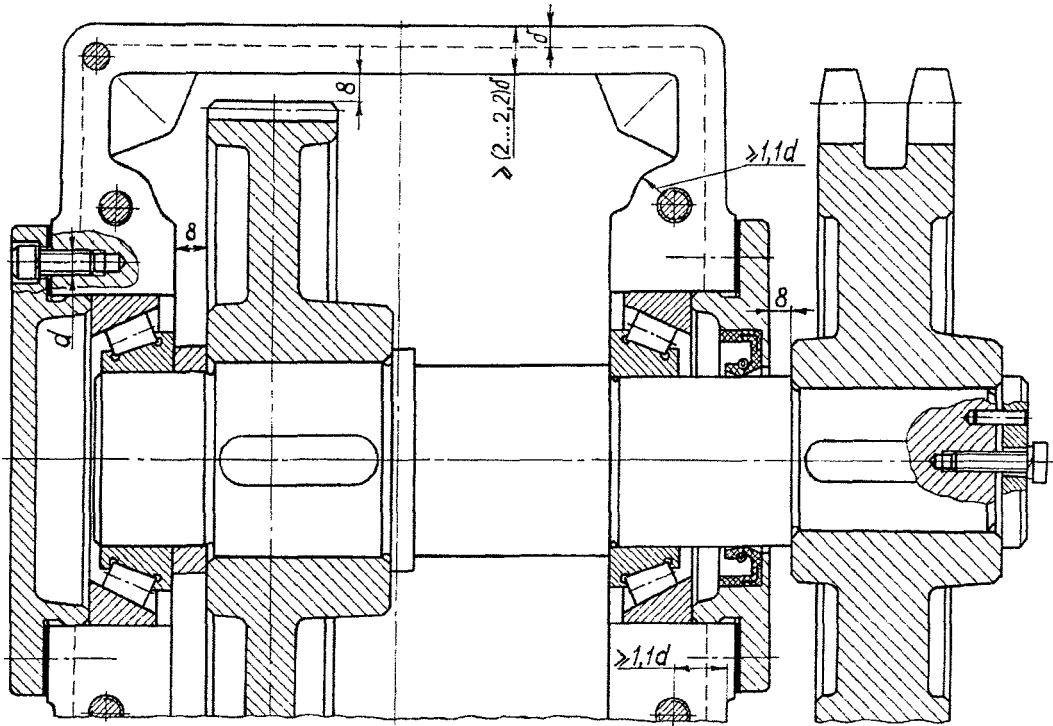


Рис. 3.7. Вариант конструкции тихоходного вала двухступенчатого цилиндрического редуктора, выполненного по простой развернутой схеме

Соосные цилиндрические редукторы (рис. 3.3, $d \dots z$) имеют малые габариты по длине и в ряде случаев удобны с точки зрения общей компоновки машины. Однако по сравнению с редукторами, выполненными по развернутым схемам, они обладают рядом недостатков: быстроходная ступень, имеющая габариты (a_w) тихоходной, обычно сильно недогружена;

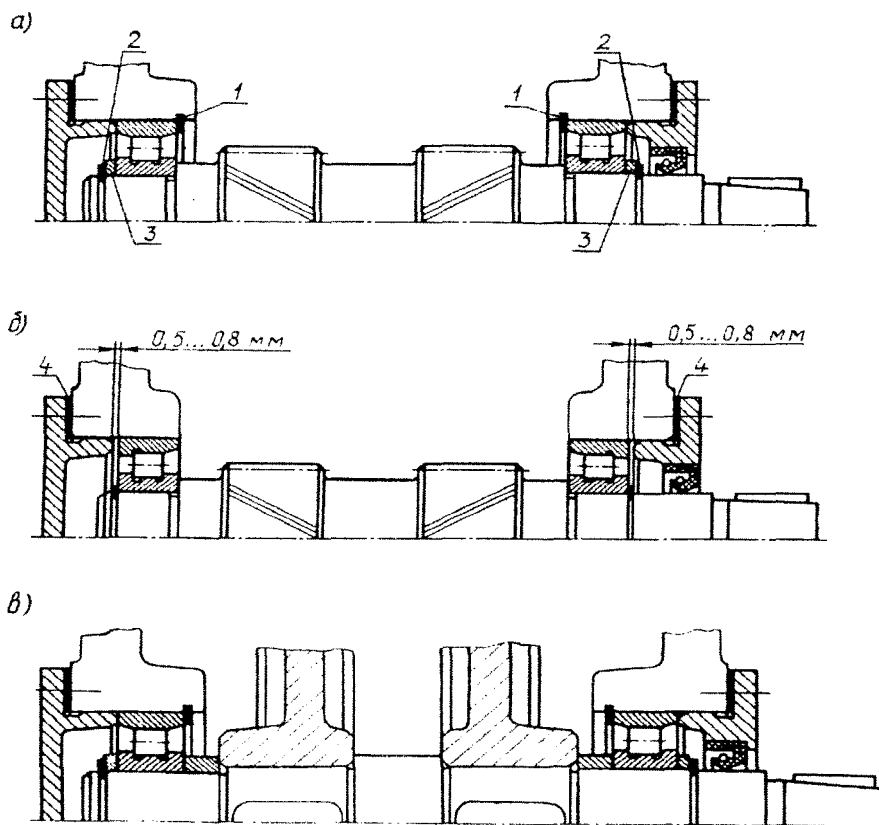


Рис. 3.8. Конструкции валов раздвоенных косозубых ступеней с плавающими опорами (плавающие валы): 1 - пружинное плоское внутреннее кольцо; 2 - пружинное плоское наружное кольцо; 3 - компенсаторное кольцо, толщина которого подбирается при сборке; 4 - набор металлических регулировочных прокладок

расположение опор соосных валов внутри корпуса усложняет его конструкцию, приводит к увеличению длины промежуточного вала, а следовательно, и его прогибов; соосные редукторы имеют большие габариты по ширине и массе.

Соосные редукторы выполняют с валами, расположенными как в горизонтальной плоскости (рис. 3.3, д, е), так и в вертикальной (рис. 3.3, ж, з). В этих редукторах оси быстроходного и тихоходного валов совпадают.

На рис. 3.10 и 3.11 показаны двухступенчатые цилиндрические горизонтальные соосные редукторы с внутренней стенкой, предназначенной для размещения опор соосных валов. На рис. 3.10 внутренняя стенка предусмотрена по всей длине корпуса, на рис. 3.11 она имеет ограниченную длину. Так как в конструкции корпуса на рис. 3.10 внутренняя стенка полностью перекрывает корпус, то при общей масляной ванне для сообщения обеих частей корпуса в ней делают окна прямоугольной формы. Для опор соосных валов во внутренней стенке предусмотрен массивный прилив с отверстием под подшипники, образующий так называемую промежуточную опору. Подшипники соосных валов, устанавливаемые в промежуточной опоре, имеют разные габариты, так как один из них является опорой быстроходного вала, а второй – тихоходного вала. Поэтому возможны два варианта конструкции промежуточной опоры. В первом варианте (рис. 3.10) отверстие в промежуточной опоре растачивают одного диаметра, равного наружному диаметру подшипника тихоходного вала, что

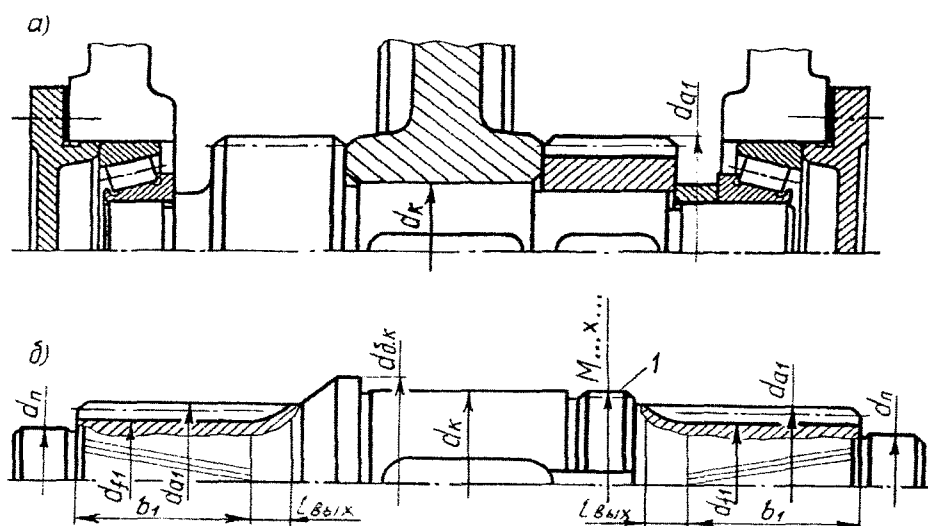


Рис. 3.9. Примеры конструкций промежуточного вала редуктора с раздвоенной тихоходной ступенью (вал II на схеме рис. 3.3, е)

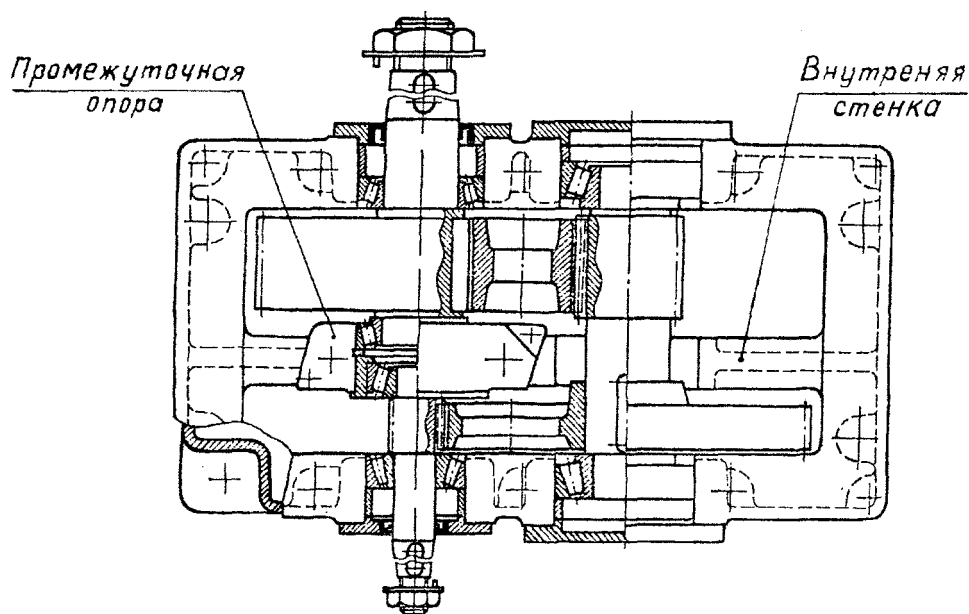


Рис. 3.10. Двухступенчатый цилиндрический горизонтальный соосный редуктор с внутренней стенкой по всей длине корпуса

значительно упрощает обработку. Подшипник быстроходного вала, имеющий меньшие габариты, установлен в дополнительной втулке. Во втором варианте (рис. 3.11) отверстие под подшипники выполняют непосредственно во внутренней стенке корпуса, проводя обработку отверстий с двух сторон. При этом буртики (заплечики) для подшипников образуют в обоих отверстиях, что обеспечивает наиболее высокую точность установки подшипников. На рис. 3.10 упор подшипника тихоходного вала и дополнительной втулки с подшипником быстроходного вала осуществляется в специальное кольцо между ними, которое устанавливается по посадке H11/h11 в канавку, выполняемую в приливе внутренней стенки корпуса.

Подшипники, установленные в промежуточной опоре, крепятся сверху отдельной крышкой (рис. 3.10 и 3.11). Крышку крепят к корпусу винтами или шпильками (рис. 3.11, В-В) и фиксируют двумя коническими штифтами (рис. 3.11, Г-Г). Для увеличения жесткости внутренней стенки ее верхний край имеет горизонтальное ребро (рис. 3.11, Б-Б, Д-Д).

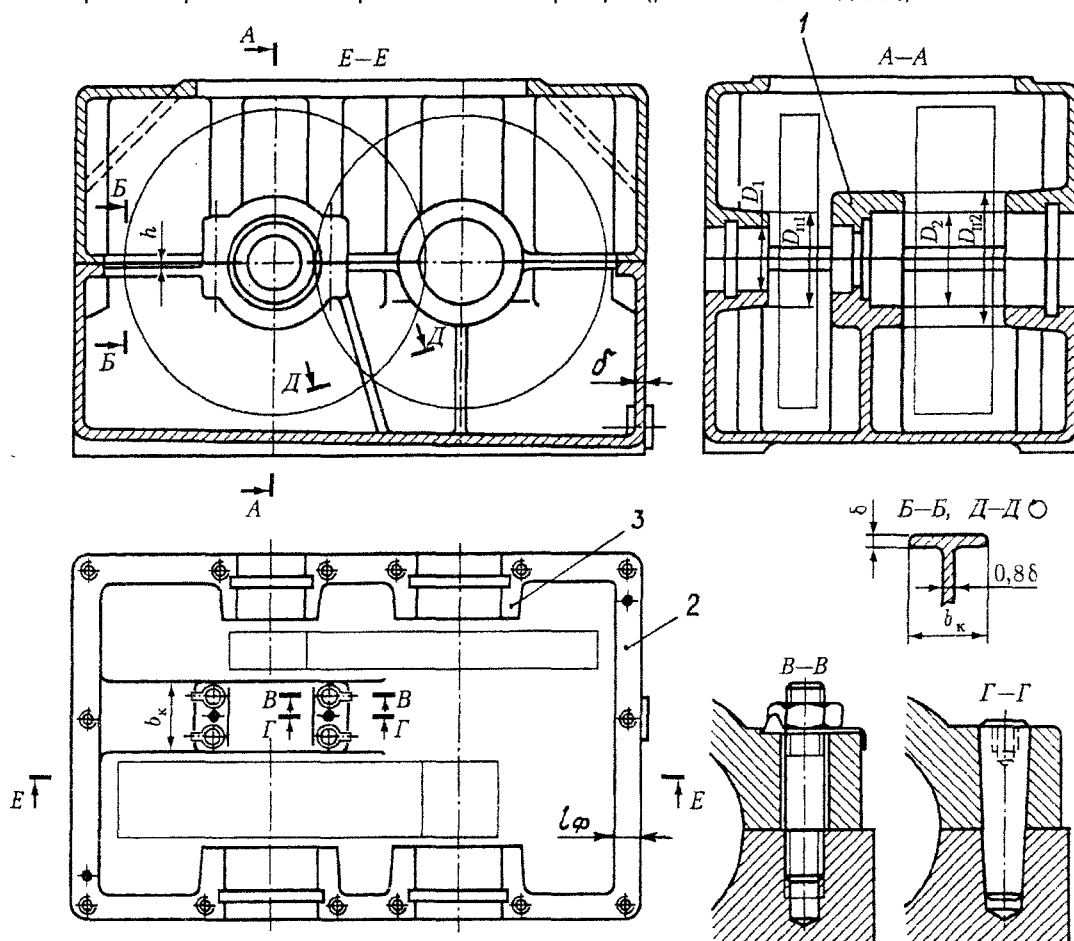


Рис. 3.11. Двухступенчатый цилиндрический горизонтальный соосный редуктор с внутренней стенкой ограниченной длины [2]: 1 – промежуточная опора; 2 – фланец корпуса; 3 – прилив для подшипникового гнезда

Двухступенчатый цилиндрический горизонтальный соосный редуктор (рис. 3.12) выполнен по схеме рис. 3.3, е. Редуктор имеет меньшие габаритные размеры по ширине по сравнению с представленными на рис. 3.10 и 3.11, так, в нем отсутствует внутренняя стенка. Оба подшипника быстроходного вала размещены в стакане, который одновременно предназначен и для установки одной из опор тихоходного вала. Для увеличения жесткости стакан выполнен с толстыми оребренными стенками. Колесо тихоходной ступени, в отверстии которого размещен подшипник, изготовлено за одно целое с валом. Посадка колеса быстроходной ступени рассчитана на передачу вращающего момента и осевой силы без использования шпоночного соединения. Для обеспечения зацепления быстроходной передачи стакан имеет специальный вырез (см. А-А на рис. 3.12).

Двухступенчатый цилиндрический соосный редуктор с валами, расположенными в вертикальной плоскости (рис. 3.13), выполнен по схеме рис. 3.3, ж. Как и в горизонтальных соосных редукторах (рис. 3.10 и 3.11), в данной конструкции предусмотрена промежуточная опора для подшипников соосных валов. Эта опора в виде массивного прилива выполняется во внутренней стенке нижней части корпуса и закрывается сверху отдельной съемной крышкой,

аналогичной конструкции, приведенной на рис. 3.11. Крышку подшипников крепят к корпусу винтами или шпильками и фиксируют двумя коническими штифтами. Для смазывания быстроходной ступени редуктора предусмотрена установка на отдельной оси смазочного зубчатого колеса из полимерного материала.

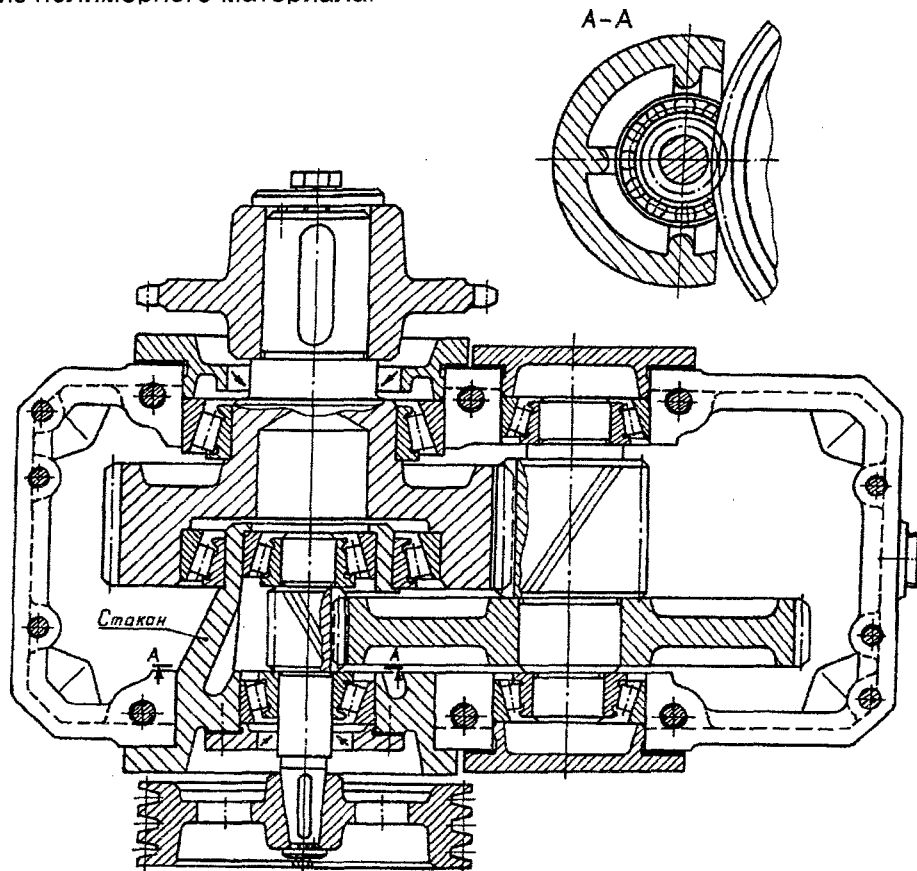


Рис. 3.12. Двухступенчатый цилиндрический горизонтальный соосный редуктор без внутренней стенки в корпусе

В цилиндрических редукторах насадного исполнения тихоходный вал выполняют полым с внутренними шлицами (см. рис. 4.2, а). Такой вал соединяется непосредственно с валом ведомой машины.

Агрегат, в котором конструктивно объединены электродвигатель и редуктор, называется **мотор-редуктор**. Мотор-редукторы на базе цилиндрических передач получили широкое распространение.

На рис. 3.14 показан мотор-редуктор на базе двухступенчатого цилиндрического соосного редуктора с расположением валов в вертикальной плоскости. Корпус редуктора 1 и щит 4 литые чугунные состыкованы в вертикальной плоскости двумя цилиндрическими штифтами. Расположение одной опоры вала в корпусе, а второй в щите позволило создать технологичную конструкцию, сократить осевой габарит редуктора и значительно уменьшить его массу.

В задней стенке щита 4 находятся расточка и резьбовые отверстия для фланцевого соединения с электродвигателем 6. Насаженная на вал двигателя шестерня 5 быстроходной ступени находится в зацеплении с колесом 9, установленным на промежуточном валу 13. Шестерня тихоходной ступени выполнена за одно целое с промежуточным валом 13, который вращается на двух конических роликоподшипниках 8. Тихоходный вал 14 с установленным на нем колесом 2 вращается на двух конических роликоподшипниках 18. Зубчатые пары изготовлены из стали 25ХГМ. Термообработка – нитроцементация.

Конические роликоподшипники регулируются стальными прокладками 17 и 11, устанавливаемыми под крышки 16, 12. Неподвижные соединения уплотняются прокладками, а выходной вал – резиновой армированной манжетой 15 по ГОСТ 8752–79 исполнения 1.

В верхней части корпуса 1 находится отверстие для залива масла и для установки отдушины 3. В нижней части щита 4 расположено отверстие для слива масла, закрытое пробкой 10. Уровень масла контролируется по маслоуказателю 7, изготовленному из прозрачного материала.

Смазка осуществляется из общей масляной ванны: зубчатых колес быстроходной ступени – окупанием, тихоходной ступени и подшипников обеих ступеней – разбрызгиванием (в том числе и переднего подшипника электродвигателя).

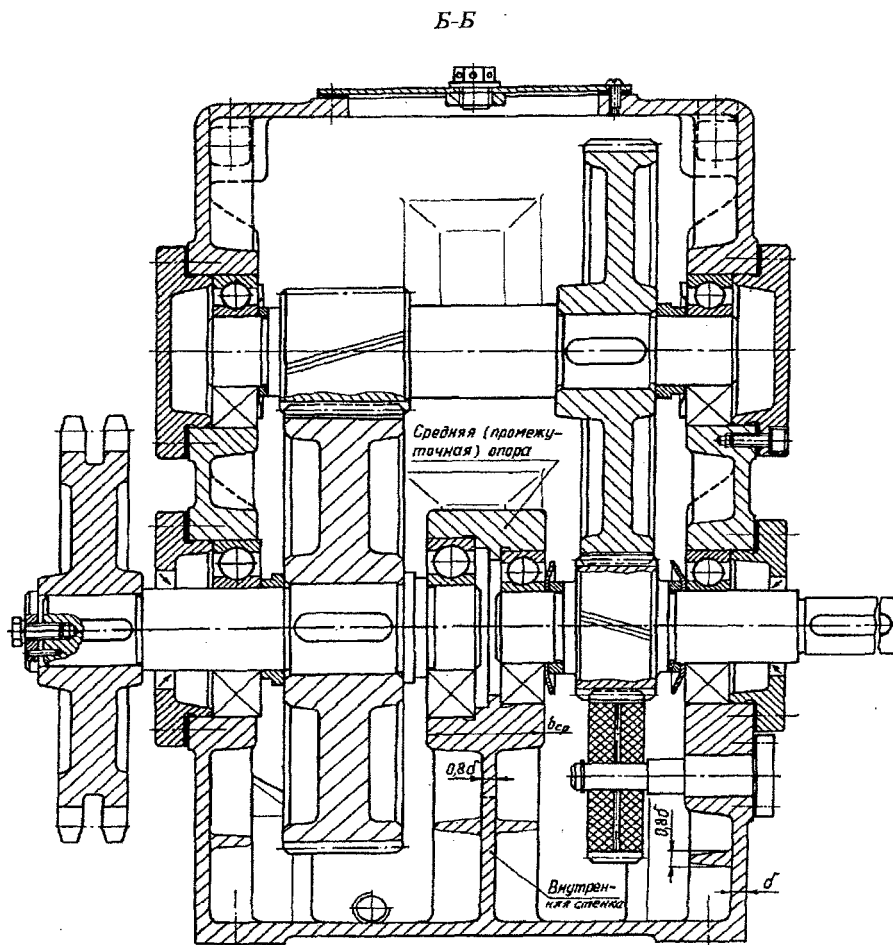
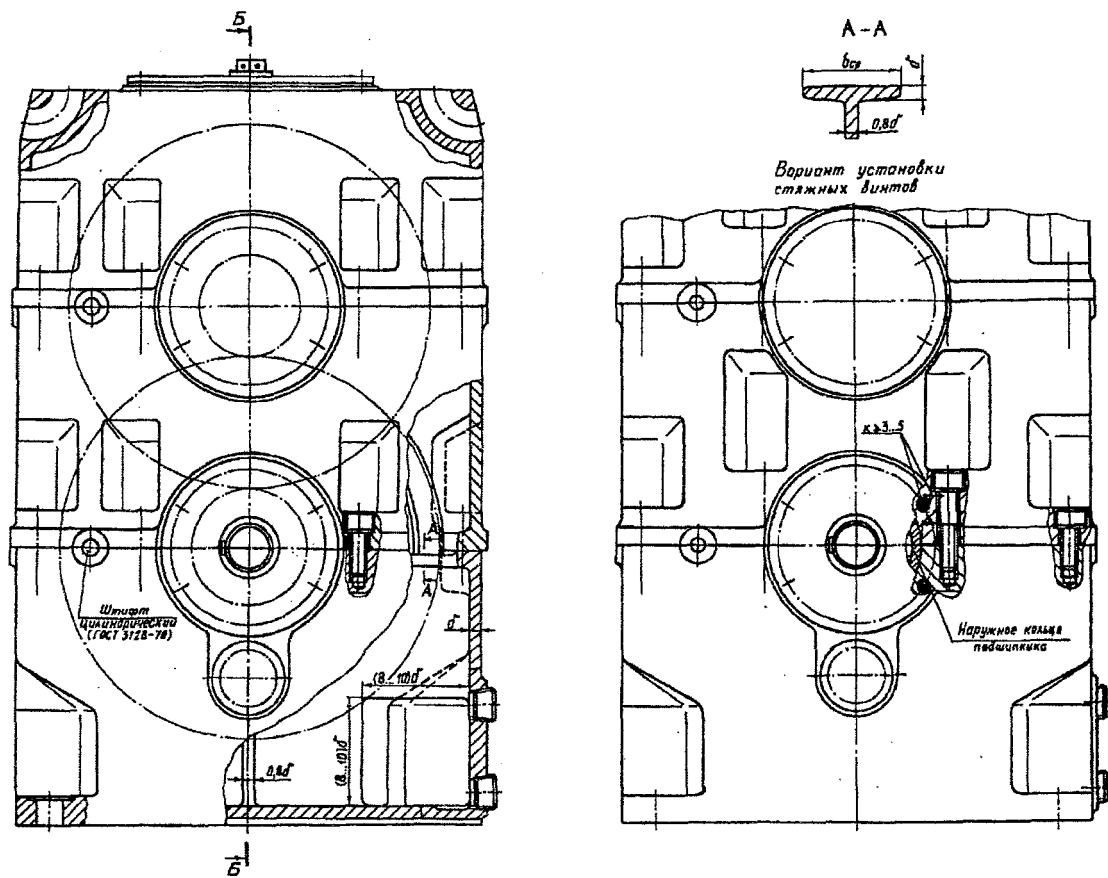


Рис. 3.13. Двухступенчатый цилиндрический соосный редуктор с валами, расположенными в вертикальной плоскости

В акционерном обществе закрытого типа АОЗТ НИИ «Редуктор» (Украина) (бывший ВНИИредуктор) разработана целая гамма двухступенчатых (рис. 3.15) и трехступенчатых (рис. 3.16) цилиндрических мотор-редукторов с номинальной частотой вращения выходного (тихоходного) вала $n = 90 \dots 10 \text{ мин}^{-1}$ и соответственно с общим передаточным отношением $i_p = 10,08 \dots 138,68$ и номинальным вращающим моментом на выходном валу $T = 400 \dots 500 \text{ Н} \cdot \text{м}$. Конструкции отличаются высокой степенью унификации. Предусмотрены исполнения на лапах (рис. 3.15) и фланцевое (рис. 3.16). Мотор-редукторы могут работать с выходным валом, расположенным горизонтально, а также вертикально (вверх или вниз). Соответствующим образом меняется положение заливной, контрольной и сливной пробки. Оригинальное расположение осей валов обеспечило компактность конструкции. У двухступенчатого мотор-редуктора вал двигателя с шестерней быстроходной ступени смещен относительно вертикальной оси симметрии корпуса (см. рис. 3.15), у трехступенчатого – совпадает (рис. 3.16).

В качестве опор валов используются конические роликоподшипники, поставленные по схеме «враспор».

Колеса в мотор-редукторах установлены на валах по посадке с натягом (без шпонок). Для осевого фиксирования деталей на конце выходного вала установлено упорное кольцо круглого сечения.

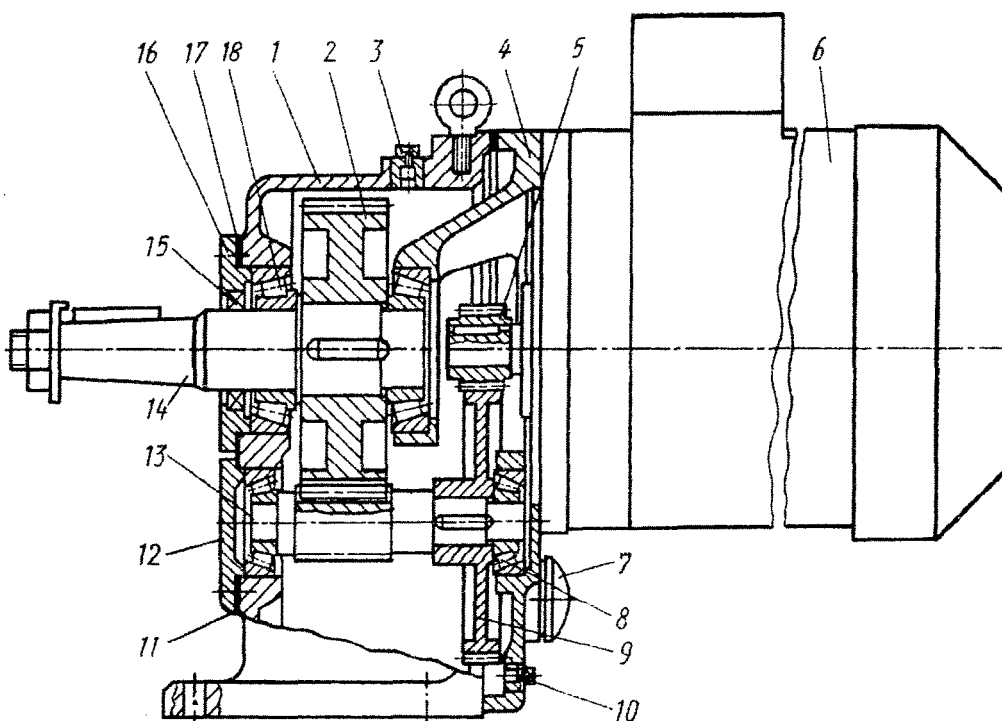


Рис. 3.14. Двухступенчатый цилиндрический соосный мотор-редуктор

3.2. КОНСТРУКЦИИ КОРПУСОВ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ РЕДУКТОРОВ

Основа корпуса цилиндрического редуктора – коробка с толщиной стенки δ (см. рис. 3.11). Для удобства монтажа корпус выполняют разъемным (рис. 3.1, 3.4, 3.10...3.13). Плоскость разъема проходит, как правило, через оси валов и для удобства обработки располагается параллельно плоскости основания. Разъемная конструкция корпуса позволяет каждый вал редуктора собирать и контролировать заранее независимо от других валов и затем устанавливать в корпус.

Для образования соединения плоскость разъема корпуса оформляют фланцами 2 (рис. 3.11), которые объединяют с приливами (бобышками) 3 для подшипниковых гнезд.

Ширину фланца l_ϕ принимают:

$$l_\phi = (2 \dots 2,2)\delta.$$

Диаметр приливов D_{II} для подшипниковых гнезд:

$$D_{II} = 1,25D + 10 \text{ мм},$$

где D – диаметр отверстия в корпусе для опоры вала. Например, на рис. 3.11:

$$D_{II1} = D_1 + 10 \text{ мм}; \quad D_{II2} = D_2 + 10 \text{ мм}.$$

В ряде конструкций редукторов ширину фланца l_{ϕ} принимают одинаковой по всему контуру корпуса и равной длине подшипникового гнезда тихоходного вала (рис. 3.4, 3.10). Поверхность стыка фланцев при сборке покрывают тонким слоем герметика.

Составные части разъемных корпусов редукторов соединяют болтами или винтами и положение их точно фиксируют с помощью цилиндрических или конических штифтов.

К основным элементам корпуса любого редуктора относятся также крышки подшипников (закладные или привертные), смотровой люк и крышки люка с пробкой – отдушиной, проушины, смазочные устройства (пресс – масленки, пробки для заливных и сливных отверстий, маслоуказатель) и уплотнения (внешние и, при необходимости, внутренние). Подробное описание элементов конструкции редуктора и их назначение см. п. 4.

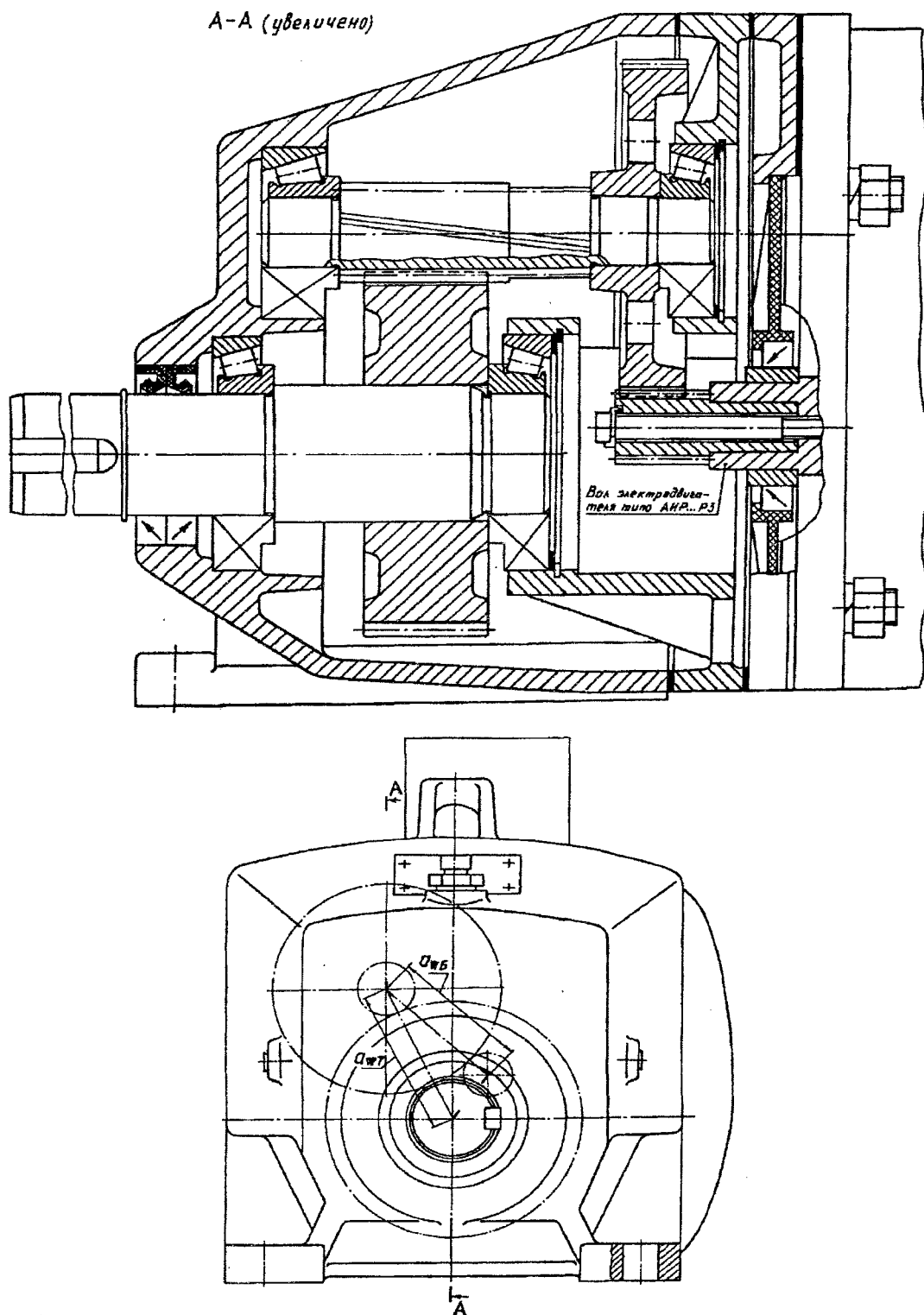


Рис. 3.15. Двухступенчатый цилиндрический мотор – редуктор (исполнение – на лапах): $a_{wБ}$, a_{wT} – межосевое расстояние соответственно быстроходной и тихоходной ступеней

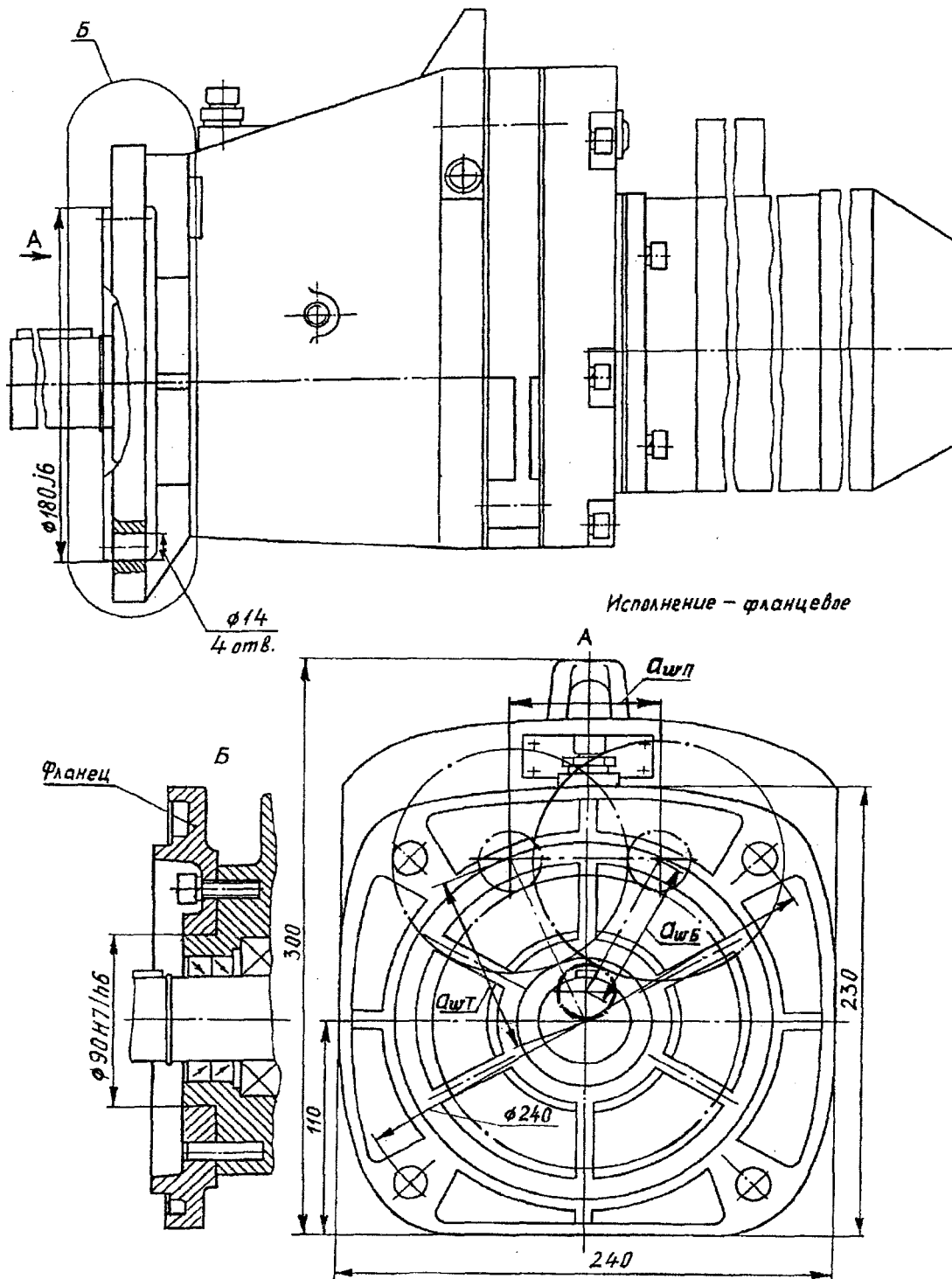


Рис. 3.16. Трехступенчатый цилиндрический мотор – редуктор (исполнение - фланцевое): $a_{wБ}$, $a_{wП}$, $a_{wТ}$ - межосевое расстояние соответственно быстроходной, промежуточной и тихоходной ступеней

3.3. КРИТЕРИИ РАБОТОСПОСОБНОСТИ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ РЕДУКТОРОВ

Основными критериями работоспособности цилиндрических зубчатых передач, работающих в закрытом корпусе, являются контактная прочность зубьев и прочность их при изгибе, которые обеспечиваются выполнением следующих условий:

- 1) сопротивление контактной усталости активных поверхностей зубьев при

$$\sigma_H \leq [\sigma_H], \quad (3.1)$$

где σ_H - расчетное контактное напряжение в полюсе зацепления; $[\sigma_H]$ - допускаемое контактное напряжение.

Условие (3.1) исключает усталостное выкрашивание поверхностных слоев зубьев при действии контактных напряжений;

2) *сопротивление усталости зубьев при изгибе*, когда

$$\sigma_F \leq [\sigma_F], \quad (3.2)$$

где σ_F – расчетное напряжение изгиба в опасном сечении зуба; $[\sigma_F]$ – допускаемое напряжение изгиба для зуба.

Условие (3.2) исключает усталостную поломку зубьев при действии напряжений изгиба;

3) *контактная прочность активных поверхностей зубьев при действии пиковой нагрузки (при кратковременной перегрузке)*, когда

$$\sigma_{H \max} \leq [\sigma_{H \max}], \quad (3.3)$$

где $\sigma_{H \max}$ и $[\sigma_{H \max}]$ – соответственно расчетное и допускаемое контактные напряжения при действии пиковой нагрузки.

Условие (3.3) предотвращает остаточные деформации активных поверхностей зубьев или хрупкое разрушение их поверхностного слоя при действии пиковой нагрузки, не учитываемой в расчете на сопротивление контактной усталости;

4) *прочность зубьев при изгибе пиковой нагрузкой (при кратковременной перегрузке)*, когда

$$\sigma_{F \max} \leq [\sigma_{F \max}], \quad (3.4)$$

где $\sigma_{F \max}$ и $[\sigma_{F \max}]$ – соответственно расчетное и допускаемое напряжения изгиба при действии пиковой нагрузки.

Условие (3.4) исключает статическую поломку зубьев при действии пиковой нагрузки, не учитываемой в расчете на сопротивление усталости зубьев при изгибе.

4. ЭЛЕМЕНТЫ КОНСТРУКЦИИ РЕДУКТОРА И ИХ НАЗНАЧЕНИЕ

4.1. КОНСТРУКТИВНОЕ ИСПОЛНЕНИЕ КОРПУСА РЕДУКТОРА

В зависимости от конструкции и вида используемых передач корпус редуктора может быть разъемным и неразъемным. Разъемные корпуса имеют одну или две плоскости разъема, проходящие через оси валов. По всему периметру плоскости разъема предусматривают фланцы, соединяющие составные части корпуса. В свою очередь фланцы объединены с массивными приливами (бобышками) для подшипниковых гнезд. При сборке поверхности стыка фланцев покрывают пастой типа Герметик. Соединение составных частей разъемных корпусов редукторов производится стяжными болтами или винтами и положение их точно фиксируется с помощью цилиндрических или конических штифтов.

В неразъемных конструкциях корпусов редукторов предусматривают отверстия, закрываемые крышками, через которые производится установка передач.

4.2. КОНСТРУКТИВНОЕ ИСПОЛНЕНИЕ КОНЦОВ ВАЛОВ

Концы быстроходных и тихоходных валов редукторов выполняют цилиндрической (рис. 4.1, а) или конической (рис. 4.1, б) формы. Основные размеры цилиндрических концов валов регламентированы ГОСТ 12080-66, конических – ГОСТ 12081-72. Каждый из этих стандартов предусматривает два исполнения концов валов: исполнение 1 – длинные и исполнение 2 – короткие. Наибольшее распространение получили валы исполнения 2.

В редукторах насадного исполнения тихоходные (выходные) валы выполняют полыми с внутренними шлицами (рис. 4.2, а).

С целью уменьшения габаритов привода в плане тихоходный вал редуктора выполняют с венцом зубчатой муфты (рис. 4.2, б). Вторая полумуфта крепится к приводному элементу, ось которого опирается на подшипник, устанавливаемый в расточке тихоходного вала. В результате образуется встроенная внутри приводного узла зубчатая муфта, что обеспечивает компактность конструкции привода. Такое исполнение тихоходного вала широко применяется в редукторах грузоподъемных лебедок.

4.3. КРЫШКИ ПОДШИПНИКОВ

Крышки подшипников изготавливают из чугуна марок СЧ15, СЧ20. Различают крышки привертные (или накладные) и закладные (или врезные).

Привертные крышки (рис. 4.3) крепятся к корпусу винтами с цилиндрической головкой и шестигранным углублением под ключ (рис. 4.3, а) или болтами (рис. 4.3, б). В последнем случае опорную поверхность в виде пояска под головки крепежных болтов необходимо обрабатывать.

Для того, чтобы смазочное масло не просачивалось через фланцы крышек, некоторые заводы цилиндрический участок крышки уплотняют кольцами из маслобензостойкой резины (рис. 4.3, в). Привертные крышки на рис. 4.3, а, б выполнены глухими, на рис. 4.3, г, д - с отверстием для выходного конца вала. Крышки с отверстием обычно снабжают внешним уплотнением в виде резиновой армированной манжеты.

На рис. 4.3, е показана предпочтительная форма фланца привертной крышки.

Привертные крышки применяют в основном при неразъемной конструкции корпуса редуктора, однако встречаются примеры их использования и в разъемных конструкциях корпусов.

При разъемных корпусах наиболее рациональны закладные крышки, показанные на рис. 4.4. Они не требуют крепления резьбовыми деталями, так как их удерживает кольцевой выступ на поверхности крышки, для которого в корпусе выполнена канавка. Как и привертные, закладные крышки выполняют с отверстием для выходного конца, снабжая их манжетным уплотнением (рис. 4.4, а), и глухими (рис. 4.4, б).

В некоторых конструкциях редукторов внешнее уплотнение в закладной крышке с отверстием не предусматривают, а устанавливают минимальный зазор между валом и отверстием в крышке, который при эксплуатации заполняют пластичной смазкой (рис. 4.4, г).

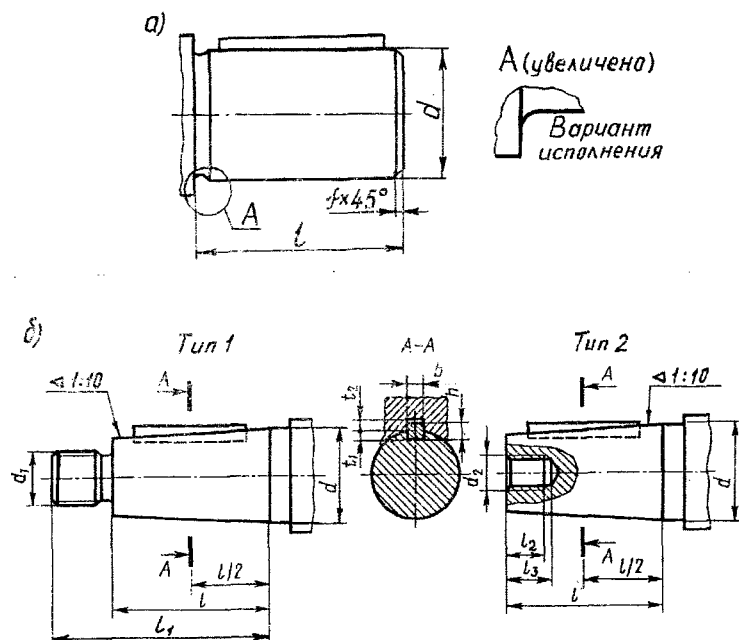


Рис. 4.1. Конструктивное исполнение концов валов:

а – концы валов цилиндрические; б – концы валов конические с конусностью 1:10

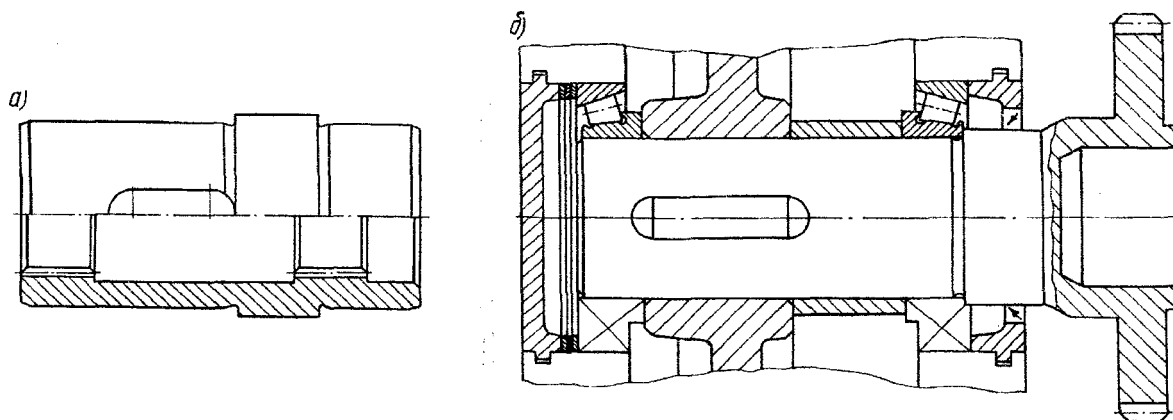


Рис. 4.2. Варианты конструктивного исполнения тихоходных (выходных) валов:

а – полый вал с внутренними шлицами; б – исполнение с венцом зубчатой муфты

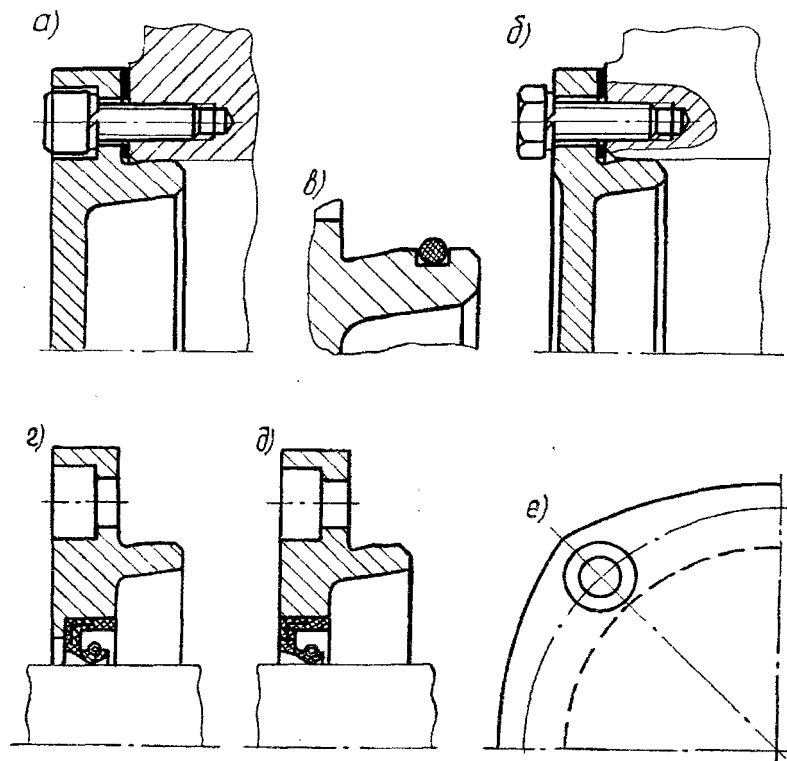


Рис. 4.3. Конструкции привертных крышек

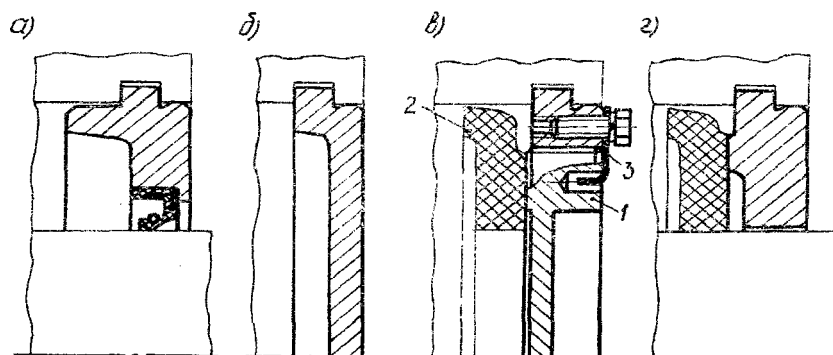


Рис. 4.4. Конструкции закладных крышек

При регулировании подшипников регулировочными винтами, в случае применения закладных крышек, регулировочный винт 1 большого диаметра выполняют из стали и ввинчивают в крышку (рис. 4.4, в). В процессе регулирования винт воздействует на внешнее кольцо подшипника через промежуточную нажимную шайбу 2 (может выполняться из пластмассы). Фиксация винта 1 производится замком 3.

4.4. КРЫШКИ СМОТРОВЫХ ЛЮКОВ И ПРОБКИ-ОТДУШИНЫ

Для залива масла в редуктор, контроля сборки зацепления и его состояния в эксплуатации предусматривают люки. Люки в корпусе выполняют прямоугольной или (реже) круглой формы и закрывают крышками. Наибольшее распространение получили стальные крышки (рис. 4.5) из листов толщиной $\delta_k \geq 3 \text{ мм}$: при единичном и мелкосерийном производстве – простой формы (рис. 4.5, а), а при средне- и крупносерийном – штампованные (рис. 4.5, б).

Для того, чтобы внутрь корпуса не засасывалась пыль, под крышку ставят уплотняющие прокладки (из картона марки А толщиной 1...1,5 мм или технической маслостойкой резины толщиной 2...3 мм). В крышках люков располагают пробки-отдушины (рис. 4.5, в), выполняющие одновременно функции заливной пробки.

В небольших редукторах с нерегулируемым зацеплением люки необязательны. В этих случаях устанавливают только отдушину, используя ее как заливную пробку. В небольших редукторах небольшого объема отдушины необязательны. Отверстия для залива масла в них закрывают пробками с цилиндрической или конической резьбой (рис. 4.8, а...в).

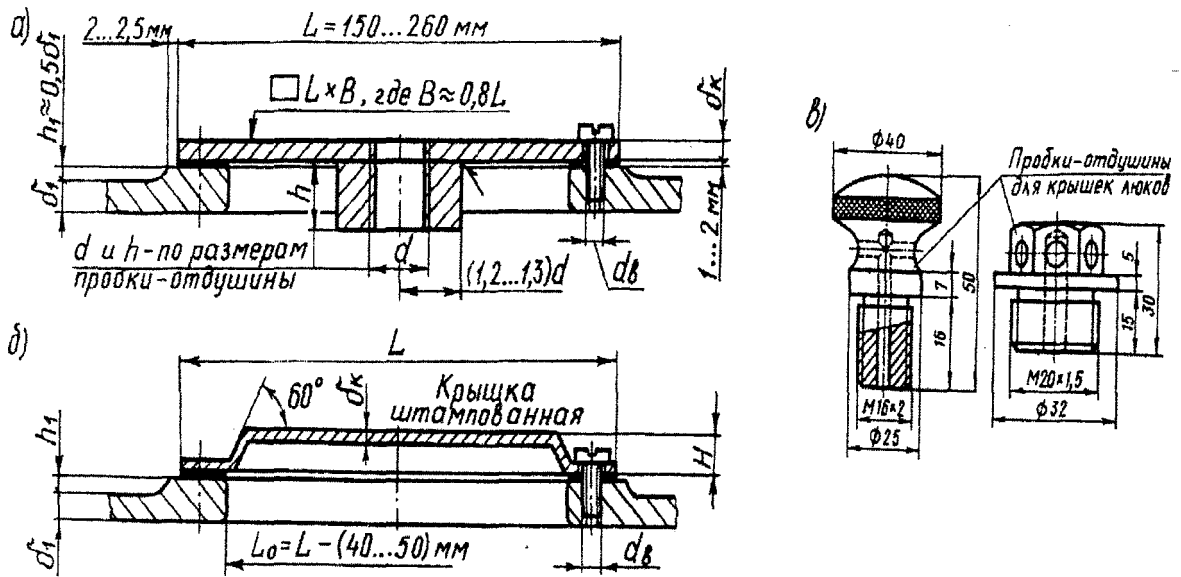


Рис. 4.5. Крышки смотровых люков (а, б) и пробки-отдушины (в)

4.5. УСТРОЙСТВА ДЛЯ ПОДЪЕМА И ТРАНСПОРТИРОВАНИЯ КОРПУСНЫХ ДЕТАЛЕЙ И РЕДУКТОРА В СБОРЕ

Для подъема и транспортирования крышки корпуса и редуктора в сборе предусматривают проушины, отливая их заодно с крышкой (рис. 4.6). Выполняют проушины в виде ребра с отверстием (рис. 4.6, а, б) или сквозного отверстия (рис. 4.6, в).

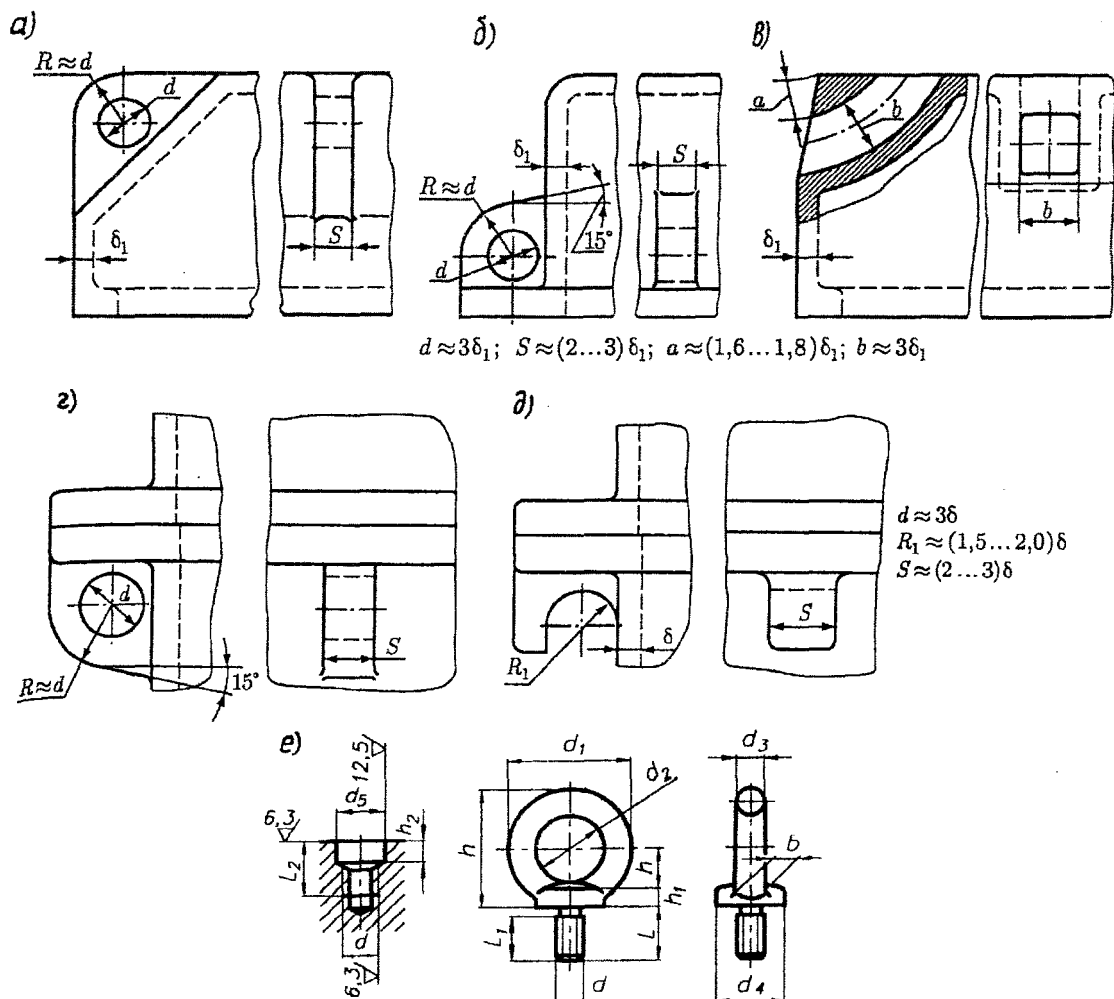


Рис. 4.6. Устройства для подъема и транспортирования корпусных деталей и редуктора в сборе: а...в – проушины крышки; г...д – проушины корпуса редуктора; е – рым-болт

Для корпусов больших размеров предусматривают крючья или проушины, отлитые заодно с корпусом (рис. 4.6, г, д).

Для подъема и транспортирования редуктора в сборе в ряде случаев используют рым-болты (рис. 4.6, е).

4.6. СМАЗОЧНЫЕ УСТРОЙСТВА

К смазочным устройствам относят пресс-масленки, пробки для заливных и сливных отверстий, а также маслоуказатели.

Пресс-масленки. Подшипники качения, к которым затруднен доступ масла, смазывают пластичным смазочным материалом (Литол-24, ЦИАТИМ-201, ОКБ-122-7 и др.). Для подачи в подшипники пластичного смазочного материала применяют пресс-масленки (рис. 4.7, а). Смазочный материал подают под давлением специальным шприцем. Для удобства подвода шприца в ряде случаев применяется специальный переходной штуцер 1 (рис. 4.7, б).

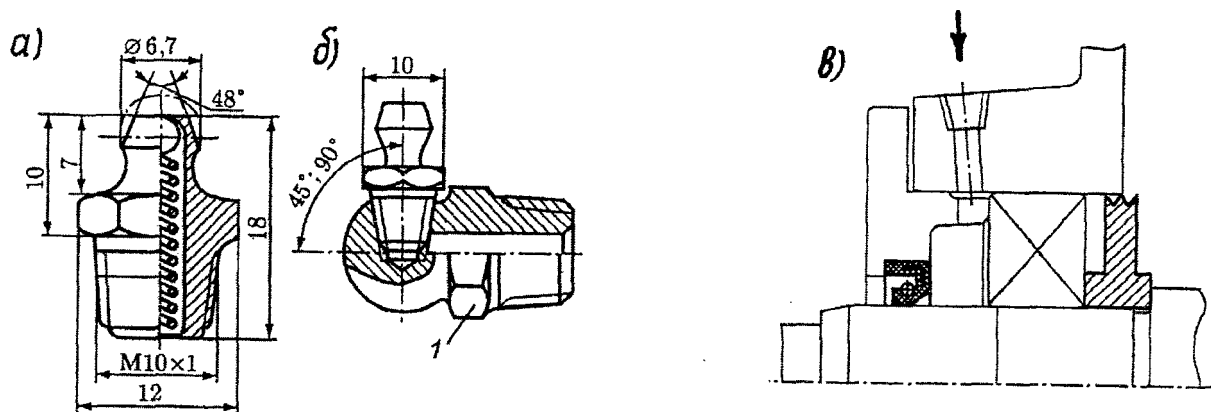


Рис. 4.7. Пресс-масленки:
а, б – пресс-масленки (1 – переходной штуцер);
в – место установки пресс-масленки (показано стрелкой)

Пробки. Заливные и сливные отверстия в корпусах редукторов закрывают пробками с цилиндрической или конической резьбой (рис. 4...8, а...е). Заливные отверстия предназначены для залива масла и их закрывают пробками в том случае, когда в конструкции корпуса отсутствуют люк и крышка люка с пробкой-отдушиной.

Для слива загрязненного масла в корпусе предусматривают отверстие, закрываемое пробкой. Варианты оформления сливных отверстий показаны на рис. 4.8, г...з. Для слива масла без остатка у сливного отверстия выполняют местное углубление (рис. 4.8, г). Наилучшим вариантом является расположение сливного отверстия в дне корпуса (рис. 4.8, д), однако конструкции приводов не всегда позволяют использовать данный вариант. Иногда оказывается удобным в сливное отверстие вернуть угольник, закрытый пробкой (рис. 4.8, е). Для того, чтобы сливаемое масло не растекалось по наружной поверхности корпуса, применяют сливные отверстия «с бородой» (рис. 4.8, ж). Если сливное отверстие выполняют в лапе редуктора, то предусматривают специальный прилив, как показано на рис. 4.8, з.

Перед сверлением сливного отверстия прилив в корпусе фрезеруют, поэтому он должен выступать над необрабатываемой поверхностью на высоту $h_1 = 0,5\delta$, где δ – толщина стенки корпуса.

Под пробки с цилиндрической резьбой ставят уплотняющие прокладки, так как данная резьба не создает надежного уплотнения (рис. 4.8, и).

Коническая резьба создает герметичное уплотнение. Поэтому пробки с конической трубной резьбой не требуют дополнительного уплотнения, а также обработки торца. Их установка предпочтительнее.

Пробки с конической резьбой широко используют в качестве маслоуказателя (для контроля за верхним уровнем масла).

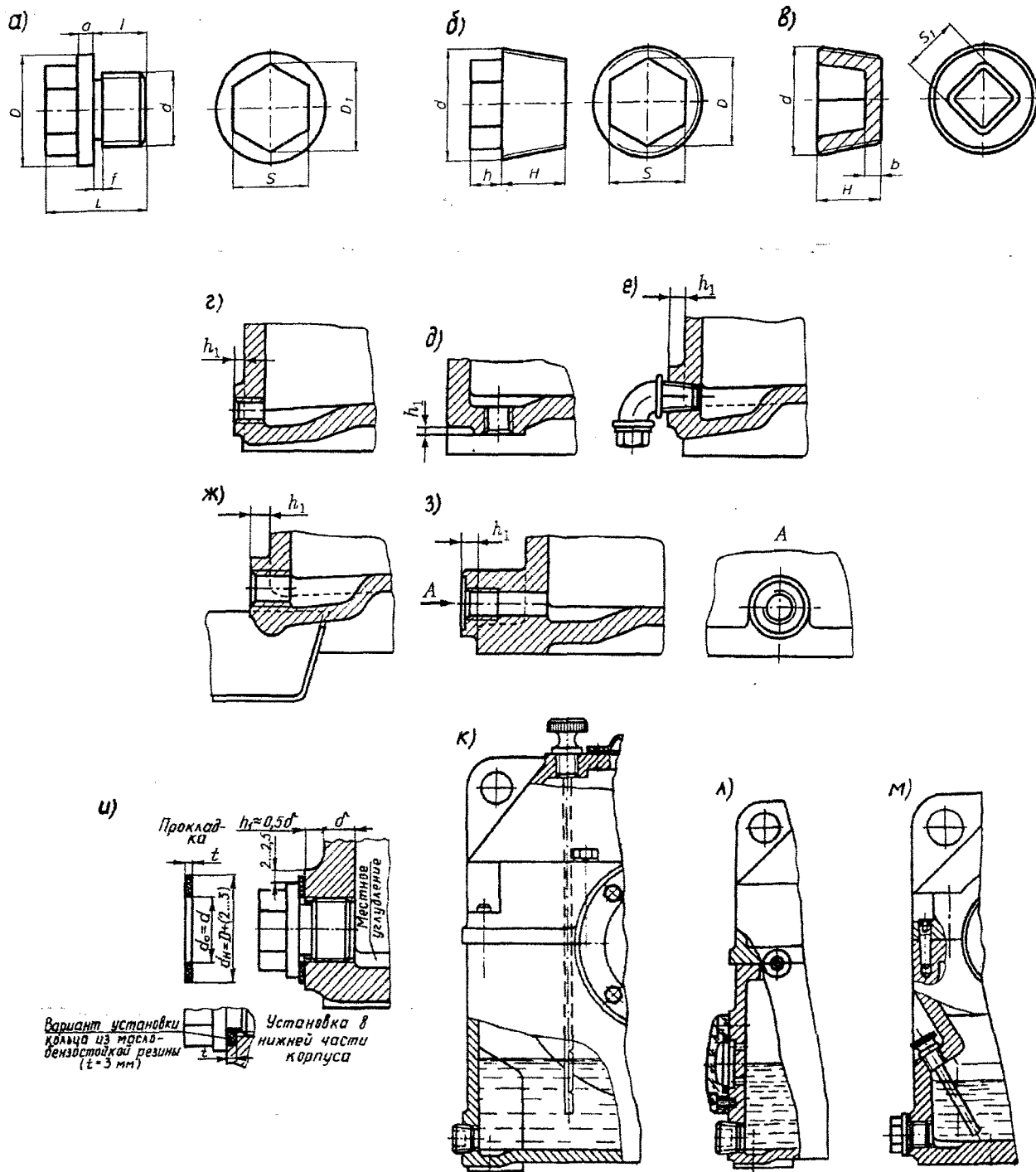


Рис. 4.8. Пробки:

a – пробка с цилиндрической резьбой; *б, в* – пробки с конической резьбой; *г...з* – варианты оформления сливных отверстий; *и* – установка пробки с цилиндрической резьбой; *к...м* – примеры конструкций

Маслоуказатели. Контроль уровня масла в корпусе редуктора проводится чаще всего жезловыми маслоуказателями (щупами) (рис. 4.9, *а...в*).

Круглые маслоуказатели из прозрачного материала (оргстекла) удобны для корпусов, установленных достаточно высоко над уровнем пола (рис. 4.9, *г*).

Для контроля за нижним и верхним уровнями масла используют пробки с конической трубной резьбой, устанавливая их парами (рис. 4.9, *д*). Можно устанавливать только одну пробку для контроля за верхним уровнем масла.

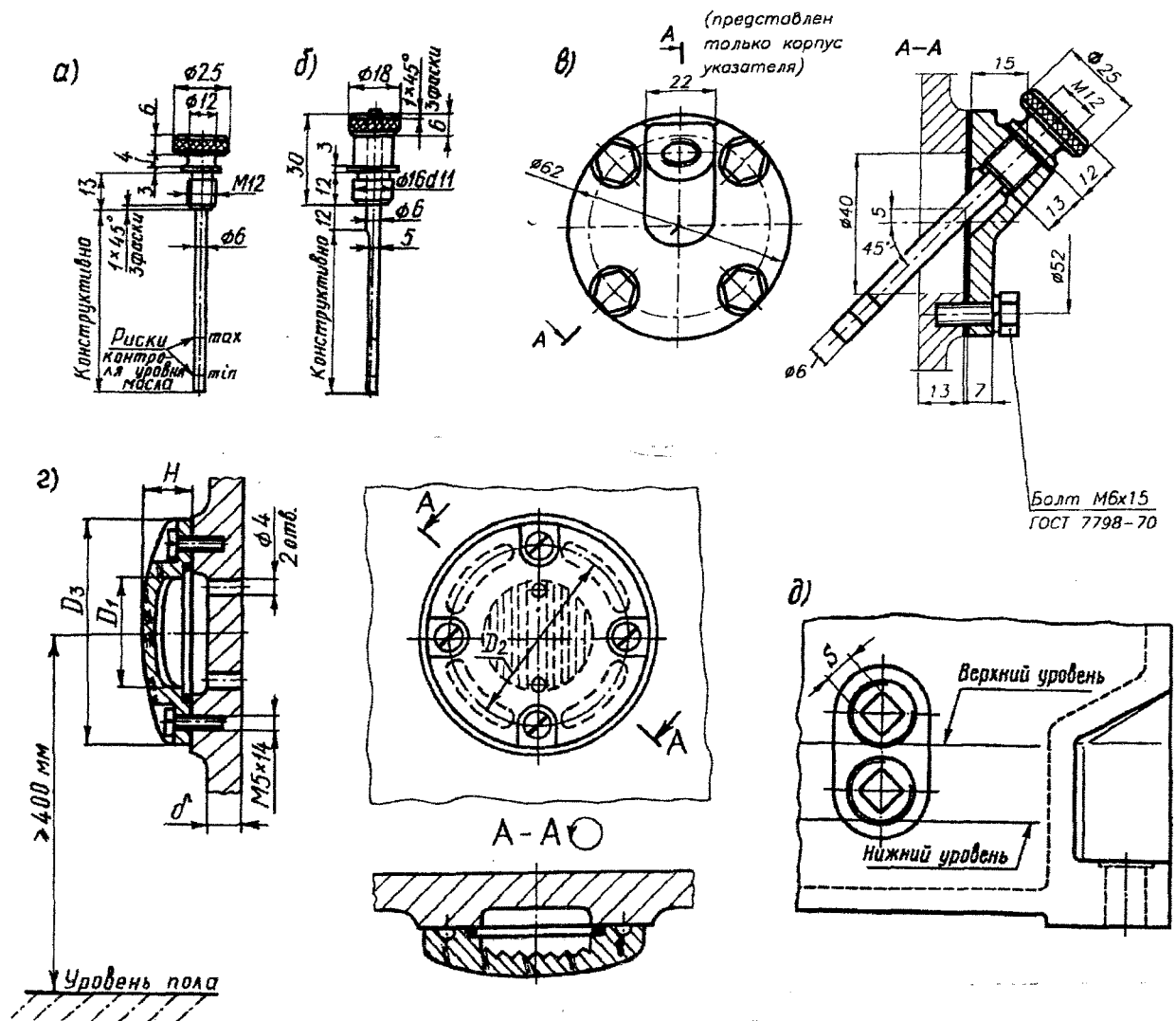


Рис. 4.9. Маслоуказатели.

а, б – маслоуказатели железные (шупы); в – железный маслоуказатель в собственном корпусе; г – маслоуказатель из прозрачного материала (оргстекла); д – маслоуказатель с использованием пробок с конической резьбой

4.7. УПЛОТНИТЕЛЬНЫЕ УСТРОЙСТВА

Назначение уплотнительных устройств или просто уплотнений – предохранение от вытекания смазочного материала из подшипниковых узлов, а также защиты их от попадания извне пыли и влаги.

Различают внешние и внутренние уплотнения.

Из внешних уплотнений наиболее широкое применение нашли манжетные уплотнения (рис. 4.10, а...г), которые допускают окружную скорость вала до 20 м/с . Корпус манжеты изготовлен из маслостойкой резины. Каркас 1 (рис. 4.10, а) представляет собой стальное кольцо Г-образного сечения и предназначен для придания манжете жесткости, что обеспечивает ее тугую посадку в корпус без дополнительного крепления. Браслетная пружина 2 прижимает рабочую кромку 3 манжеты к валу. В условиях повышенной загрязненности внешней среды применяют манжеты с дополнительной рабочей кромкой, называемой пыльником (рис. 4.10, б). Избыточное давление уплотняемой среды для манжет составляет не более $0,05 \dots 0,1 \text{ Н/мм}^2$ (МПа). В условиях повышенных перепадов давления до $0,3 \text{ Н/мм}^2$ обычно применяют манжеты с опорным конусом (рис. 4.10, в). Сдвоенная установка манжет (рис. 4.10, г), при которой пространство между ними заполняют пластичным смазочным материалом (ПСМ), обеспечивает повышенную герметичность; их можно применять, например, когда уровень масла выше расположения рабочей кромки манжет. При окружной скорости более 4 м/с рабочая поверхность вала в месте установки манжеты должна быть шлифованной, а при окружной скорости более 8 м/с еще и упрочненной ($\geq 45 \text{ HRC}_3$).

Манжету обычно устанавливают открытой стороной внутрь корпуса. Для предотвращения попадания загрязняющих веществ извне манжету также устанавливают рабочей кромкой наружу.

Ресурс манжет составляет не менее 3000 ч.

Весьма эффективными внешними уплотнениями являются комбинированные уплотнения, состоящие из щелевого и торцевого 1 уплотнений (рис. 4.10, д, е). Формы канавок щелевых уплотнений показаны на выносных элементах А и Б. Размер канавки и число канавок z принимают в зависимости от диаметра вала d :

d , мм	св. 20 до 50	св. 50 до 80	св. 80 до 100
b , мм	2	3	4
z	3	4	4

Зазор щелевых уплотнений заполняют пластичным смазочным материалом.

Малогабаритное торцевое уплотнение 1 (рис. 4.10, д, е) в виде упругой стальной шайбы имеет незначительный осевой размер и достаточно хорошо предохраняет от вытекания как пластичный смазочный материал, так и масло, а также от попадания загрязнений. Толщина стальной шайбы в зависимости от диаметрального размера составляет 0,3...0,6 мм. После монтажа обеспечивается достаточная сила прижатия рабочего торца шайбы к торцу одного из колец подшипника, что обеспечивает эффективную герметизацию подшипниковых узлов при скорости скольжения до 6 м/с.

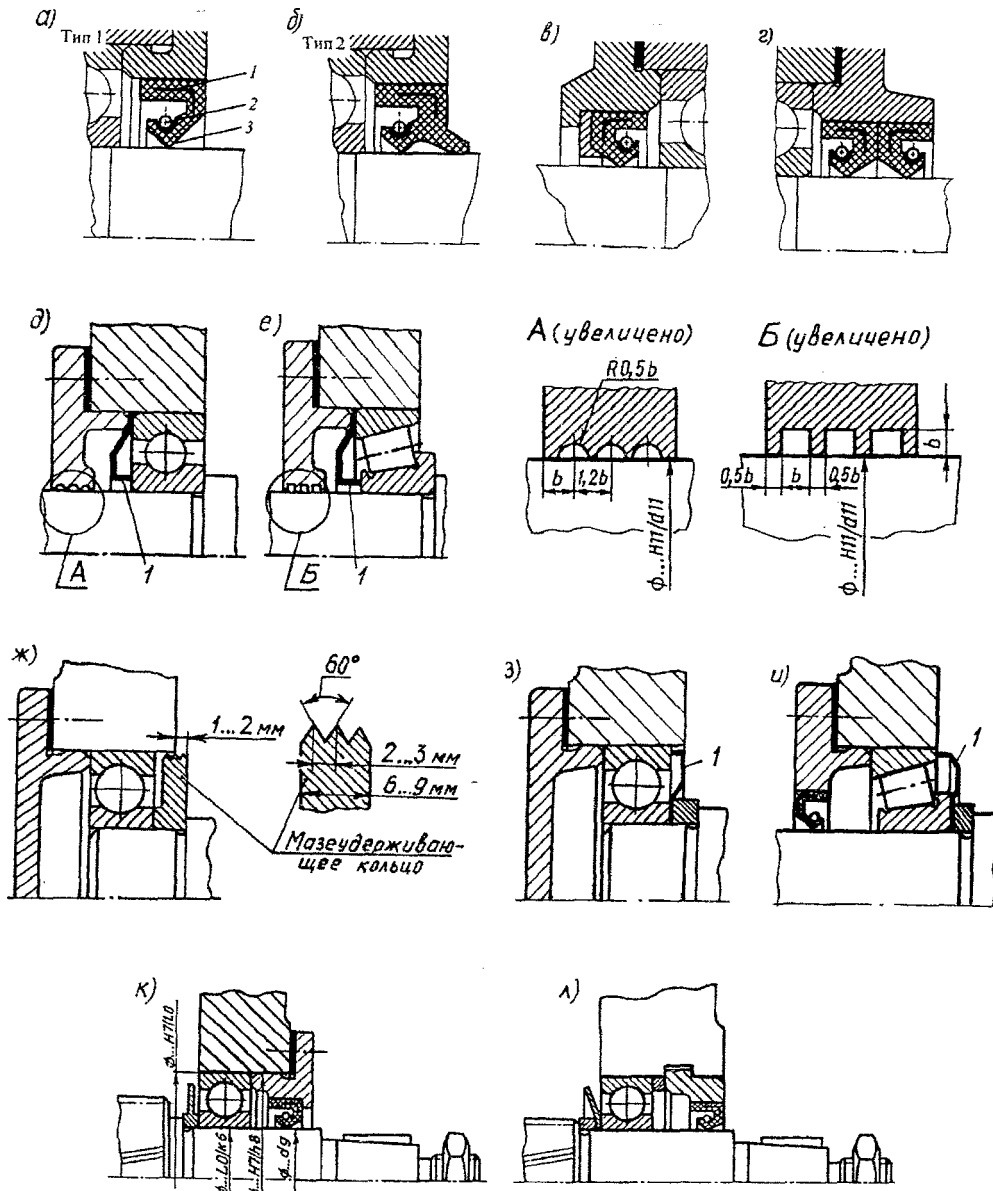


Рис. 4.10. Уплотнительные устройства:
а ... е – внешние уплотнения; ж ... л – внутренние уплотнения

Установка и конструкция внутренних уплотнений зависит от способа смазывания подшипников и конструкции подшипникового узла.

При смазывании подшипников пластичным смазочным материалом подшипниковые узлы должны быть изолированы от внутренней полости редуктора по причине вытекания разогретой при работе узла пластичной смазки, а также возможного ее вымывания жидким маслом, применяемым для смазывания передач. Герметичность подшипникового узла в данном случае и обеспечивают внутренние уплотнения в виде мазеудерживающего кольца или упругой стальной шайбы.

Внутреннее уплотнение мазеудерживающим кольцом (рис. 4.10, ж) является комбинированным – центробежным и щелевым одновременно. Кольцо вращается вместе с валом и имеет на наружной поверхности 2...4 канавки треугольного сечения. Зазор между кольцом и корпусом (стаканом) 0,1...0,3 мм, выход за торец корпуса 1...2 мм. Выступающий за пределы корпуса (стакана) участок кольца отбрасывает жидкое масло, остальная его поверхность с канавками удерживает пластичный смазочный материал от вымывания.

В последнее время все более широко используют упругие стальные шайбы не только в качестве внешних уплотнений, но и в качестве внутренних 1 (рис. 4.10, з, и). Устанавливают их между подшипником и дополнительным кольцом, которое упирается в буртик вала. Кольцо перекрывает канавку на валу, обеспечивая точное центрирование стальной упругой шайбы, которая с достаточным усилием прижата к торцу наружного кольца подшипника и скользит относительно его, вращаясь вместе с валом.

При смазывании подшипников маслом из общей масляной ванны в некоторых конструкциях редукторов шестерня или червяк оказываются погруженными в масло. Выжимаясь из зубчатого зацепления или винтовой нарезкой червяка, оно направляется вместе с продуктами износа в расположенный рядом подшипник. В этом случае подшипник от чрезмерного залива маслом закрывают со стороны полости корпуса маслозащитной шайбой, толщиной 1...3 мм (рис. 4.10, к, л). Если шайба выполняется со ступицей (рис. 4.10, к), то последняя должна на 2...3 мм перекрывать канавку для выхода шлифовального круга, выполненную на валу перед буртиком. Если шайба изготовлена из тонкого листового материала (рис. 4.10, л), то ее центрирование обеспечивается с помощью дополнительного кольца, перекрывающего канавку.

5. КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Что такое редуктор?
2. Классификация цилиндрических редукторов по числу ступеней и выполняемым схемам.
3. Критерии работоспособности зубчатых передач цилиндрических редукторов.
4. Конструкции корпусов цилиндрических редукторов.
5. Конструктивное исполнение элементов корпуса изучаемого редуктора и их назначение:
 - особенности конструкции корпуса;
 - форма концов быстроходного и тихоходного валов;
 - крышки подшипников;
 - устройства для подъема и транспортирования редуктора в сборе;
 - смазочные устройства;
 - уплотнительные устройства;
 - схемы установки подшипников качения валов редуктора и способ их регулировки.
6. В чем отличие ширин венцов зубчатых колес передачи b_1 , b_2 и b_ω и с какой целью вводятся коэффициенты ψ_{ba} и ψ_{bd} ?
7. Что такое предел контактной выносливости $\sigma_{H\lim}$ и предел выносливости при изгибе $\sigma_{F\lim}$?
8. Что учитывают коэффициенты долговечности Z_N и Y_N ? С какой целью введены их максимальные значения $Z_{N\max}$ и $Y_{N\max}$?
9. Что учитывают коэффициенты K_α , K_β , K_ν и K_A , используемые при расчете цилиндрической зубчатой передачи?
10. Чем объясняется повышение нагрузочной способности косозубой цилиндрической передачи в сравнении с прямозубой?
11. Какой вывод относительно работоспособности проверяемой ступени редуктора при заданной номинальной нагрузке и требуемом ресурсе сделан Вами на основании выполненных расчетов?

ЛИТЕРАТУРА

1. Иванов М. Н. Детали маши: Учеб. для студентов вузов / Под ред. В. А. Финогорова. – 6-е изд., перераб. – М.: Высш. шк., 1998. – 383 с.
2. Дунаев П. Ф., Леликов О. П. Конструирование узлов и деталей машин: Учебн. пособие для студ. техн. спец. вузов. – 8-е изд., перераб. и доп. – М.: Издательский центр «Академия», 2004. – 496 с.
3. Курмаз Л. В., Скойбеда А. Т. Детали машин. Проектирование: Учебное пособие. – 2-е изд., испр. и доп. – Мн.: УП «Технопринт», 2002. – 290 с.
4. Шейнблит А. Е. Курсовое проектирование деталей машин: Учеб. пособие. – 2-е изд. перераб. и доп. – Калининград: Янтар. Сказ, 1999. – 454 с.
5. Санюкевич Ф. М. Детали машин. Курсовое проектирование: Учеб. пособие. – 2-е изд., испр. и доп. – Брест: БрГТУ, 2004. – 488 с.

ПРИЛОЖЕНИЕ А

Исходные данные для проверочного расчета зубчатых передач двухступенчатого цилиндрического редуктора

№ задания	Степень редуктора, подлежащая расчету (Б – быстроходная; Т – тихоходная)	Частота вращения входного вала редуктора $n_B, \text{мин}^{-1}$	Номинальный вращающий момент на выходном конце тихоходного вала редуктора $T_T, \text{Н} \cdot \text{м}$	Требуемый ресурс $L_h, \text{ч}$	Типовой режим нагружения	Реверсивность передачи (Р – реверсивная; НР – неревверсивная)
1	2	3	4	5	6	7
1	Б	2925	500	$10 \cdot 10^3$	0	Р
2	Т	2925	500	$10 \cdot 10^3$	0	Р
3	Б	2919	900	$10 \cdot 10^3$	2	НР
4	Т	2919	900	$10 \cdot 10^3$	2	НР
5	Б	2910	620	$19 \cdot 10^3$	4	Р
6	Т	2910	620	$19 \cdot 10^3$	4	Р
7	Б	2850	420	$16 \cdot 10^3$	1	НР
8	Т	2850	420	$16 \cdot 10^3$	1	НР
9	Б	2800	250	$18 \cdot 10^3$	2	Р
10	Т	2800	250	$18 \cdot 10^3$	2	Р
11	Б	1470	2040	$20 \cdot 10^3$	3	НР
12	Т	1470	2040	$20 \cdot 10^3$	3	НР
13	Б	1462	1500	$11 \cdot 10^3$	0	Р
14	Т	1462	1500	$11 \cdot 10^3$	0	Р
15	Б	1455	1270	$14 \cdot 10^3$	2	НР
16	Т	1455	1270	$14 \cdot 10^3$	2	НР
17	Б	1400	1430	$16 \cdot 10^3$	4	Р
18	Т	1400	1430	$16 \cdot 10^3$	4	Р
19	Б	1455	750	$18 \cdot 10^3$	3	НР
20	Т	1455	750	$18 \cdot 10^3$	3	НР
21	Б	1447	550	$19 \cdot 10^3$	5	Р
22	Т	1445	550	$19 \cdot 10^3$	5	Р
23	Б	1440	900	$10 \cdot 10^3$	2	НР
24	Т	1440	900	$10 \cdot 10^3$	2	НР
25	Б	1432	1200	$12 \cdot 10^3$	1	Р
26	Т	1432	1200	$12 \cdot 10^3$	1	Р
27	Б	1410	1700	$16 \cdot 10^3$	2	НР
28	Т	1410	1700	$16 \cdot 10^3$	2	НР
29	Б	1395	1100	$13 \cdot 10^3$	4	Р
30	Т	1395	1100	$13 \cdot 10^3$	4	Р
31	Б	1350	810	$18 \cdot 10^3$	0	НР
32	Т	1350	810	$18 \cdot 10^3$	0	НР
33	Б	1357	1900	$15 \cdot 10^3$	2	Р
34	Т	1357	1900	$15 \cdot 10^3$	2	Р
35	Б	980	2040	$11 \cdot 10^3$	4	НР
36	Т	980	2040	$11 \cdot 10^3$	4	НР
37	Б	960	1100	$19 \cdot 10^3$	1	Р

1	2	3	4	5	6	7
38	Т	960	1100	$19 \cdot 10^3$	1	Р
39	Б	950	750	$16 \cdot 10^3$	2	НР
40	Т	950	750	$16 \cdot 10^3$	2	НР
41	Б	920	1300	$18 \cdot 10^3$	4	Р
42	Т	920	1300	$18 \cdot 10^3$	4	Р
43	Б	915	950	$20 \cdot 10^3$	0	НР
44	Т	915	950	$20 \cdot 10^3$	0	НР
45	Б	950	1200	$10 \cdot 10^3$	2	Р
46	Т	950	1200	$10 \cdot 10^3$	2	Р
47	Б	731	600	$12 \cdot 10^3$	3	НР
48	Т	731	600	$12 \cdot 10^3$	3	НР
49	Б	727	3000	$18 \cdot 10^3$	5	Р
50	Т	727	3000	$18 \cdot 10^3$	5	Р
51	Б	712	780	$13 \cdot 10^3$	2	НР
52	Т	712	780	$13 \cdot 10^3$	2	НР
53	Б	716	1050	$18 \cdot 10^3$	4	Р
54	Т	716	1050	$18 \cdot 10^3$	4	Р
55	Б	709	2000	$10 \cdot 10^3$	1	НР
56	Т	709	2000	$10 \cdot 10^3$	1	НР
57	Б	727	1500	$12 \cdot 10^3$	2	Р
58	Т	727	1500	$12 \cdot 10^3$	2	Р
59	Б	712	2300	$19 \cdot 10^3$	4	НР
60	Т	712	2300	$19 \cdot 10^3$	4	НР
61	Б	709	900	$16 \cdot 10^3$	0	Р
62	Т	709	900	$16 \cdot 10^3$	0	Р
63	Б	727	2100	$17 \cdot 10^3$	2	НР
64	Т	727	2100	$17 \cdot 10^3$	2	НР
65	Б	2910	800	$15 \cdot 10^3$	5	Р
66	Т	2910	800	$15 \cdot 10^3$	5	Р
67	Б	1455	650	$11 \cdot 10^3$	1	НР
68	Т	1455	650	$11 \cdot 10^3$	1	НР
69	Б	700	1700	$12 \cdot 10^3$	3	Р
70	Т	700	1700	$12 \cdot 10^3$	3	Р
71	Б	695	1800	$14 \cdot 10^3$	4	НР
72	Т	695	1800	$14 \cdot 10^3$	4	НР
73	Б	2000	750	$16 \cdot 10^3$	1	Р
74	Т	2000	750	$16 \cdot 10^3$	1	Р
75	Б	2300	1050	$18 \cdot 10^3$	3	НР
76	Т	2300	1050	$18 \cdot 10^3$	3	НР
77	Б	1447	830	$20 \cdot 10^3$	5	Р
78	Т	1447	830	$20 \cdot 10^3$	5	Р
79	Б	2850	245	$11 \cdot 10^3$	0	НР
80	Т	2850	245	$11 \cdot 10^3$	0	НР

Учебное издание

Составитель: Санюкевич Фёдор Михайлович

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ
к лабораторной работе
«Изучение конструкций цилиндрических зубчатых редукторов»
по курсу «Детали машин»
для студентов технических специальностей

Ответственный за выпуск: Санюкевич Ф.М.
Редактор: Строкач Т.В.
Компьютерная вёрстка: Кармаш Е.Л.
Корректор: Никитчик Е.В.

Подписано в печать 21.06.2007 г. Формат 60x84 ¹/₈. Бумага «Снегурочка». Гарнитура «Arial».
Усл. печ. л. 4,65. Уч. изд. л. 5,0 . Тираж 100 экз. Зак. № 703.

Отпечатано на ризографе УО «Брестский государственный технический университет»
224017, г. Брест, ул. Московская, 267.