

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ

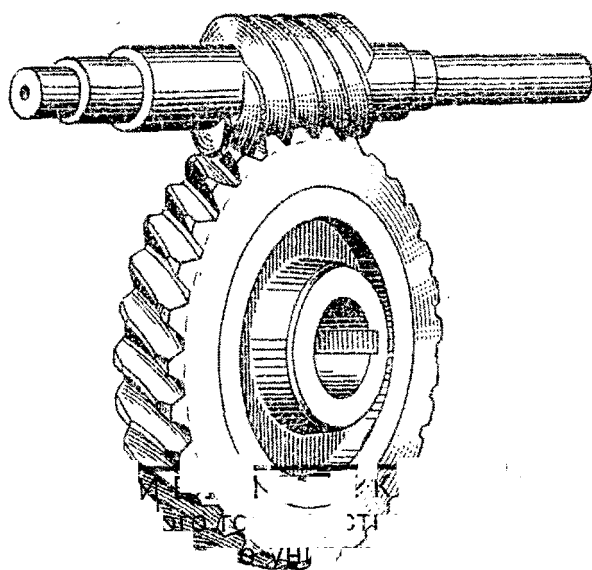
УЧРЕЖДЕНИЕ ОБРАЗОВАНИЯ
«БРЕСТСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Кафедра «Техническая эксплуатация автомобилей»

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

к лабораторной работе
«Изучение конструкций редукторов на базе
червячной передачи»

по курсу «*Детали машин*»
для студентов технических специальностей



Брест 2007

УДК 321.81 (076.5)

Методические указания предназначены в помощь студентам технических специальностей при выполнении лабораторной работы «Изучение конструкций редукторов на базе червячной передачи» по курсу «Детали машин», для которых учебным планом предусмотрены лабораторные работы по деталям машин.

Составитель: Ф. М. Санюкевич, профессор, кандидат технических наук

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

1. ЦЕЛЬ РАБОТЫ

Целью лабораторной работы является:

1. Изучение общих сведений о червячной передаче.
2. Изучение конструкций элементов редуктора на базе червячной передачи и их назначение.
3. Ознакомление с примерами конструкций редукторов на базе червячной передачи.
4. Определение основных геометрических параметров червячной передачи изучаемого редуктора и проверка её работоспособности при заданной нагрузке и требуемом ресурсе.

2. ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

2.1. Изучение общих сведений о червячной передаче (п. 3):

- особенности конструкции, применение, достоинства и недостатки (п. 3.1);
- типы цилиндрических червяков (п. 3.2);
- конструкции червячных колес (п.3.3);
- материалы червяка и червячного колеса (п. 3.4);
- характер и причины отказов червячных передач (п. 3.5);
- критерии работоспособности и расчет червячной передачи (п. 3.6).

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

- конструктивное исполнение корпуса редуктора (п. 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. Ознакомление с примерами конструкций редукторов на базе червячной передачи (п. 5).

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

а) положение редуктора в пространстве при эксплуатации:

- только одно определенное;
- может изменяться (т.е. редуктор универсального исполнения);

б) вариант (или варианты) расположения червячной пары в пространстве при эксплуатации редуктора:

- червяк под колесом;
- червяк над колесом;
- вал – червяк вертикальный;
- вал червячного колеса вертикальный;

в) особенности конструкции корпуса редуктора:

- литой из чугуна;
- литой из алюминиевого сплава;
- сварной;
- без ребер;
- оребрен;
- разъемный;
- неразъемный;
- лапы отлиты заодно с корпусом;
- лапы отъемные;
- лапы отсутствуют;

г) охлаждение редуктора:

- естественное;
- искусственное с помощью вентилятора, устанавливаемого на валу червяка;

д) конструктивное исполнение вала – червяка:

- вид червяка в зависимости от геометрической формы его делительной поверхности (цилиндрический, глобоидный);
- форма конца вала (коническая; цилиндрическая; с отверстием и шпоночным пазом для вала фланцевого электродвигателя);
- наличие ступени вала для установки крыльчатки вентилятора, вид соединения ступицы крыльчатки с валом (шпоночное, шлицевое);

- е) конструктивное исполнение червячного колеса с венцом из бронзы:
- венец направлен на центр со ступицей;
 - венец соединён с центром посадкой с натягом;
 - ступица центра червячного колеса выполняет роль полого вала с внутренними шлицами или шпоночным пазом;
 - ступица центра червячного колеса установлена на валу сплошного сечения по посадке с натягом; указать форму конца вала (коническая или цилиндрическая);
- ж) конструктивное исполнение подшипниковых крышек:
- привёртные;
 - закладные;
- з) схемы установки подшипников качения вала – червяка и вала червячного колеса:
- враспор;
 - в растяжку;
 - одна опора фиксирующая сдвоенная, вторая плавающая;
 - плавающий вал;
- и) регулировка подшипников вала – червяка и вала червячного колеса:
- набором металлических прокладок, устанавливаемых между подшипниковыми крышками и корпусом;
 - с помощью компенсаторных кольца (колец);
 - регулировочными винтами через нажимные шайбы;
- к) залив масла в корпус редуктора:
- через люк, закрываемый крышкой;
 - через заливное отверстие в верхней части корпуса, закрываемое пробкой;
 - через резьбовое отверстие под маслоуказатель;
- л) контроль уровня масла в корпусе:
- с помощью контрольной пробки;
 - с помощью жезлового маслоуказателя (щупа);
 - с помощью маслоуказателя из прозрачного материала;
- м) слив отработанного масла (указать местоположение сливного отверстия);
- н) внешние уплотнения подшипниковых узлов с выходными концами:
- с помощью резиновых армированных манжет;
 - с помощью щелевого уплотнения, заполненного пластичной смазкой;
 - с помощью торцового уплотнения в виде упругой стальной шайбы;
 - с помощью комбинированного уплотнения;
 - за счет уменьшения зазоров между валами и сквозными отверстиями, выполненными в подшипниковых крышках;
- о) устройства для подъема и транспортирования корпусных деталей и редуктора в сборе:
- проушины в виде ребра с отверстием, отлитые заодно с крышкой корпуса;
 - проушины в виде сквозного отверстия в крышке корпуса;
 - проушины в виде ребра с отверстием, отлитые заодно с корпусом;
 - крючья, отлитые заодно с корпусом;
 - проушина в виде пластины, приварена к крышке люка;
 - рым – болт;
 - отсутствуют.

2.5. Подсчитать число заходов червяка Z_1 , число зубьев червячного колеса Z_2 и определить передаточное отношение i червячной передачи (изучаемого одноступенчатого червячного редуктора):

$$i = \frac{Z_2}{Z_1}$$

2.6. Измерить межосевое расстояние a_w (мм) червячной передачи (редуктора) (уточнить у преподавателя).

2.7. Установить тип цилиндрического червяка изучаемой передачи (архимедов ZA , конволютный ZN , эвольвентный ZJ , нелинейчатый ZT , образованный конусом ZK)(уточнить у преподавателя).

2.8. Измерить расчетный шаг червяка p (мм).

Расчетным шагом червяка p является расстояние между одноименными точками боковых сторон смежных витков, измеренное вдоль образующей делительного цилиндра (см. рис. 2.1).

2.9. Измерить диаметр вершин витков червяка d_{a1} и длину нарезанной части червяка b_1 (см. рис. 2.1).

2.10. Измерить диаметр вершин зубьев колеса в среднем сечении d_{a2} и наибольший диаметр червячного колеса d_{aM2} (см. рис. 2.1).

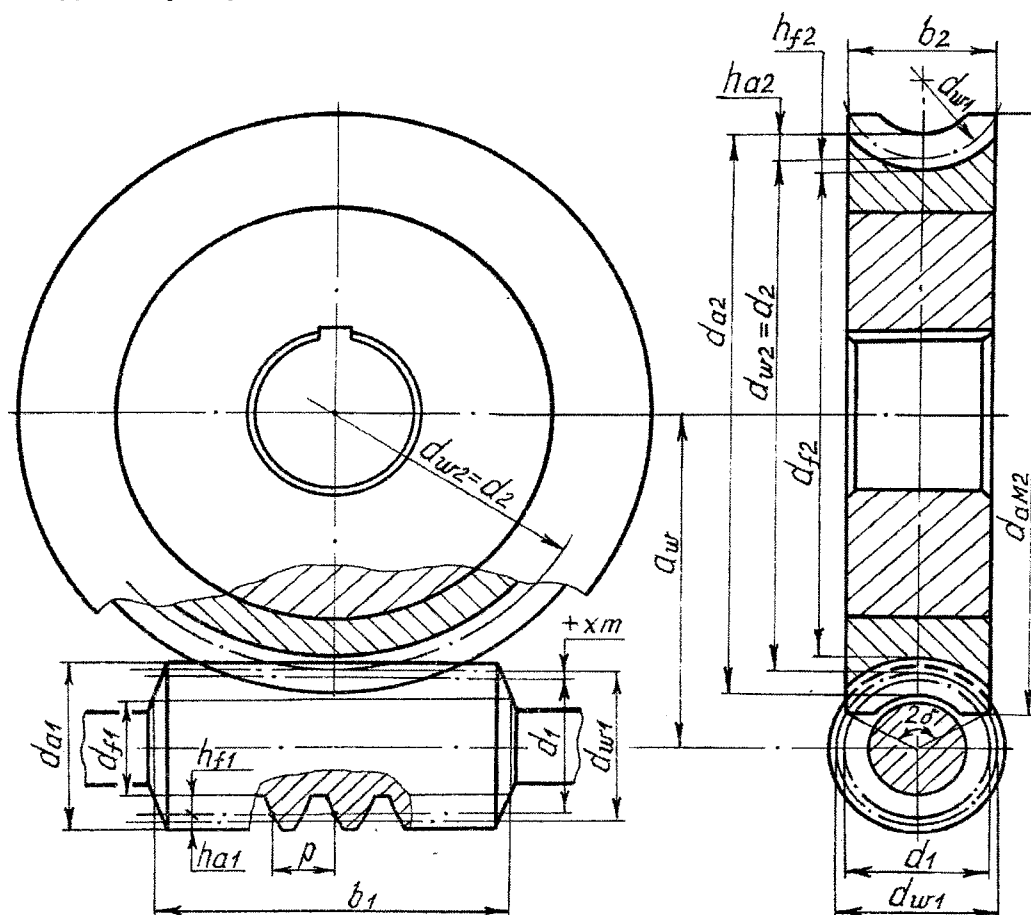


Рис. 2.1. Геометрические параметры червяка, червячного колеса и передачи

2.11. Определение модуля m (мм) червячной пары

$$m = \frac{p}{\pi},$$

где p – см. п. 2.8.

Модуль m – стандартный параметр. Для червяка он является осевым, для червячного колеса – окружным.

Полученную величину m согласовывают со стандартным значением по табл. 2.1.

2.12. Определение коэффициента диаметра червяка q

$$q = \frac{d_{a1} - 2m}{m},$$

где d_{a1} – см. п.2.9.

Полученную величину q согласовывают с ближайшим стандартным значением по табл. 2.1.

2.13. Определение коэффициента смещения инструмента при нарезании зубьев червячного колеса

$$x = \frac{a_w}{m} - 0,5(q + z_2).$$

Точность расчета x – два знака после запятой.

При определении геометрических размеров червяка и червячного колеса (см. далее) коэффициент смещения x подставляют со своим знаком («+» или «-»).

Таблица 2.1 – Рекомендуемые сочетания m , q и z_1 (ГОСТ 2144-93)

m	q	z_1
2,0; 2,5; 3,15 4,0; 5,0; 6,3; 8,0 1,25; 1,6 4,0; (6,0) 1,6; (3,0; 3,5; 6,0) 2,0; 2,5; (3,0; 7,0) (1,5)	8,0; 10,0; 12,5 16,0; 20,0 12,5; 16,0; 20,0 9,0 10,0 12,0 14,0	1; 2; 4
1,0 (1,5) 1,0 (1,5)	16,0 20,0	1 1; 2; 4

Примечание. Значения m в скобках, а также сочетания с q , равным 9, 12 и 14, по возможности не применять

2.14. Определение угла подъема витка червяка.

В червячной передаче со смещением ($x \neq 0$) различают угол подъема витка червяка на делительном цилиндре (делительный угол) γ и на начальном цилиндре (начальный угол) γ_w :

$$\gamma = \operatorname{arctg} \left(\frac{z_1}{q} \right);$$

$$\gamma_w = \operatorname{arctg} \left(\frac{z_1}{q + 2x} \right).$$

Для передачи без смещения ($x=0$)

$$\gamma = \gamma_w = \operatorname{arctg} \left(\frac{z_1}{q} \right).$$

Точность расчетов γ и γ_w - три знака после запятой.

2.15. Определение размеров нарезанной части червяка, мм (рис.2.1).

Делительный диаметр червяка

$$d_1 = qm.$$

Начальный диаметр червяка

$$d_{w1} = d_1 + 2xm.$$

Для передачи без смещения ($x=0$)

$$d_{w1} = d_1.$$

Высота головки витка червяка

$$h_{a1} = h_a^* m,$$

где $h_a^* = 1$ – коэффициент высоты головки витка (для всех типов червяков).

Диаметр вершин витков червяка

$$d_{a1} = d_1 + 2h_{a1}.$$

Полученный расчетом диаметр d_{a1} сравнить с измеренным.

Высота ножки витка червяка

$$h_{f1} = h_f^* m = (h_a^* + c^*) m,$$

где h_f^* – коэффициент высоты ножки витка:

$$h_f^* = h_a^* + c^*,$$

$h_a^* = 1$ – см. выше; c^* – коэффициент радиального зазора: $c^* = 0,2 \cos \gamma$ – для эвольвентного червяка; $c^* = 0,2$ – для остальных типов червяков.

Диаметр впадин витков червяка

$$d_{f1} = d_1 - 2h_{f1}.$$

Длину нарезанной части червяка b_1 определяют по одному из уравнений, приведённых в табл. 2.2. При окончательном определении b_1 следует учесть примечание 1 к табл. 2.2, а также величину b_1 , полученную при измерении.

Точность расчётов d_1 , d_{w1} , d_{a1} и d_{f1} – два знака после запятой; b_1 – целое число.

Таблица 2.2 – Уравнения для определения длины нарезаемой части червяка b_1

Коэффициент смещения x	Расчётные уравнения при z_1	
	1 и 2	4
-1,0	$b_1 \geq (10,5 + z_1)m$	$b_1 \geq (10,5 + z_1)m$
-0,5	$b_1 \geq (8 + 0,06z_2)m$	$b_1 \geq (9,5 + 0,09z_2)m$
0	$b_1 \geq (11 + 0,06z_2)m$	$b_1 \geq (12,5 + 0,09z_2)m$
+0,5	$b_1 \geq (11 + 0,1z_2)m$	$b_1 \geq (12,5 + 0,1z_2)m$
+1,0	$b_1 \geq (12 + 0,1z_2)m$	$b_1 \geq (13 + 0,1z_2)m$

Примечания:

1. Для фрезеруемых и шлифуемых червяков при $m < 10$ мм b_1 увеличивают на 25 мм, при $m = 10 \dots 16$ мм – на 35... 40 мм в связи с возможным искажением профиля витка при входе и выходе режущего инструмента.
2. При промежуточных значениях величину b_1 определяют для двух крайних значений x рассматриваемого диапазона и в качестве расчётной величины b_1 принимают наибольшее из двух значений.

2.16. Определение размеров венца червячного колеса, мм (рис. 2.1).

Делительный диаметр колеса

$$d_2 = mz_2.$$

Начальный диаметр колеса (для передачи без смещения и со смещением)

$$d_{w2} = d_2.$$

Высота головки зуба колеса

$$h_{a2} = (h_a^* + x)m,$$

где $h_a^* = 1$ – коэффициент высоты головки зуба (равен коэффициенту высоты головки витка); x – коэффициент смещения, подставляемый со своим знаком («+» или «-»).

Диаметр вершин зубьев колеса в среднем сечении (точность расчёта – два знака после запятой)

$$d_{a2} = d_2 + 2h_{a2}.$$

Полученный расчётом диаметр d_{a2} сравнить с измеренным.

Высота ножки зуба колеса

$$h_{f2} = (h_f^* - x)m = (h_a^* + c^* - x)m,$$

где h_f^* – коэффициент высоты ножки зуба (равен коэффициенту высоты ножки витка):

$$h_f^* = h_a^* + c^*,$$

$h_a^* = 1$ – см. выше; c^* – коэффициент радиального зазора: $c^* = 0,2 \cos \gamma$ – для эвольвентного червяка; $c^* = 0,2$ – для остальных типов червяков.

При определении h_{f2} коэффициент смещения x подставляется со своим знаком.

Диаметр впадин зубьев колеса в среднем сечении (точность расчёта – два знака после запятой)

$$d_{f2} = d_2 - 2h_{f2}.$$

Наибольший диаметр червячного колеса (округляется до целого числа)

$$d_{aM2} \leq d_{a2} + \frac{6m}{z_1 + 2}.$$

Принять диаметр d_{aM2} равным диаметру, полученному при измерении.

Ширину венца b_2 червячного колеса рассчитывают по различным формулам в зависимости от числа заходов червяка:

а) при $z_1 = 1$ и 2

$$b_2 \leq 0,75 d_{a1};$$

б) при $z_1 = 4$

$$b_2 \leq 0,67 d_{a1}.$$

Ширина b_2 принимается равной ширине венца, полученной при измерении (округляется до целого числа).

Условный угол обхвата 2δ червяка венцом червячного колеса:

$$\delta = \arcsin \left(\frac{b_2}{d_{a1} - 0,5m} \right).$$

Угол $2\delta = 90 \dots 120^\circ$.

2.17. По указанию преподавателя записать номер задания для проверочного расчёта червячной передачи.

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

2.19. Определение скорости скольжения v_s в червячном зацеплении.

Окружная скорость червяка (м/с)

$$v_1 = \frac{\pi d_{w1} n_1}{60 \cdot 10^3},$$

где d_{w1} – начальный диаметр червяка, мм; n_1 – частота вращения вала-червяка, мин^{-1} (см. исходные данные для проверочного расчёта).

Тогда скорость скольжения (м/с)

$$v_s = \frac{v_1}{\cos \gamma_w}.$$

Точность расчётов v_1 и v_s – два знака после запятой.

2.20. Определение допустимых контактных напряжений при расчёте активных поверхностей зубьев червячного колеса по контактным напряжениям для длительной работы передачи.

Материал венцов червячных колёс изучаемых одноступенчатых червячных редукторов – оловянно-фосфористая бронза Бр010Ф1 ($\sigma_B = 250 \text{ Н/мм}^2$, $\sigma_T = 200 \text{ Н/мм}^2$, отливка – в кокиль, $v_s < 12 \text{ м/с}$).

Допустимые контактные напряжения для червячных колёс определяют в зависимости от основной причины выхода из строя. Для венца колеса, выполненного из оловянной бронзы,

определяющим условием является сопротивление контактной усталости активных поверхностей зубьев с учётом интенсивности износа. При этом следует учитывать, что кривые усталости для контактных напряжений образцов из бронзы имеют очень длинные наклонные участки – до $25 \cdot 10^7$ циклов нагружения. Поэтому за исходные выбирают напряжения σ_H^0 , равные пределу ограниченной контактной выносливости при 10^7 циклах нагружения.

Тогда для венца червячного колеса, выполненного из оловянной бронзы, допускаемые контактные напряжения $[\sigma_H]$ ($H/мм^2$) при длительной работе передачи с номинальной нагрузкой

$$[\sigma_H] = \sigma_H^0 C_v C_M Z_N,$$

где $\sigma_H^0 = (0,75 \dots 0,9) \sigma_B$, здесь коэффициент 0,9 – для шлифованных червяков с твёрдостью поверхности витков $H_1 \geq 45HRC_3$ (такие червяки применяются в изучаемых одноступенчатых червячных редукторах); коэффициент 0,75 – при $H_1 \leq 350HB$; $\sigma_B = 250 H/мм^2$ – временное сопротивление при растяжении для бронзы Бр010Ф1;

C_v – коэффициент, учитывающий интенсивность износа:

$v_s, м/с$	≤ 1	2	3	4	5	6	7	≥ 8
C_v	1,33	1,21	1,11	1,02	0,95	0,88	0,83	0,80

C_M – коэффициент, учитывающий расположение червяка по отношению к масляной ванне; при окутании витков червяка в масло $C_M = 1$, если витки не окунаются в масло (вал-червяк вертикальный, червяк расположен над колесом) $C_M = 0,85$;

Z_N – коэффициент долговечности, учитывающий влияние ресурса передачи при расчёте по контактным напряжениям

$$Z_N = \sqrt[8]{\frac{10^7}{N_{HE}}} \leq 1,15,$$

N_{HE} – эквивалентное число циклов нагружения зубьев червячного колеса за весь срок службы (ресурс) передачи

$$N_{HE} = 60 n_2 L_h K_{HE} \leq 25 \cdot 10^7,$$

здесь $n_2 = n_1/i$ – частота вращения червячного колеса, $мин^{-1}$ (n_1 – частота вращения червяка; i – передаточное отношение червячной передачи); L_h – требуемый ресурс (срок службы) передачи, часы; K_{HE} – коэффициент приведения (или эквивалентности):

Типовой режим нагружения.....	0	1	2	3	4	5
K_{HE}	1	0,416	0,2	0,121	0,081	0,034

Если при расчёте получено $N_{HE} > 25 \cdot 10^7$, то принимают $N_{HE} = 25 \cdot 10^7$. При $N_{HE} = 25 \cdot 10^7$ минимальное значение коэффициента долговечности $Z_N = 0,67$.

При $Z_N > 1,15$, следует принять $Z_N = 1,15$.

Таким образом, для коэффициента долговечности Z_N должно выполняться условие:

$$0,67 \leq Z_N \leq 1,15.$$

2.21. Проверочный расчёт червячной передачи по контактным напряжениям σ_H при длительной работе передачи.

Коэффициент расчётной нагрузки

$$K = K_\beta K_v,$$

где K_β – коэффициент концентрации нагрузки по длине зуба колеса; K_v – коэффициент динамичности.

При постоянной нагрузке (типовой режим нагружения 0) $K_\beta = 1$, при переменной (типовые режимы нагружения 1...5) – $K_\beta \approx 1,1$.

Коэффициент K_v принимают в зависимости от окружной скорости червячного колеса $v_2 = \pi d_{w2} n_2 / (60 \cdot 10^3)$, здесь $v_2 - м/с$; $d_{w2} = m z_2$, мм; $n_2 - мин^{-1}$:

$v_2, м/с$	≤ 3	5	10	15
K_v	1	1,1	1,2	1,3

Окружная сила на червячном колесе при номинальном вращающем моменте на нём T_2 :

$$F_{t2} = \frac{2T_2}{d_{w2}},$$

где $F_{t2} - Н$; $T_2 - Н \cdot мм$ [$T_2 (Н \cdot мм) = T_2 (Н \cdot м) \cdot 10^3$]; $d_{w2} - мм$.

Расчетное контактное напряжение в зоне зацепления

$$\sigma_H = 0,94 \cos \gamma_w \sqrt{\frac{E_{np} F_{t2} K}{d_{w1} d_{w2}}},$$

где $\sigma_H - Н/мм^2$; $E_{np} = 1,26 \cdot 10^5 Н/мм^2$ – приведённый модуль упругости для сочетания сталь-бронза; $F_{t2} - Н$; d_{w1} и $d_{w2} - мм$.

Нормальная работа червячной передачи в течение требуемого ресурса L_h обеспечивается при выполнении условия

$$\sigma_H \leq [\sigma_H].$$

При $\sigma_H > [\sigma_H]$ превышение σ_H над $[\sigma_H]$ должно быть не более 5%, т.е.

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

Если $\sigma_H > 5\%$, следует уменьшить окружную силу F_{t2} на червячном колесе до величины

$$F_{t2}' = F_{t2} \left(\frac{[\sigma_H]}{\sigma_H} \right)^2$$

и определить новое (уменьшенное) значение величины вращающего момента T_2' ($Н \cdot мм$) на червячном колесе:

$$T_2' = F_{t2}' \frac{d_{w2}}{2}.$$

2.22. Определение допускаемых напряжений изгиба $[\sigma_F]$ при расчёте зубьев колеса на сопротивление усталости при изгибе для длительной работы передачи.

Экспериментальные исследования показали, что кривые усталости для напряжений изгиба образцов из бронзы, как и для контактных напряжений, имеют очень длинные наклонные участки – до $25 \cdot 10^7$ циклов нагружения. Поэтому за исходные выбирают напряжения σ_F^0 , равные пределу ограниченной изгибной выносливости при 10^6 циклах нагружения.

Тогда для зубьев червячного колеса, выполненных из оловянной бронзы, допускаемые напряжения изгиба $[\sigma_F]$ ($Н/мм^2$) при длительной работе передачи с номинальной нагрузкой

$$[\sigma_F] = \sigma_F^0 Y_N,$$

где $\sigma_F^0 = 0,20 \sigma_T + 0,06 \sigma_B$ – передача реверсивная;

$\sigma_F^0 = 0,25 \sigma_T + 0,08 \sigma_B$ – передача нереверсивная;

для бронзы Бр010Ф1 $\sigma_T = 200 Н/мм^2$, $\sigma_B = 250 Н/мм^2$;

Y_N – коэффициент долговечности, учитывающий влияние ресурса передачи при расчёте по напряжениям изгиба

$$Y_N = \sqrt[9]{\frac{10^6}{N_{FE}}},$$

N_{FE} – эквивалентное число циклов нагружения зубьев червячного колеса за весь срок службы (ресурс) передачи

$$N_{FE} = 60n_2L_hK_{FE} \leq 25 \cdot 10^7,$$

здесь n_2 – мин⁻¹; L_h – часы; K_{FE} – коэффициент приведения (или эквивалентности):

Типовой режим нагружения	0	1	2	3	4	5
K_{FE}	1	0,2	0,1	0,04	0,016	0,004

Если при расчёте получено $N_{FE} > 25 \cdot 10^7$, то принимают $N_{FE} = 25 \cdot 10^7$. При $N_{FE} = 25 \cdot 10^7$ минимальное значение коэффициента долговечности $Y_N = 0,54$. Если $N_{FE} < 10^6$, то его принимают равным 10^6 и тогда $Y_N = 1$.

Таким образом, для коэффициента долговечности Y_N должно выполняться условие:

$$0,54 \leq Y_N \leq 1.$$

2.23. Проверочный расчёт на сопротивление усталости зубьев при изгибе для длительной работы передачи.

Цель расчёта – исключение усталостной поломки зубьев при изгибе номинальной нагрузкой. Эквивалентное число зубьев червячного колеса

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

Число зубьев z_{v2} округляется до целого числа.

Коэффициент формы зуба червячного колеса Y_{F2} принимают в зависимости от z_{v2} :

z_{v2}	20	24	26	28	30	32	35	37
Y_{F2}	1,98	1,88	1,85	1,80	1,76	1,71	1,64	1,61
z_{v2}	40	45	50	60	80	100	150	300
Y_{F2}	1,55	1,48	1,45	1,40	1,34	1,30	1,27	1,24

При определении Y_{F2} используют линейное интерполирование. Например, при $z_{v2} = 64$

$$Y_{F2} = 1,40 + \frac{1,34 - 1,40}{80 - 60} (64 - 60) = 1,39.$$

Нормальный модуль (до стандартного значения не округляется), мм

$$m_n = m \cos \gamma.$$

Расчётное напряжение изгиба в опасном сечении зуба червячного колеса

$$\sigma_F = 0,7 \frac{F_{t2} K}{b_2 m_n} Y_{F2},$$

где σ_F – Н/мм²; F_{t2} – Н; K – см.п. 2.21; b_2 – мм; m_n – мм.

Усталостная поломка зубьев в течение заданного ресурса L_h исключается при выполнении условия

$$\sigma_F \leq [\sigma_F].$$

Допускается принимать

$$\sigma_F \leq 1,1[\sigma_F].$$

При $\sigma_F > 1,1[\sigma_F]$ следует уменьшить окружную силу F_{t2} на червячном колесе до величины

$$F_{t2}' = F_{t2} \frac{[\sigma_F]}{\sigma_F}$$

и определить новое (уменьшенное) значение величины вращающего момента T_2' (Н·мм) на червячном колесе:

$$T_2' = F_{t2}' \frac{d_{w2}}{2}.$$

2.24. Проверочный расчёт на контактную прочность активных поверхностей зубьев червячного колеса при действии пиковой нагрузки (при кратковременной перегрузке), не учитываемой в основном расчёте по контактным напряжениям.

Цель расчёта – предотвращение пластических деформаций активных поверхностей зубьев червячного колеса при действии пиковой нагрузки.

Максимальные контактные напряжения при действии пиковой нагрузки (Н/мм²)

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

где σ_H – см. п. 2.21 (при снижении T_2 до T_2' $\sigma_H = [\sigma_H]$); $K_H = 2$ – коэффициент перегрузки.

Контактная прочность зубьев червячного колеса при действии пиковой нагрузки обеспечивается при выполнении условия

$$\sigma_{H \max} \leq [\sigma_{H \max}].$$

Предельные допускаемые контактные напряжения при проверке на пиковую нагрузку для оловянных бронз

$$[\sigma_{H \max}] = 4\sigma_T.$$

При $\sigma_{H \max} > [\sigma_{H \max}]$ следует уменьшить нагрузку передачи, снизив номинальный вращающий момент на червячном колесе T_2 ($H \cdot мм$) до величины T_2' :

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

2.25. Проверочный расчёт на изгибную прочность зубьев червячного колеса при действии пиковой нагрузки (при кратковременной перегрузке), не учитываемой при расчёте зубьев на сопротивление усталости при изгибе.

Цель расчёта – исключение статической поломки зубьев червячного колеса при действии пиковой нагрузки.

Максимальные напряжения изгиба в опасном сечении зуба при действии пиковой нагрузки ($H / мм^2$)

$$\sigma_{F \max} = \sigma_F K_H,$$

где σ_F – см. п. 2.23 (при снижении T_2 до T_2' $\sigma_F = [\sigma_F]$).

Изгибная прочность зубьев червячного колеса при действии пиковой нагрузки обеспечивается при выполнении условия

$$\sigma_{F \max} \leq [\sigma_{F \max}].$$

Предельные допускаемые напряжения изгиба при проверке на пиковую нагрузку принимаются для бронз

$$[\sigma_{F \max}] = 0,8\sigma_T.$$

При $\sigma_{F \max} > [\sigma_{F \max}]$ следует уменьшить нагрузку передачи, снизив номинальный вращающий момент на червячном колесе T_2 ($H \cdot мм$) до величины T_2' :

$$T_2' = T_2 \frac{[\sigma_{F \max}]}{\sigma_{F \max}}.$$

2.26. Тепловой расчёт червячной передачи.

КПД червячной передачи (точность расчёта – два знака после запятой)

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

где ρ' – приведённый угол трения, уменьшающийся с увеличением скорости скольжения v_s , так как при этом улучшаются условия образования масляного слоя:

$v_s, м/с$	0,01	0,1	0,25	0,5	1	1,5
ρ'	5,7°	4,5°	3,7°	3,2°	2,5°	2,3°
$v_s, м/с$	2	3	4	7	10	15
ρ'	2°	1,5°	1,3°	1°	0,9°	0,8°

Мощность на валу червяка (Вт)

$$P_1 = \frac{T_2 n_1}{9550 i \eta},$$

где T_2 – $H \cdot мм$; n_1 – $мин^{-1}$.

Площадь A (m^2) поверхности теплоотдачи корпуса одноступенчатого червячного редуктора (без учёта поверхности днища корпуса, так как она не обтекается свободно циркулирующим воздухом) можно приближённо принимать в зависимости от межосевого расстояния a_w :

$a_w, мм$	80	100	125	140	160
A, m^2	0,16	0,24	0,35	0,42	0,53

Величину A (m^2) для этих редукторов можно также приближённо определять по формуле

$$A = 12 a_w^{1,71},$$

где $a_w - m$.

Температура масла в картере червячного редуктора при непрерывной работе

$$t = t_0 + \frac{(1 - \eta)P_1}{K_T A(1 + \psi)},$$

где $t - ^\circ C$; $t_0 = 20^\circ C$ – температура воздуха вне корпуса в условиях цеха; $\psi = 0,3$ – коэффициент, учитывающий отвод теплоты от днища редуктора в раму или плиту; P_1 – Вт; $A - m^2$.

Коэффициент теплоотдачи K_T [$Вт/(m^2 \cdot ^\circ C)$] с поверхности корпуса характеризует тепловой поток (тепловую мощность в Вт), передаваемый в одну секунду одним квадратным метром поверхности корпуса при перепаде температур в $1^\circ C$.

Для одноступенчатых червячных редукторов при естественном охлаждении $K_T \approx 16 Вт/(m^2 \cdot ^\circ C)$.

При искусственном охлаждении, например, обдуве корпуса воздухом с помощью вентилятора, насаженного на вал червяка, коэффициент теплоотдачи K_T принимают в зависимости от частоты вращения вентилятора n_B ($n_B = n_1$, здесь n_1 – частота вращения червячного вала):

$n_B, мин^{-1}$	750	1000	1500	3000
$K_T, (Вт / m^2 \cdot ^\circ C)$	24	29	35	50

Нормальная работа червячной передачи обеспечивается при выполнении условия

$$t \leq [t],$$

где $[t] = 85 \dots 90^\circ C$ – для редукторных масел и $[t] = 100 \dots 120^\circ C$ – для авиационных.

При $t > [t]$ наблюдается ухудшение свойств смазочного материала, повышается коэффициент трения между витками червяка и зубьями колеса и, как следствие, понижается КПД червячной передачи. При этом увеличивается тепловыделение и возникает опасность заедания в червячном зацеплении. Поэтому при $t > [t]$ следует снизить мощность на червяке P_1 (Вт) до величины

$$P_1' = \frac{K_T A(1 + \psi)([t] - t_0)}{1 - \eta},$$

а соответственно и номинальный вращающий момент на червячном колесе до значения T_2' ($H \cdot мм$):

$$T_2' = 9550 P_1' i \eta / n_1.$$

2.27. Окончательный вывод о работоспособности червячной передачи (одноступенчатого червячного редуктора) при заданной номинальной нагрузке (вращающем моменте на червячном колесе T_2) и требуемом ресурсе L_h .

Окончательный вывод о работоспособности червячной передачи следует сделать на основании результатов расчетов, изложенных в п. 2.21, 2.23 ... 2.26. Если в каком-либо из указанных пунктов необходимо было уменьшение заданного номинального вращающего момента T_2 , то следует окончательно установить новое (уменьшенное) значение T_2' , при котором будет обеспечена нормальная работа червячной передачи в течение требуемого ресурса L_h . При этом должны выполняться все критерии работоспособности передачи:

$$\sigma_H \leq [\sigma_H]; \sigma_F \leq [\sigma_F]; \sigma_{H \max} \leq [\sigma_{H \max}]; \sigma_{F \max} \leq [\sigma_{F \max}]; t \leq [t].$$

3. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ЧЕРВЯЧНОЙ ПЕРЕДАЧЕ

3.1. ОСОБЕННОСТИ КОНСТРУКЦИИ, ПРИМЕНЕНИЕ, ДОСТОИНСТВА И НЕДОСТАТКИ

Червячная передача состоит из червяка и червячного колеса (рис. 3.1) и относится к зубчато-винтовой передаче, движение в которой преобразуется по принципу винтовой пары с присущим ей повышенным скольжением.

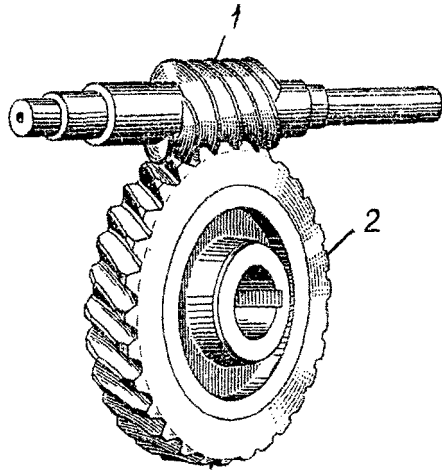


Рис. 3.1. Червячная передача:
1 – червяк; 2 – червячное колесо

При вращении червяка его витки плавно входят в зацепление с зубьями червячного колеса и приводят его во вращение. Применяют червячную передачу при необходимости передачи вращательного движения между осями, перекрещивающимися под углом 90° .

Ведущим в данной передаче является червяк, представляющий собой винт с трапецидальной или близкой к ней по форме резьбой. Резьба червяка может быть однозаходной или многозаходной, а также правой или левой. Наиболее распространены червяки с правой резьбой, имеющие число заходов $z_1 = 1; 2$ и 4 . Вал с нарезанным червяком называют вал-червяк.

Червячное колесо является косозубым зубчатым колесом с зубьями вогнутой дуговой формы, способствующей некоторому облеганию червяка и соответственно увеличению длины контактной линии. Такая форма зубьев способствует увеличению их прочности на изгиб. Направление и угол подъема зубьев червячного колеса такие же, как и у витков резьбы червяка.

Различают два основных вида червячной передачи: цилиндрическая или просто червячная передача (с цилиндрическим червяком) (рис. 3.2, а) и глобоидная (с глобоидным червяком) (рис. 3.2, б). Качественные показатели глобоидной передачи выше, но она сложна в изготовлении, сборке и чувствительна к осевому смещению червяка. Поэтому на практике наибольшее применение находят червячные передачи с цилиндрическими червяками, как более простые в изготовлении и обеспечивающие достаточно высокую нагрузочную способность.

Передаточное отношение червячной передачи

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1},$$

где ω_1 и ω_2 – угловые скорости червяка и колеса; n_1 и n_2 – частоты вращения червяка и колеса; z_1 и z_2 – число заходов (витков) червяка и число зубьев колеса.

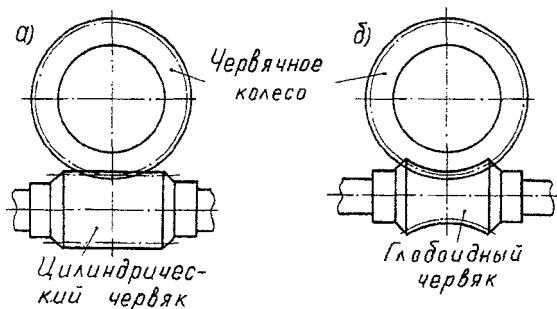


Рис. 3.2. Цилиндрическая и глобоидная червячные передачи

Анализ формулы для определения передаточного отношения i показывает, что оно может быть довольно большим. Так, например, при однозаходном червяке ($z_1 = 1$) и червячном колесе с $z_2 = 100$ передаточное

отношение передачи $i = 100$. При одном и том же передаточном отношении червячная передача гораздо компактнее обыкновенной зубчатой передачи.

Возможность осуществления большого передаточного отношения при одной ступени передачи, компактность, плавность и бесшумность, повышенная кинематическая точность – основные достоинства червячных передач. Благодаря этим достоинствам червячные передачи широкого применяют в станках, автомобилях, подъемно-транспортных и других машинах.

Одноступенчатые червячные редукторы общего назначения выполняют с передаточным отношением $i = 8 \dots 80$, двухступенчатые - $i = 100 \dots 6300$. Одноступенчатые червячные передачи специального исполнения проектируют так же с $i > 80$.

При работе червячной передачи витки червяка скользят по зубьям червячного колеса, что вызывает существенные потери в зацеплении. По этой причине КПД червячной передачи значительно меньше КПД зубчатой передачи, что является основным недостатком червячной передачи. К недостаткам относятся также изнашивание зубьев червячного колеса и склонность к заеданию витков червяка и зубьев колеса, что требует применения для венцов червячных колес дорогих антифрикционных материалов (бронзы или латуни). Существенным недостатком червячной передачи является большое тепловыделение в зоне зацепления, что может привести к нагреву масла до температуры, превышающей предельную, при которой оно теряет свои защитные способности (происходит разрушение масляной пленки в зоне контакта и появляется возможность заедания). Поэтому для червячной передачи, в отличие от зубчатой, обязательным является выполнение теплового расчета и, при необходимости, принятие специальных мер, обеспечивающих отвод избыточной теплоты (оребрение корпуса редуктора; искусственный обдув вентилятором, устанавливаемым на валу червяка; охлаждение масла водой, проходящей через змеевик, установленный внутри масляной ванны и др.).

Вследствие отмеченных недостатков червячные передачи применяют значительно реже зубчатых и только для передачи небольших и средних мощностей (обычно не более 30 кВт при длительной работе). При работе в повторно-кратковременном режиме они могут оказаться эффективными и при больших мощностях.

3.2. ТИПЫ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЧЕРВЯКОВ И ОБРАБОТКА ИХ ВИТКОВ [2]

Цилиндрические червяки выполняют с линейчатыми (прямолинейными) и нелинейчатыми (криволинейными) боковыми (рабочими) поверхностями витков. Наибольшее распространение получили три вида линейчатых червяков: архимедов (ZA), конволютный (ZN1 и ZN2) и эвольвентный (ZJ). Винтовая поверхность этих червяков образуется винтовым движением отрезка прямой линии. У нелинейчатого червяка рабочая поверхность витка образуется винтовым движением кривой линии (например, нелинейчатый червяк ZT, образованный тором).

В зависимости от вида червяка профиль витка рассматривают в определенных сечениях (рис. 3.3): А-А – осевое сечение; В-В и С-С – сечения, касательные к основному цилиндру с диаметром d_b ; N1-N1 – сечение, нормальное витку; N2-N2 – сечение, нормальное впадине; Т-Т – торцовое сечение (перпендикулярное оси червяка).

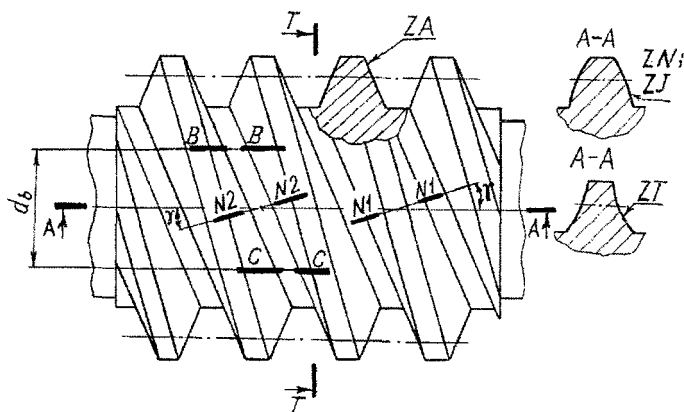


Рис. 3.3. Сечения цилиндрических червяков:

А-А – осевое сечение; В-В и С-С – сечения касательные к основному цилиндру с диаметром d_b ; N1-N1 – сечение, нормальное витку; N2-N2 – сечение, нормальное впадине; Т-Т – торцовое сечение

Архимедов червяк ZA имеет прямолинейный профиль витка в осевом сечении А-А и криволинейный (выпуклый) профиль в нормальных сечениях N1-N1 и N2-N2 (рис. 3.3 и 3.4). В торцовом сечении Т-Т витки очерчены архимедовой спиралью (рис. 3.4, а).

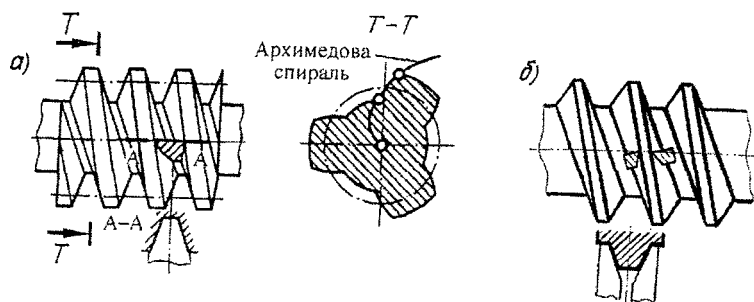


Рис. 3.4. Архимедов червяк ZA и схема установки двустороннего (а) и односторонних (б) резцов при его нарезании

Червяк ZA является наиболее технологичным, так как обработка его на токарном станке практически ничем не отличается от обработки винта с трапецидальной резьбой. Резец в данном случае устанавливается так, чтобы его режущие кромки лежали в осевой плоскости червяка. Установка двустороннего резца с прямолинейным профилем показана на рис. 3.4, а. Однако использование данного резца целесообразно только для нарезания червяков с малым углом подъема γ линии витка на делительном цилиндре вследствие различия условий резания по левой и правой сторонам. Для чистового нарезания червяков ZA с углом $\gamma < 10^\circ$ рекомендуется раздельная обработка левой и правой сторон витка односторонними резцами.

Установка односторонних резцов показана на рис. 3.4, б. При нарезании витков червяка односторонним резцом возможна поочередная обработка обеих сторон впадины одним резцом путем разворота червяка.

При углах подъема линии витка $\gamma \geq 8^\circ$ целесообразно использовать конволютные червяки ZN.

Конволютные червяки ZN1 и ZN2 имеют в осевом сечении А-А криволинейный (выпуклый) профиль витка (рис. 3.3), а в торцовом сечении Т-Т – удлиненную или укороченную эвольвенту (рис. 3.5, а).

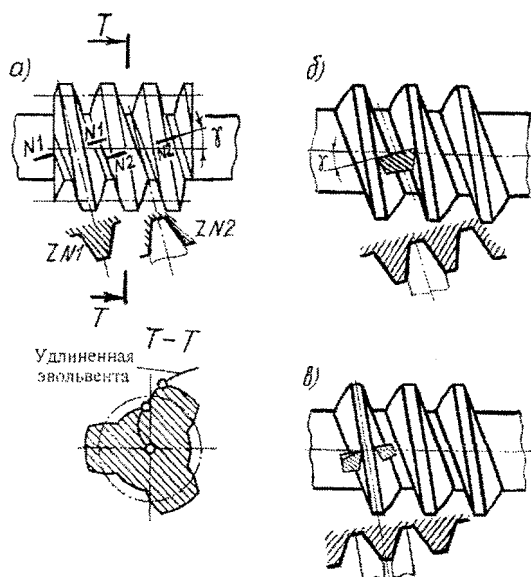


Рис. 3.5. Конволютный червяк ZN (а) и схемы установки резцов с прямолинейным профилем: б – двустороннего резца для нарезания витка червяка ZN2; в – односторонних резцов для нарезания витка червяка ZN1

Виток конволютного червяка ZN1 имеет прямолинейный профиль в сечении N1-N1, нормальном витку, и криволинейный (выпуклый) профиль в сечении N2-N2, нормальном впадине. Виток конволютного червяка ZN2 имеет криволинейный (выпуклый) профиль в сечении N1-N1, нормальном витку, и прямолинейный профиль в сечении N2-N2, нормальном впадине.

Установка двустороннего резца для нарезания витка червяка ZN2 с прямолинейным профилем в нормальном по впадине сечении N2-N2 показана на рис. 3.5, б. Однако нарезание червяков с большим делительным углом подъема γ линии витка одним двусторонним резцом не рекомендуется из-за неблагоприятных условий резания.

Установка односторонних резцов при нарезании витка червяка ZN1 с прямолинейным профилем в нормальном по витку сечении показана на рис. 3.5, в. Нарезание в данном случае, в отличие от нарезания червяка ZN2, выполняется раздельно для каждой стороны впадины.

Эвольвентный червяк ZJ имеет криволинейный (выпуклый) профиль витка в осевом сечении А-А (рис. 3.3), а в торцовом сечении Т-Т витки очерчены эвольвентой (рис. 3.6).

При нарезании эвольвентного червяка ZJ односторонние резцы, имеющие прямолинейный профиль, устанавливаются так, чтобы горизонтальная плоскость, проходящая через режущую кромку, была касательной к основному цилиндру диаметром d_b (рис. 3.6). Однако установка резцов со смещением от осевой плоскости червяка вследствие неблагоприятных условий резания при углах подъема линии витка более 5° не рекомендуется. Червяки с углом подъема линии витка больше 5° рекомендуется нарезать профильными резцами с криволинейным профилем в осевом или нормальном сечениях.

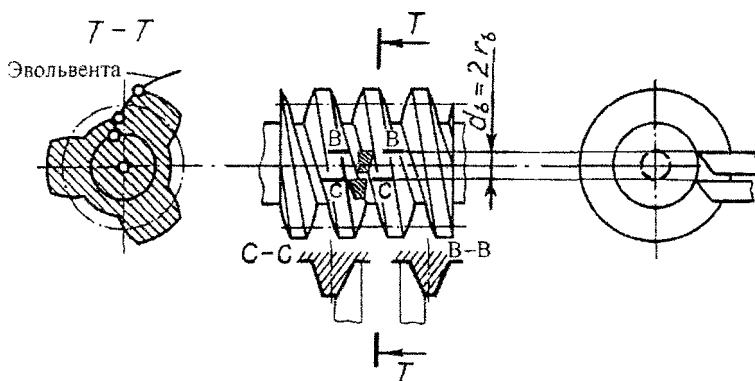


Рис. 3.6. Эвольвентный червяк ZJ и схема установки резцов для нарезания витков правого направления

Смещение резца от осевой плоскости при его установке подсчитывают по формуле

$$r_b = z_1 m / (2\pi g \alpha_b), \text{ где } r_b -$$

основной радиус червяка; z_1 – число заходов (витков) червяка; m – модуль; $\alpha_b = \gamma_b$ – профильный угол резца, равный основному углу подъема линии витка ($\cos \gamma_b = \cos 20^\circ \cdot \cos \gamma$), здесь γ – делительный угол подъема линии витка.

Нелинейчатый червяк ZT с вогнутым профилем витка обрабатывают инструментом с торовой рабочей поверхностью (рис. 3.7).

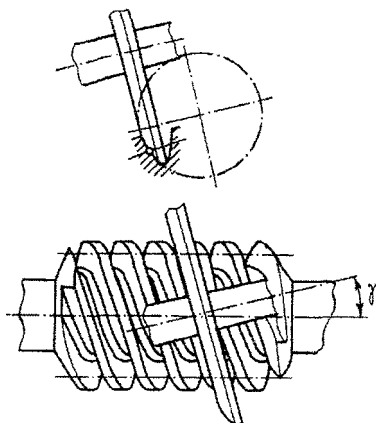


Рис. 3.7. Схема обработки нелинейчатого червяка ZT с вогнутым профилем витка

Передачи с нелинейчатыми червяками ZT отличает повышенная нагрузочная способность, так как они имеют большую поверхность контакта с зубьями червячных колес.

Шлифование цилиндрических червяков является финишной операцией обработки рабочих поверхностей витков, термообработанных до твердости 51HRC₃ и более.

Шлифование архимедовых червяков ZA производят тремя способами:

1. Шлифование дисковым шлифовальным кругом (рис. 3.8, а). Для получения точного профиля витка шлифуемого червяка правка шлифовального круга должна производиться по различным для каждого червяка кривым. Дисковым кругом с прямолинейной образующей конусной части шлифование можно выполнять только червяков 8...9-й степени точности ввиду значительных искажений профиля.

2. Шлифование чашечным конусным кругом с прямолинейной образующей конуса при получении приближенного профиля в пределах 8..9-й степени точности (рис. 3.8, б). В данном случае профиль витка ближе к архимедовой спирали, чем при шлифовании дисковым кругом. Для получения точного профиля шлифуемого червяка правку шлифовального круга необходимо осуществлять по кривой.

3. Шлифование пальцевым кругом, имеющим прямолинейный профиль (рис. 3.8, в), применяют для шлифования крупномодульных червяков с приближенным профилем 8..9-й степени точности.

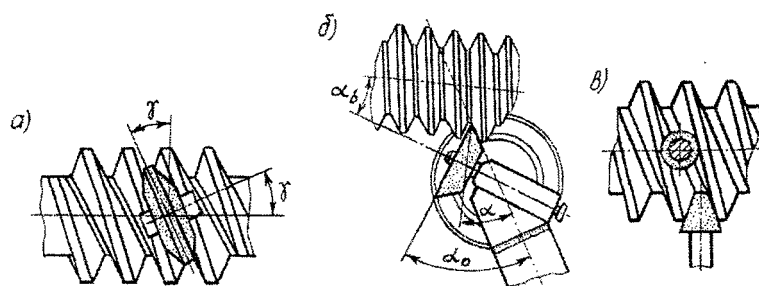


Рис. 3.8. Схемы установки шлифовальных кругов при шлифовании архимедовых червяков ZA: а – схема установки дискового круга при двустороннем шлифовании; б – схема установки чашечного круга; в – схема установки пальцевого круга

Шлифование конволютных червяков ZN конусными кругами с прямолинейными образующими на обычных резьбошлифовальных станках приводит к некоторому искривлению прямолинейного профиля витка и получению криволинейного профиля как у нелинейчатых червяков. Однако червячные фрезы для нарезания червячных колес шлифуют тем же способом, поэтому получают правильное зацепление.

Шлифование эвольвентных червяков ZJ производят дисковым кругом с прямолинейной образующей при одностороннем шлифовании витка (рис. 3.9, а) и чашечным конусным кругом (рис. 3.9, б). В последнем случае также шлифуется только одна сторона витка.

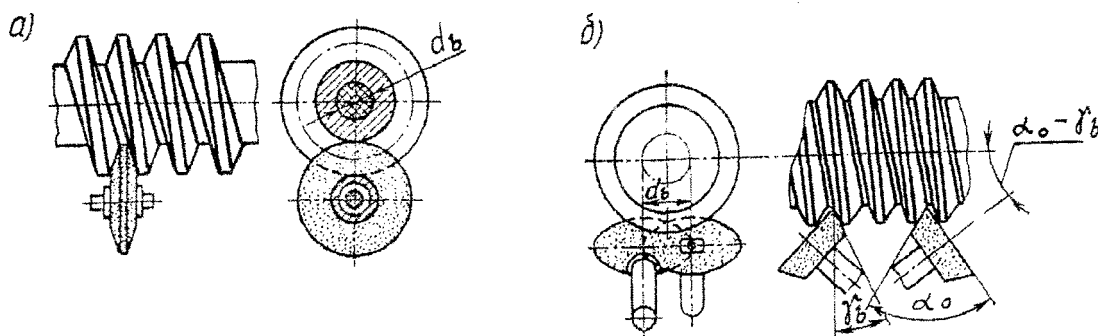


Рис. 3.9. Схемы установки шлифовальных кругов при шлифовании эвольвентных червяков ZJ:

а – схема установки дискового круга при шлифовании одной стороной;

б – схема установки чашечного круга; d_b – основной диаметр червяка;

γ_b – основной угол подъема линии витка

Шлифование нелинейчатых червяков ZT с вогнутым профилем витка производят кругом с торовой рабочей поверхностью (рис. 3.7).

Кроме выше рассмотренных червяков ZA, ZN, ZJ и ZT в последнее время широкое распространение получили **цилиндрические червяки ZK1 и ZK2, образованные конусом** (рис. 3.10).

Червяк ZK1 (рис. 3.10, а) обрабатывается дисковой фрезой с прямолинейным профилем, которая устанавливается таким образом, что средняя точка А фрезы располагается в осевой плоскости червяка, а ось вращения её наклоняется на угол, равный делительному углу подъема γ линии витка червяка.

Червяк ZK2 (рис. 3.10, б) обрабатывается пальцевой фрезой, ось вращения которой пересекается с осью червяка под прямым углом.

В осевом сечении А-А витки червяков ZK1 и ZK2 имеют криволинейный (выпуклый) профиль. Для данных червяков, термообработанных до твердости 51HRCэ и более, финишной операцией обработки рабочих поверхностей витков, как и для ранее рассмотренных червяков, является шлифование. Витки червяков ZK1 шлифуют дисковым кругом с одной или двумя конусными сторонами (рис. 3.8, а), а червяков ZK2 – пальцевым кругом (рис. 3.8, в).

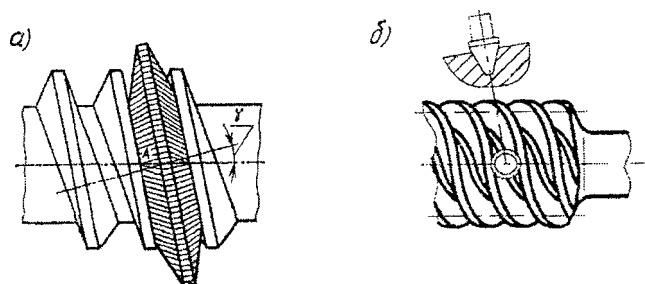


Рис. 3.10. Схема установки дисковой фрезы с прямолинейным профилем при нарезании червяка ZK1 (а) и пальцевой фрезы при нарезании червяка ZK2 (б)

Степень точности силовой червячной передачи выбирают согласно ГОСТ 3675-81 в

зависимости от скорости скольжения v_s витков червяка относительно зубьев колеса:

а) $v_s \leq 10$ м/с – степень точности 7 (червяк цементован и закален или только закален, шлифован и полирован; колесо нарезается шлифованными червячными фрезами); передачи при повышенных требованиях к габаритам;

б) $v_s \leq 5$ м/с – степень точности 8 (допускается червяк нешлифованный с твердостью поверхности витков $H_1 \leq 350$ НВ; колесо нарезается шлифованной червячной фрезой); требования к габаритам и точности – средние;

в) $v_s \leq 2$ м/с – степень точности 9 (червяк нешлифованный с $H_1 \leq 350$ НВ; колесо нарезается любым способом); передачи кратковременно работающие и с ручным приводом.

Для червячных передач с высокой кинематической точностью предусмотрены степени точности 5 и 6.

3.3. КОНСТРУКЦИИ ЧЕРВЯЧНЫХ КОЛЁС

Червячные колеса выполняют обычно составными (рис. 3.11): центр из стали или чугуна, венец – из бронзы (реже из латуни). При единичном и мелкосерийном производствах венец червячного колеса с наибольшим диаметром $d_{aM2} < 300$ мм соединяют с центром посадкой с натягом (рис. 3.11, а). При этом посадочная поверхность центра может выполняться с буртиком или без буртика. Предпочтение отдают конструкции без буртика, так как он, хотя и обеспечивает осевую фиксацию венца при сборке, но в то же время усложняет конструкцию центра. Отсутствие буртика может привести к некоторому смещению венца относительно центра, которое однако может быть устранено при последующей токарной обработке червячного колеса. Для предотвращения взаимного смещения венца и центра колеса в стыкуемые поверхности ввертывают винты и устанавливают круглые шпонки (см. рис. 4.3, а).

При наибольшем диаметре червячного колеса $d_{aM2} < 300 \dots 600$ мм допускается крепление венца к центру посредством болтов для отверстий из-под развертки (рис. 3.11, б).

В среднесерийном, крупносерийном и массовом производстве применяют червячные колеса с направленным венцом (рис. 3.11, в). Такое колесо изготавливают посредством заливки расплавленной бронзой предварительно нагретого центра, вставленного в форму. Для более надежного соединения наплавленного венца с центром на ободу последнего выполняют 4...6 углублений, пазов или выступов (рис. 3.11, в, вид В). После заливки венца и остывания червячного колеса выполняют механическую обработку и нарезание зубьев.

Червячные колеса со ступицей длиной $l_{cm} = (1,0 \dots 1,5)d$ и шпоночным пазом внутри отверстия ступицы (рис. 3.11, а, б) предназначены для соединения с валом посредством призматической шпонки (рис. 4.4, 4.6).

Широкое распространение получили конструкции червячных колес, выполненные заодно с полым тихоходным (выходным) валом (рис. 3.11, в). Роль полого вала выполняет удлинен-

ная ступица центра червячного колеса, установленная на двух конических роликоподшипниках. Внутри ступицы выполнены эвольвентные шлицы, которые располагаются в средней части ступицы (рис. 3.11, в) или с обеих ее сторон (рис. 4.3, а). Такие конструкции червячных колес позволяют передавать посредством шлицевого соединения механическую энергию одному или одновременно двум приводным валам без применения муфт.

Ориентировочные рекомендации по выбору размеров конструктивных элементов червячных колес (рис. 3.11):

$$\begin{array}{lll}
 S = 2m + 0,5b_2 \geq 10 \text{ мм}; & S_0 = 2m + 0,5b_2 \geq 10 \text{ мм}; & d_0 \geq 25 \text{ мм}; \\
 c = (0,2 \dots 0,35)b_2; & h = (0,15 \dots 0,2)b_2; & t = 0,8h; \\
 S_f \geq (1,0 \dots 1,2)m \geq 5 \text{ мм}; & d_{cm} = 1,6d - \text{чугун}; & f_3 = 0,5m. \\
 R_0 = (0,4 \dots 0,5)b_2; & d_{cm} = 1,55d - \text{сталь}; &
 \end{array}$$

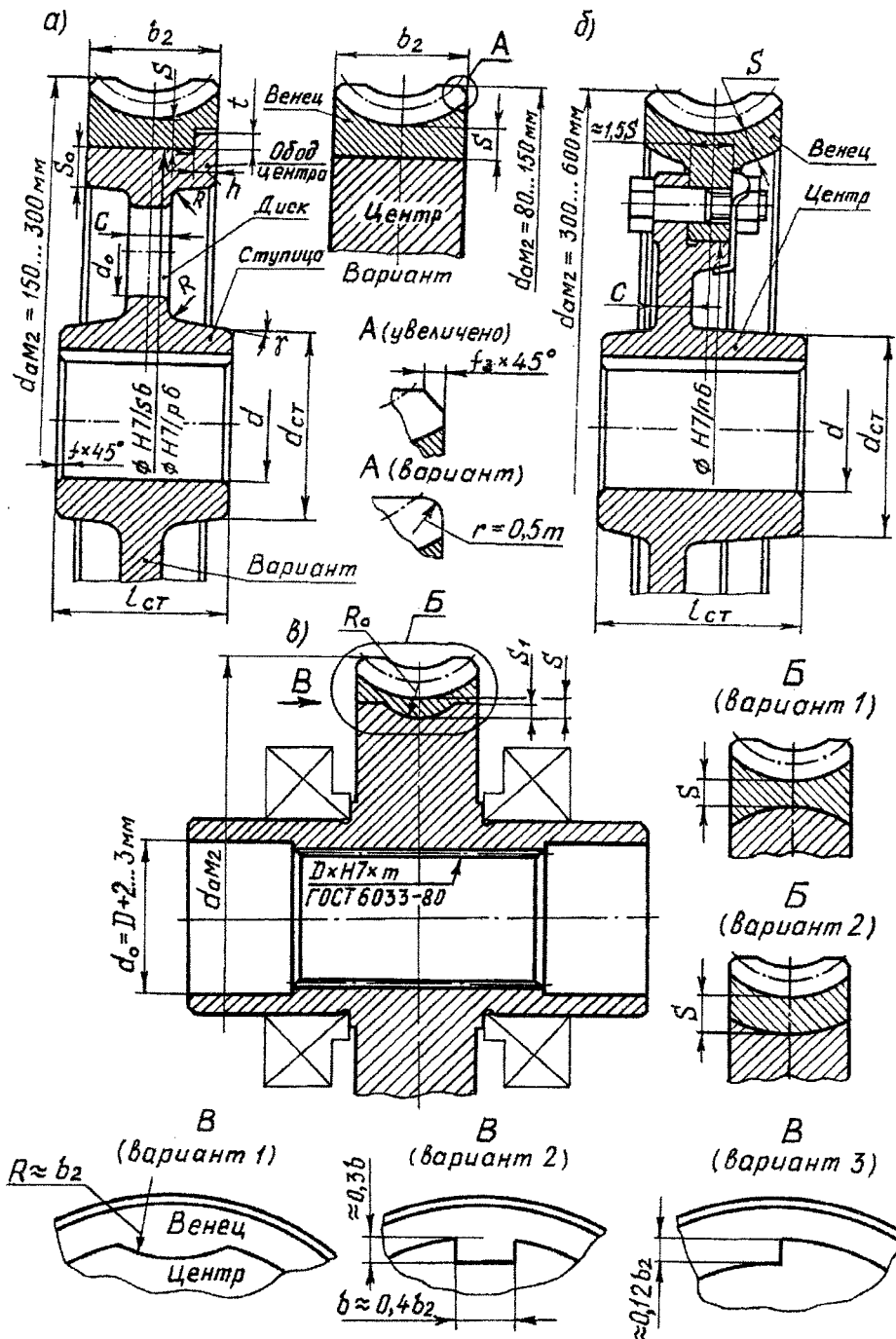


Рис. 3.11. Конструктивные исполнения червячных колес

3.4. МАТЕРИАЛЫ ЧЕРВЯКА И ЧЕРВЯЧНОГО КОЛЕСА

Изготовление червяка и червячного колеса из стали не обеспечивает достаточной износостойкости и сопротивления заеданию. Поэтому одну из деталей передачи выполняют из антифрикционного материала, хорошо сопротивляющегося заеданию и износу.

Для червяка характерны относительно малый диаметр и значительное расстояние между опорами. Поэтому жесткость и прочность червяка обеспечивают изготовлением его из стали. Поскольку при приработке червяк служит в качестве формообразующего элемента, прочность и твердость его поверхности должны быть выше соответствующих свойств зубьев колеса.

Материалы червяка делят на группы: 1) нетермообрабатываемые; 2) улучшаемые; 3) поверхностно-закаливаемые; 4) цементуемые под закалку; 5) подвергаемые азотированию и хромированию.

Наиболее применяемый материал – сталь 18ХГТ, твердость поверхности после цементации и закалки 56...63 HRCэ. Во всех случаях необходимо шлифование и полирование витков червяка.

Применение азотируемых сталей 38Х2МЮА, 38Х2Ю позволяет исключить шлифование червяка.

Улучшение червяки применяют в малонагруженных передачах (при мощности на червяке < 1 кВт).

Червяки без термообработки применяют лишь во вспомогательных малонагруженных передачах (обычно с ручным приводом).

Червячное колесо выполняют составным: венец – из антифрикционных, относительно дорогих и малопрочных материалов; центр – из стали, при небольших нагрузках – из чугуна.

Материал венца колеса:

а) при скорости скольжения $v_s \geq 5$ м/с – оловянные бронзы:

Бр010Н1Ф1 – при $v_s = 5...25$ м/с;

Бр010Ф1 – при $v_s = 5...12$ м/с;

Бр05Ц5С5 – при $v_s = 5...8$ м/с;

б) при $v_s = 2...5$ м/с – безоловянные бронзы БрА10Ж4Н4, БрА10ЖЗМц 1,5, БрА9ЖЗЛ;

в) при $v_s = 2...4$ м/с – латунь ЛАЖМц66-6-3-2;

г) при $v_s < 2$ м/с – мягкие серые чугуны СЧ15, СЧ20 (привод ручной).

3.5. ХАРАКТЕР И ПРИЧИНЫ ОТКАЗОВ ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ

Так как венец червячного колеса изготовляют из менее прочного материала, чем червяк, то выход из строя передачи, как правило, связан с повреждением зубьев колеса. Опыт эксплуатации червячных передач показал, что выход их из строя обусловлен в основном следующими причинами (в порядке убывания отказов):

1. **Износ зубьев колеса** ограничивает ресурс большинства червячных передач. Интенсивность износа увеличивается при загрязнении смазочного материала, неточном монтаже и повышенной шероховатости рабочих поверхностей витков червяка.

2. **Заедание** – микросварка сопряженных поверхностей зубьев колеса и витков червяка под нагрузкой при отсутствии разделяющего масляного слоя. Заедание ограничивает в первую очередь нагрузочную способность червячной передачи. Причина заедания – высокие скорости скольжения v_s контактирующих поверхностей и скольжение вдоль линий контакта. Особенно это характерно для средней части зуба (заштрихованная зона на рис. 3.12), где направление вектора v_s почти совпадает с направлением контактных линий и масляный слой в такой зоне образоваться не может. Всё это и создаёт условия для возникновения заедания. Заедание при твердых материалах венцов колес (безоловянные бронзы и латуни) приводят к образованию и последующему разрушению мостиков микросварки между контактируемыми поверхностями витков и зубьев колеса. Последние катастрофически изнашиваются и повреждаются частицами материала зубьев колеса, приварившимися к виткам червяка.

В случае применения мягких материалов венцов колес (оловянные бронзы) заедание проявляется в менее опасной форме, возникает перенос («намазывание») материала зубьев на рабочую поверхность витков червяка и передача продолжает работать ещё некоторое время, обусловленное интенсивностью изнашивания.

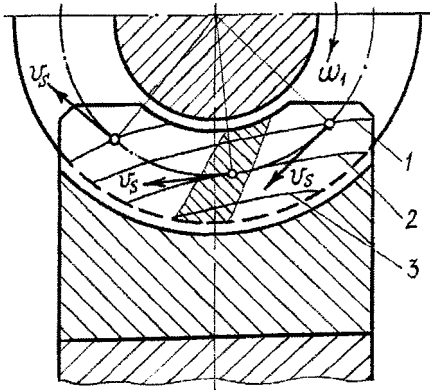


Рис. 3.12. Расположение контактных линий и вектора скорости скольжения v_s на зубе колеса:
1, 2, 3... - линии контакта витков червяка и зубьев колеса в процессе зацепления

3. Усталостное выкрашивание активных поверхностей зубьев колес наиболее опасно для венцов из оловянных бронз. Причина этого отказа – контактные напряжения, превышающие предел выносливости оловянной бронзы для данного числа циклов нагружения.

4. Усталостная поломка зубьев колеса происходит в результате значительного их износа.

5. Пластические деформации активных поверхностей зубьев колеса наблюдаются при действии пиковой нагрузки (при кратковременной перегрузке передачи).

6. Статическая поломка зуба колеса возможна при изгибе пиковой нагрузкой (при кратковременной перегрузке передачи), однако данный отказ встречается наиболее редко.

7. Нагрев масла в картере корпуса до температуры, превышающей предельную, приводит к потере им защитных свойств и опасности заедания. Перегрев масла исключают выполнением теплового расчета и, при необходимости, предусматривают отвод избыточной теплоты (оребрение корпуса, искусственное охлаждение, например, обдув корпуса воздухом с помощью вентилятора и т.п.).

3.6. КРИТЕРИИ РАБОТОСПОСОБНОСТИ И РАСЧЕТ ЧЕРВЯЧНОЙ ПЕРЕДАЧИ

Расчет червячной передачи проводят только для зубьев червячного колеса, так как витки червяка по форме и материалу значительно прочнее зубьев колеса (при этом индекс «2», который относится к колесу, в обозначениях напряжений обычно не указывают).

Заедание, интенсивность износа и усталостное выкрашивание зависят от контактных напряжений σ_H . Поэтому расчет по контактным напряжениям по условию

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

для червячных передач является основным. Он проводится для длительной работы передачи с номинальной нагрузкой и обеспечивает выполнение определяющих условий: а) для оловянных бронз – сопротивление контактной усталости; б) для безоловянных бронз, латуни и чугунов – сопротивление заеданию и усиленному износу. Причину выхода передачи из строя при основном расчете по контактным напряжениям учитывают при выборе допускаемых напряжений $[\sigma_H]$.

Расчет по напряжениям изгиба σ_F с целью исключения усталостной поломки зуба колеса при изгибе по условию

$$\sigma_F \leq [\sigma_F]$$

проводится при этом как проверочный. Как и основной расчет, он выполняется для длительной работы передачи с номинальной нагрузкой. В большинстве случаев напряжения изгиба σ_F не определяют размеры передачи и являются значимыми только при больших числах зубьев колес ($z_2 > 90$).

Дополнительно проводится расчет на статическую прочность зубьев колеса при действии пиковой нагрузки (при кратковременной перегрузке передачи), не учитываемой в основном расчете:

1) на контактную прочность активных поверхностей зубьев по условию

$$\sigma_{H \max} \leq [\sigma_{H \max}]$$

с целью предотвращения пластических деформаций;

2) на изгибную прочность зуба по условию

$$\sigma_{F \max} \leq [\sigma_{F \max}]$$

с целью исключения его статической поломки.

Тепловой расчет червячной передачи по условию

$$t \leq [t]$$

исключает нагрев масла в корпусе до температуры t , превышающей допустимую $[t]$.

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 пояса 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*).

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.

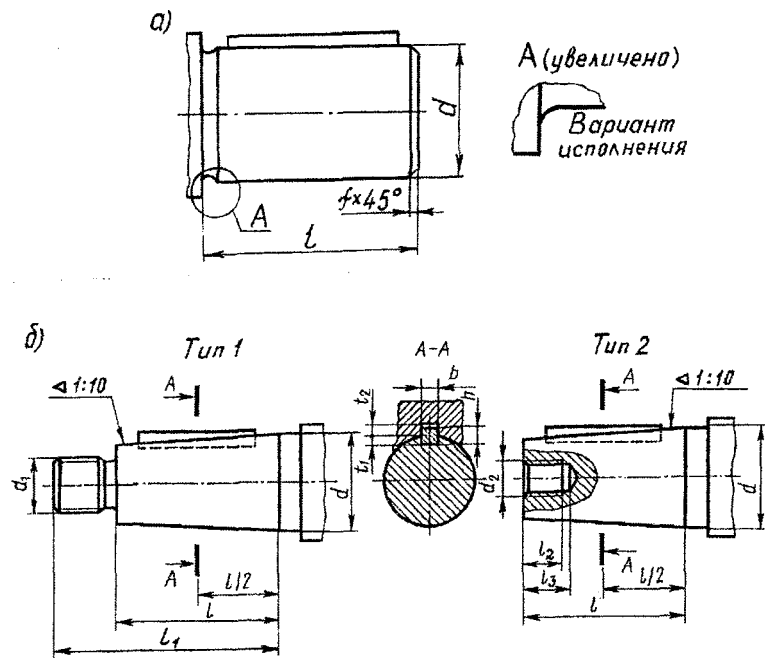


Рис. 4.1. Конструктивное исполнение концов валов:
a – концы валов цилиндрические; *б* – концы валов конические с конусностью 1:10

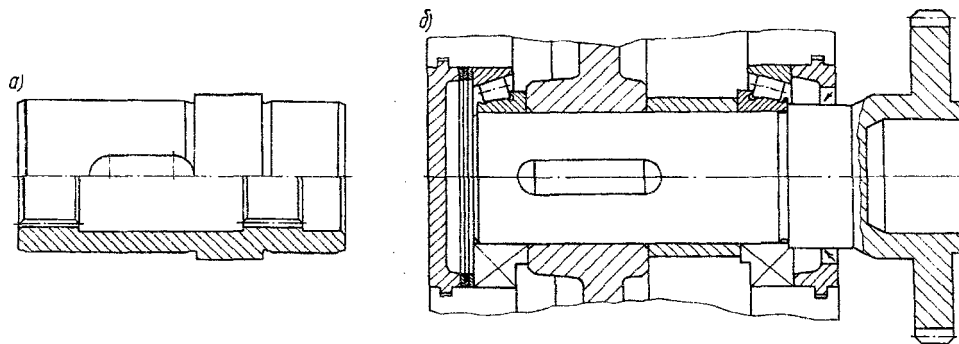


Рис. 4.2. Варианты конструктивного исполнения тихоходных (выходных) валов:
a – полый вал с внутренними шлицами; *б* – исполнение с венцом зубчатой муфты

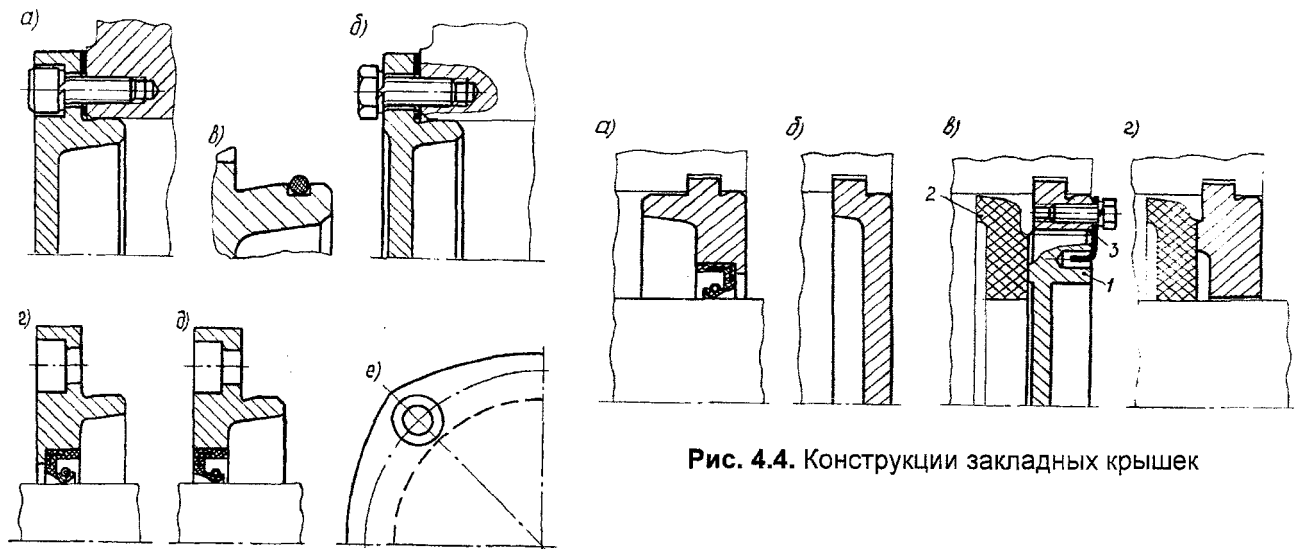


Рис. 4.4. Конструкции закладных крышек

Рис. 4.3. Конструкции привертных крышек

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.

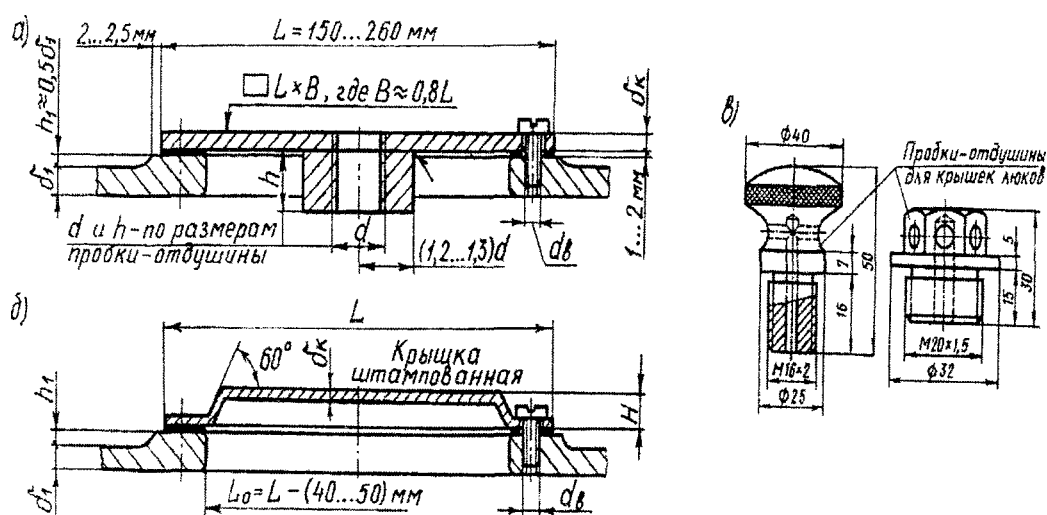


Рис. 4.5. Крышки смотровых люков (а, б) и пробки отдушины (в)

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).

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).

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 рымболты (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 более удобным является использование специального переходного штуцера 1 (рис. 4.7, б).

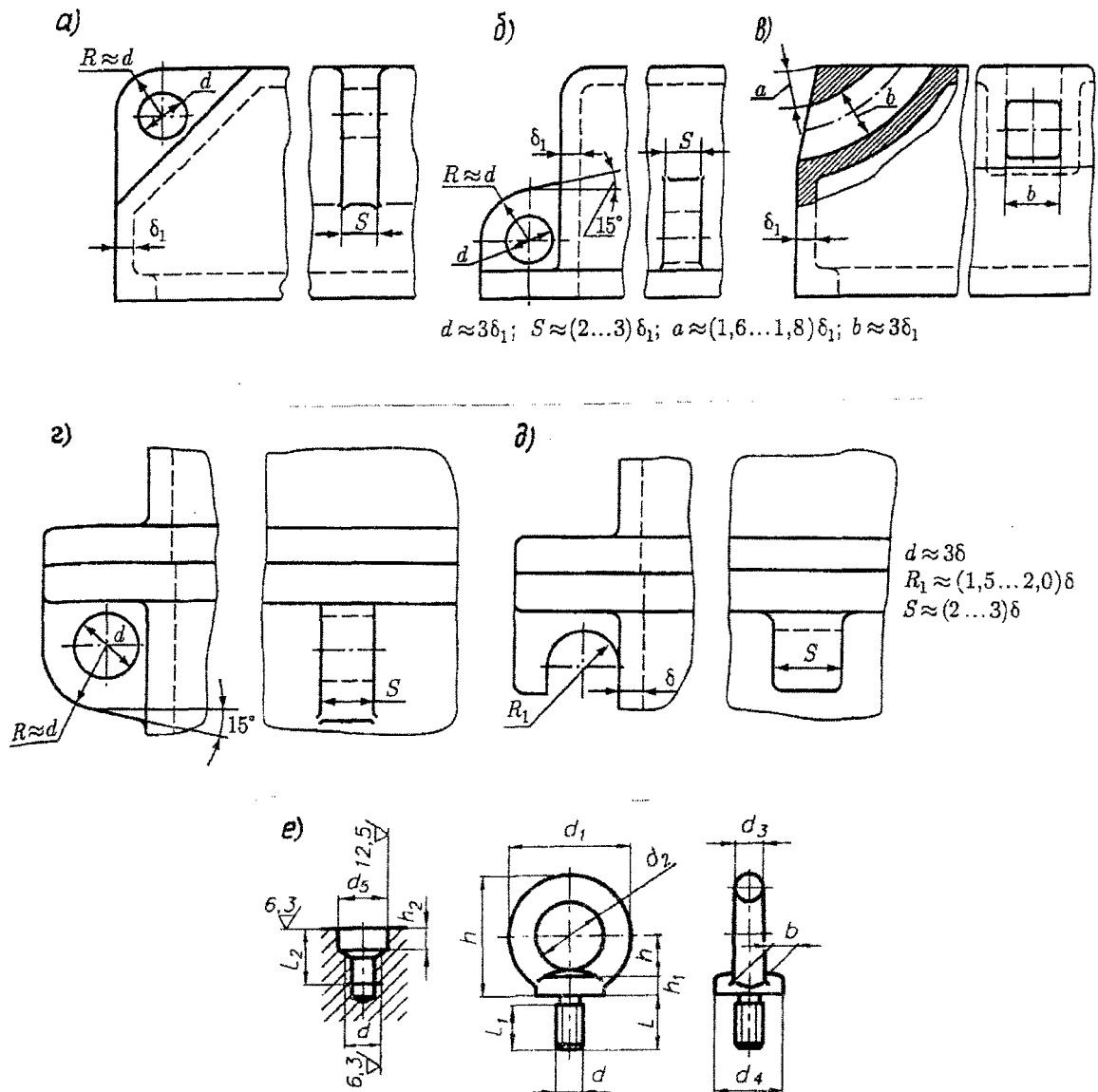


Рис. 4.6. Устройства для подъема и транспортирования корпусных деталей и редуктора в сборе:
 а...в – проушины крышки; г...д – проушины корпуса редуктора; е – рым-болт

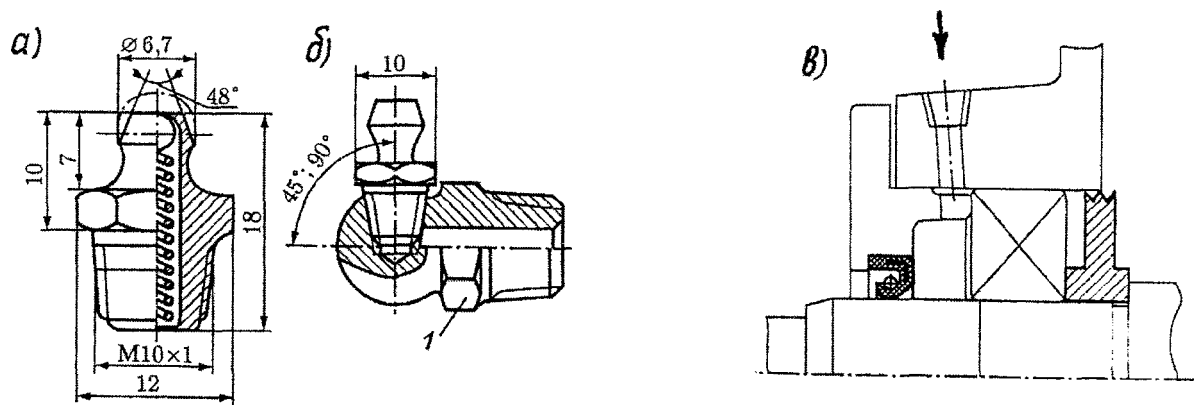


Рис. 4.7. Пресс-масленки:
 а, б – пресс-масленки (1 – переходной штуцер);
 в – место установки пресс-масленки (показано стрелкой)

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.

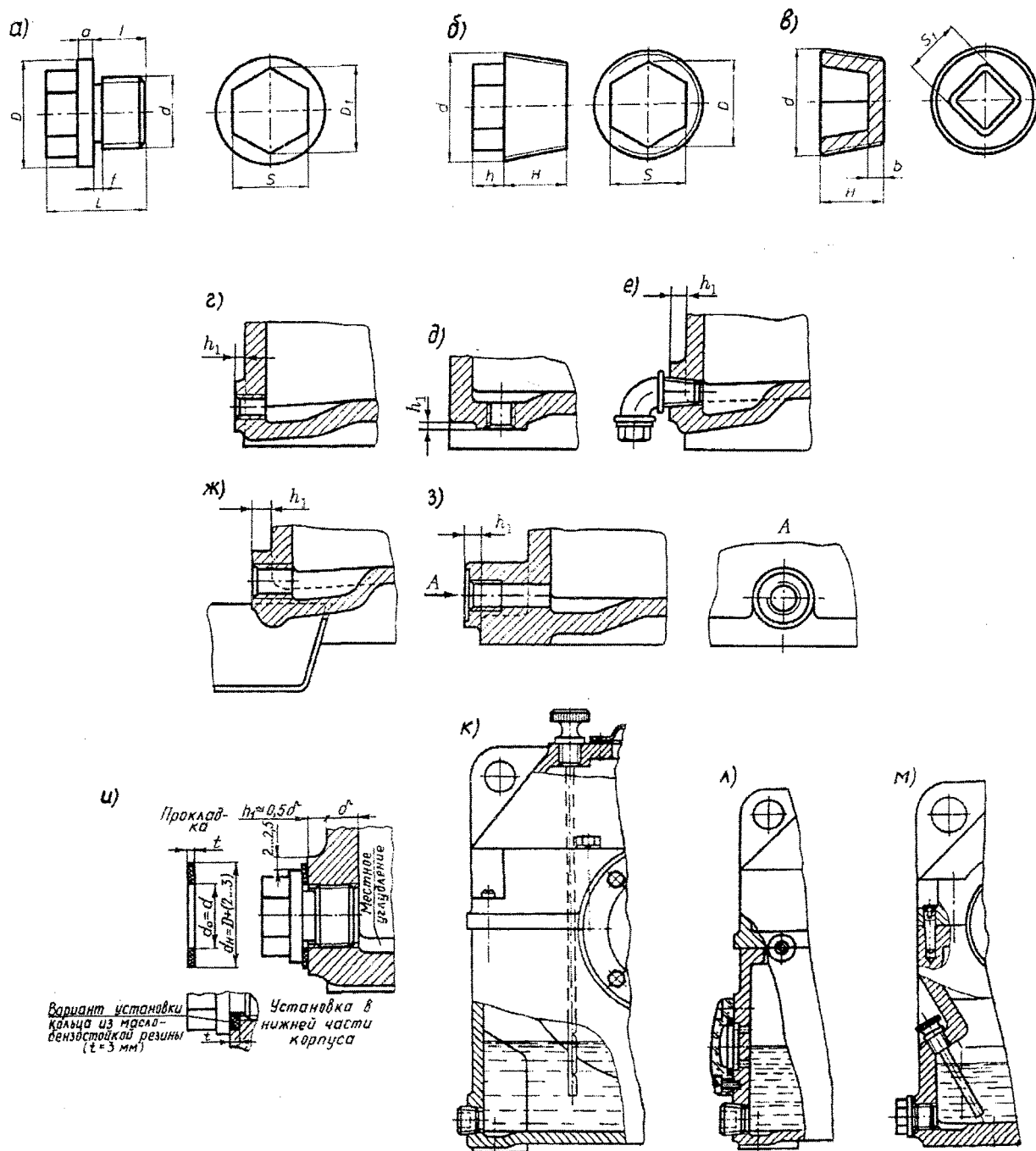


Рис. 4.8. Пробки:

а – 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

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 лапедредукторе, 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).

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.

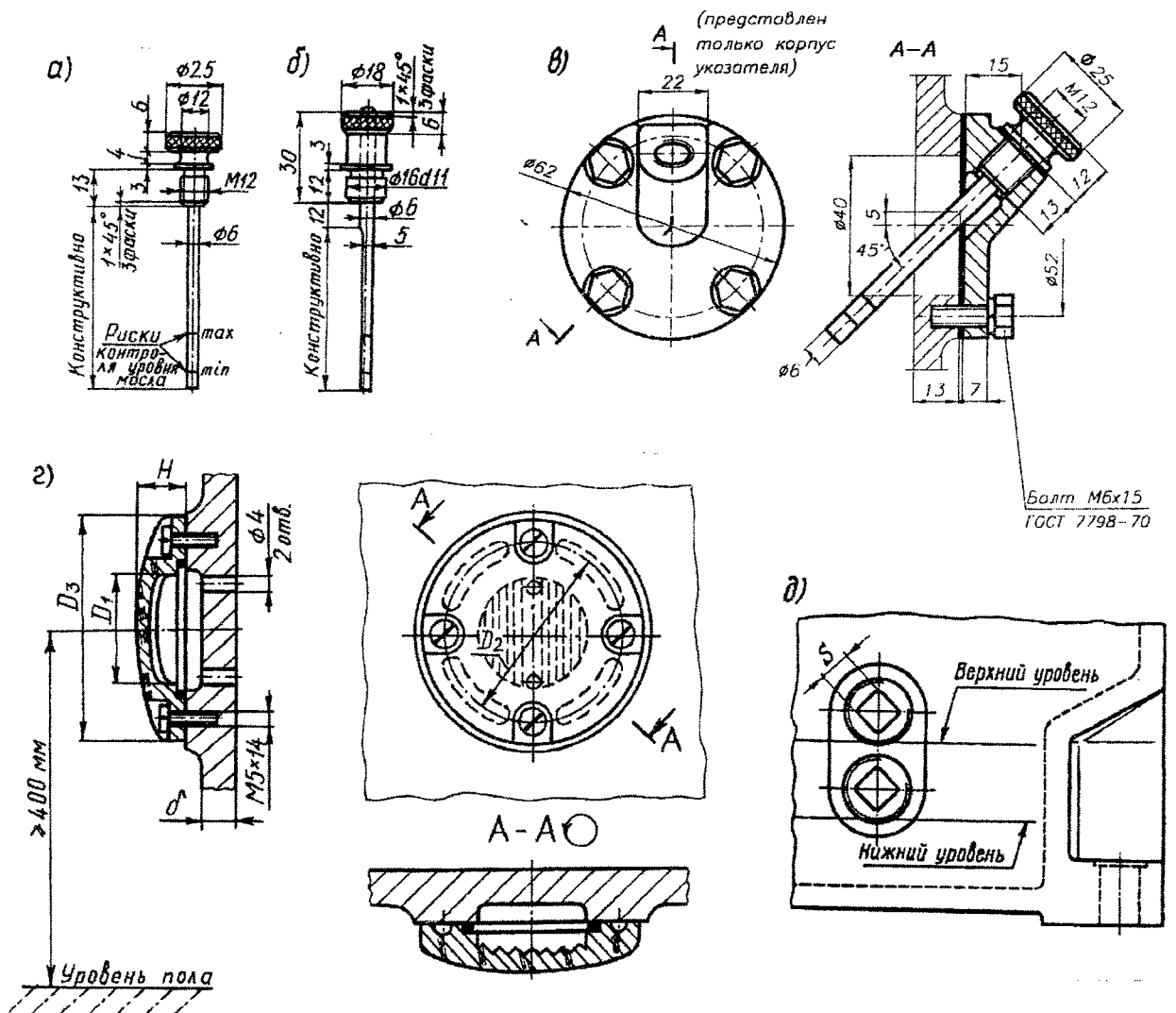


Рис. 4.9. Маслоуказатели:

- а, б – маслоуказатели жезловые (щупы); в – жезловый 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 защита 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 $0,05...0,1 Н/мм^2$ (МПа). В условиях повышенных перепадов давления до $0,3 Н/мм^2$ 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 ($\geq 45HRC_3$).

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 $6 м/с$.

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 маслосащитной 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.

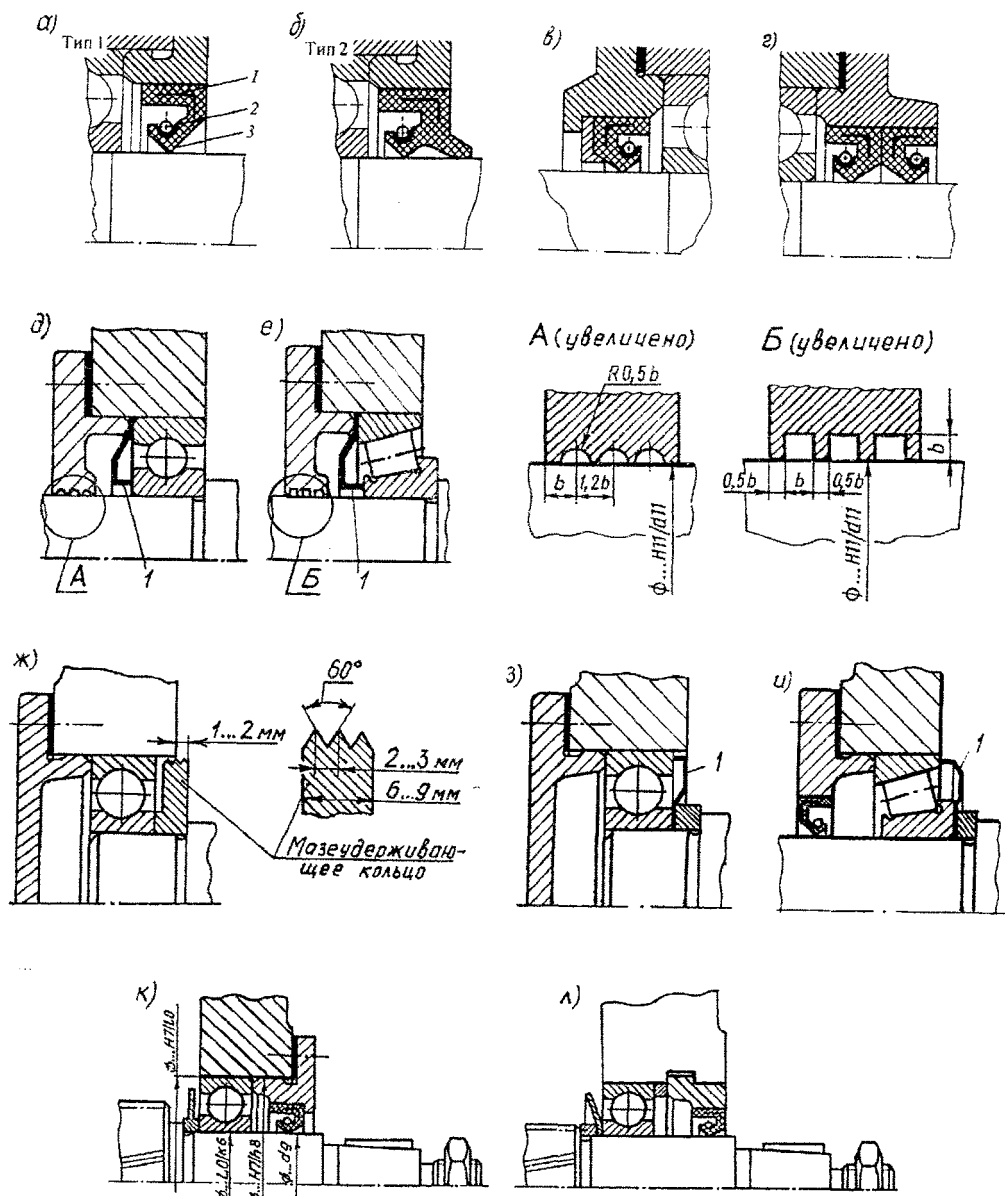


Рис. 4.10. Уплотнительные устройства:
а ... е – внешние уплотнения; ж... л – внутренние уплотнения

5. ПРИМЕРЫ КОНСТРУКЦИЙ РЕДУКТОРОВ НА БАЗЕ ЧЕРВЯЧНОЙ ПЕРЕДАЧИ

Редукторы на базе червячной передачи выполняют одноступенчатыми и комбинированными (в основном двухступенчатыми), содержащими дополнительную цилиндрическую передачу.

5.1. УНИВЕРСАЛЬНЫЙ ОДНОСТУПЕНЧАТЫЙ ЧЕРВЯЧНЫЙ РЕДУКТОР ТИПА 2Ч

Универсальный одноступенчатый червячный редуктор типа 2Ч (рис. 5.1) получил в настоящее время наибольшее распространение.

В неразъемном оребренном корпусе 1, отлитом из алюминиевого сплава, установлены вал-червяк 2 и червячное колесо 3. Привертные крышки 4 служат корпусами подшипников тихоходного (выходного) вала. Корпус закрыт съемной крышкой 5, отлитой из алюминиевого сплава. Параллельно оси вала колеса в корпусе имеется четыре прилива со сквозными отверстиями для крепления лап 6 шпильками 7. Одинаковые расстояния между осями отверстий в приливах позволяет при помощи одних и тех же лап менять пространственное положение редукторов в соответствии с вариантами расположения червячной пары (рис. 5.2). Редуктор может применяться как с лапами, так и без лап. Лапы изготавливаются из прокатной неравнобокой угловой стали и крепятся к редуктору шпильками, проходящими через сквозное отверстие в корпусе.

Червячный вал изготовлен из легированной стали; витки червяка подвергаются поверхностному упрочнению до твердости 50...55 HRC_s с последующим шлифованием и полированием. Венец червячного колеса изготовлен из оловянно-фосфористой бронзы и залит на центр с удлиненной ступницей из углеродистой стали, которая выполняет одновременно роль полого вала с внутренними шлицами.

В зависимости от расположения червячной пары в пространстве при эксплуатации редуктор может выполняться по одному из вариантов, представленных на рис. 5.2. На рис. 5.2 редукторы должны рассматриваться в вертикальной плоскости. В варианте расположения 4 лапы устанавливаются так же, как в варианте расположения 1.

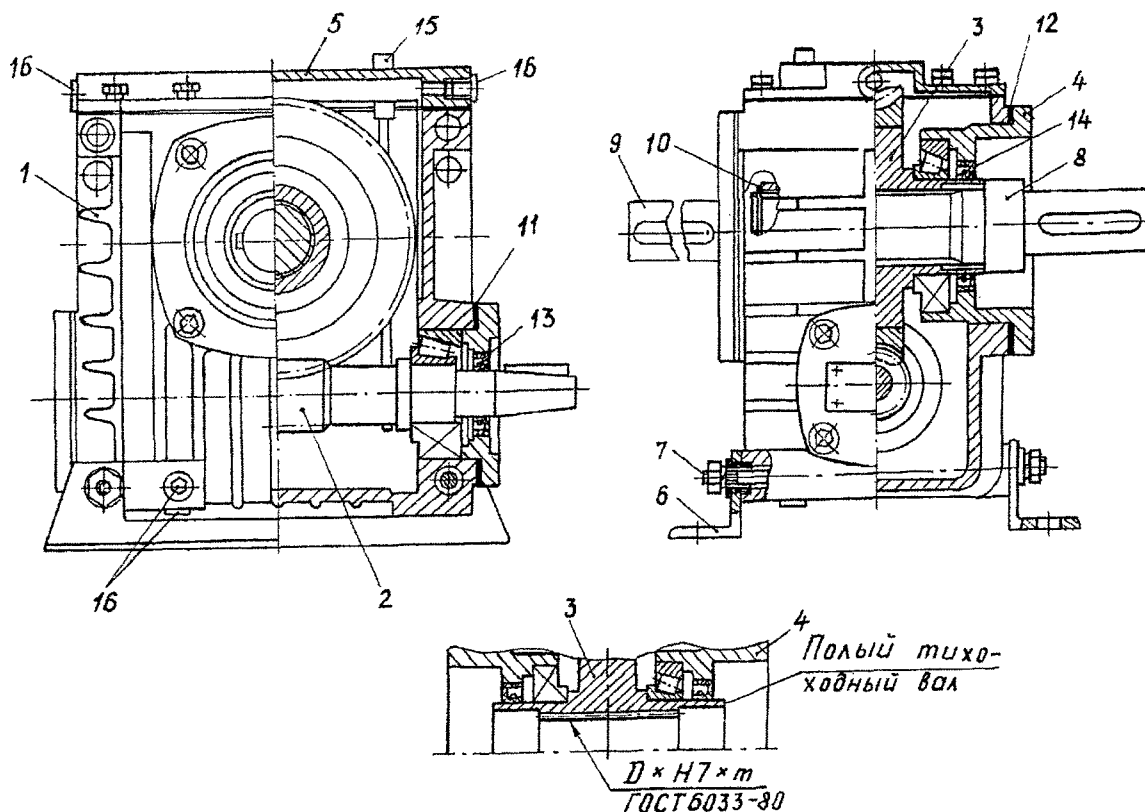


Рис. 5.1. Универсальный одноступенчатый червячный редуктор типа 2Ч

Выходной конец быстроходного червячного вала 2 выполняется коническим, тихоходного – цилиндрическим. Тихоходный вал может быть одноконцевым 8 и двухконцевым 9 (рис. 5.1). Он соединяется со ступицей центра червячного колеса при помощи эвольвентных шлицев и фиксируется от осевого смещения плоским упорным пружинным кольцом 10. Центрирование тихоходного вала осуществляется по наружному диаметру шлицев. Редуктор может использоваться без тихоходного вала сплошного сечения. В последнем случае функцию полого тихоходного вала с внутренними шлицами выполняет ступица центра червячного колеса.

Валы редуктора смонтированы на конических роликоподшипниках, установленных по схеме враспор. Регулирование подшипников валов червяка и колеса осуществляется набором металлических прокладок, соответственно 11 и 12, установленных между крышками и корпусом. Допускаемые пределы осевых зазоров для червячного вала и вала колеса, например для редуктора 2Ч-80, установленных на конических роликоподшипниках соответственно 7606Н и 7210НА, принимают в диапазоне 0,04...0,07 мкм (для червячного вала) и 0,05...0,10 (для вала колеса).

Выходные концы валов уплотнены резиновыми армированными манжетами 13 и 14 (тип 1, ГОСТ 9752-79).

Охлаждение редуктора естественное.

Смазка передачи картерная непроточная. Подшипники вала червяка для варианта расположения «червяк под колесом» смазываются погружением в масляную ванну; подшипники червяка для варианта расположения «червяк над колесом» и подшипника вала колеса смазываются разбрызгиванием. Контроль уровня масла производится жезловым маслоуказателем (щупом) 15, одновременно выполняющим роль отдушины. Масло заливается через резьбовое отверстие под маслоуказатель, а сливается через резьбовое отверстие 16 в нижней части корпуса.

В зависимости от изменения расположения редуктора в пространстве меняется расположение маслоуказателя 15 и одной из пробок 16, предусмотренных с каждой стороны корпуса.

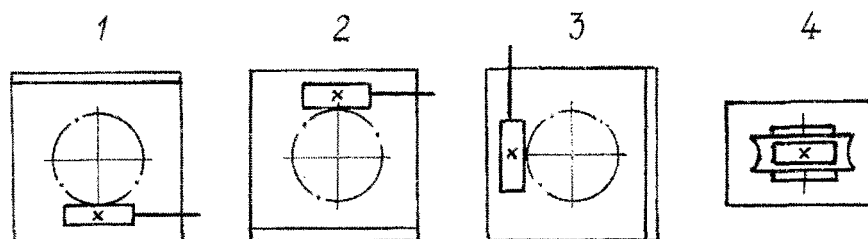


Рис. 5.2. Варианты расположения червячной пары в универсальном одноступенчатом червячном редукторе типа 2Ч:
1 – червяк под колесом; 2 – червяк над колесом;
3 – вал-червяк вертикальный; 4 – вал червячного колеса вертикальный

5.2. ОДНОСТУПЕНЧАТЫЙ ЧЕРВЯЧНЫЙ РЕДУКТОР СПЕЦИАЛЬНОГО НАЗНАЧЕНИЯ С ПОЛЫМ ТИХОХОДНЫМ ВАЛОМ

Для привода одного или одновременно двух вертикальных приводных валов используют одноступенчатый червячный редуктор с полым тихоходным валом, установленным вертикально, и боковым расположением червяка относительно червячного колеса (рис. 5.3, а).

Центр червячного колеса приварен к полый ступице, в которой с обеих сторон выполнены внутренние шлицы.

Червяк установлен на подшипниках качения. Опора, состоящая из двух конических роликоподшипников, фиксирует осевое положение червячного вала и воспринимает осевые нагрузки, вторая опора – плавающая с использованием шарикового радиального однорядного подшипника. Подшипники обеих опор установлены в стаканах одинаковых размеров, что позволяет, при необходимости, менять местами местоположение отверстий для установки стаканов при использовании корпуса с верхним расположением лап (рис. 5.3, б).

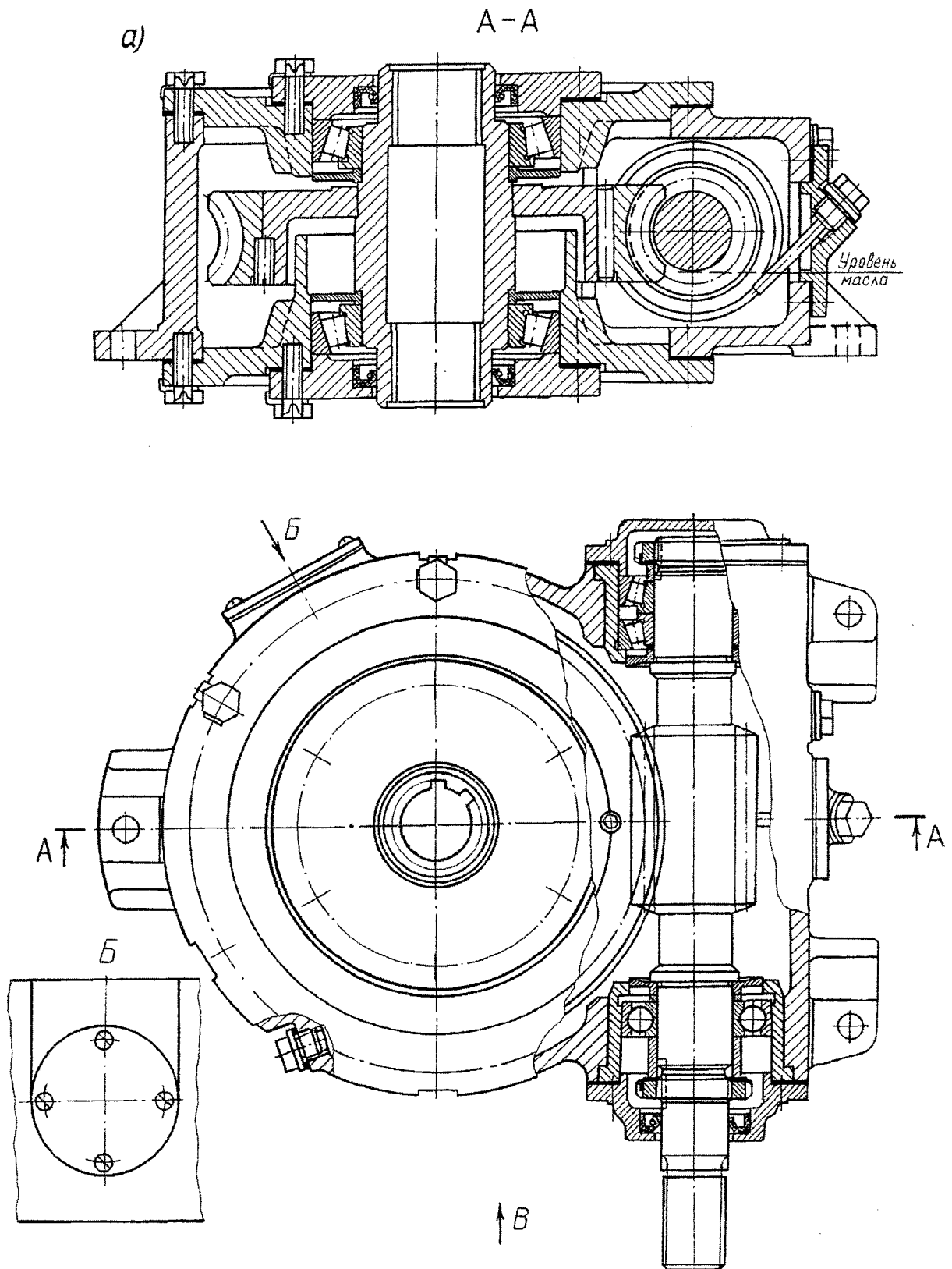


Рис. 5.3. Одноступенчатый червячный редуктор специального назначения с полым тихоходным валом

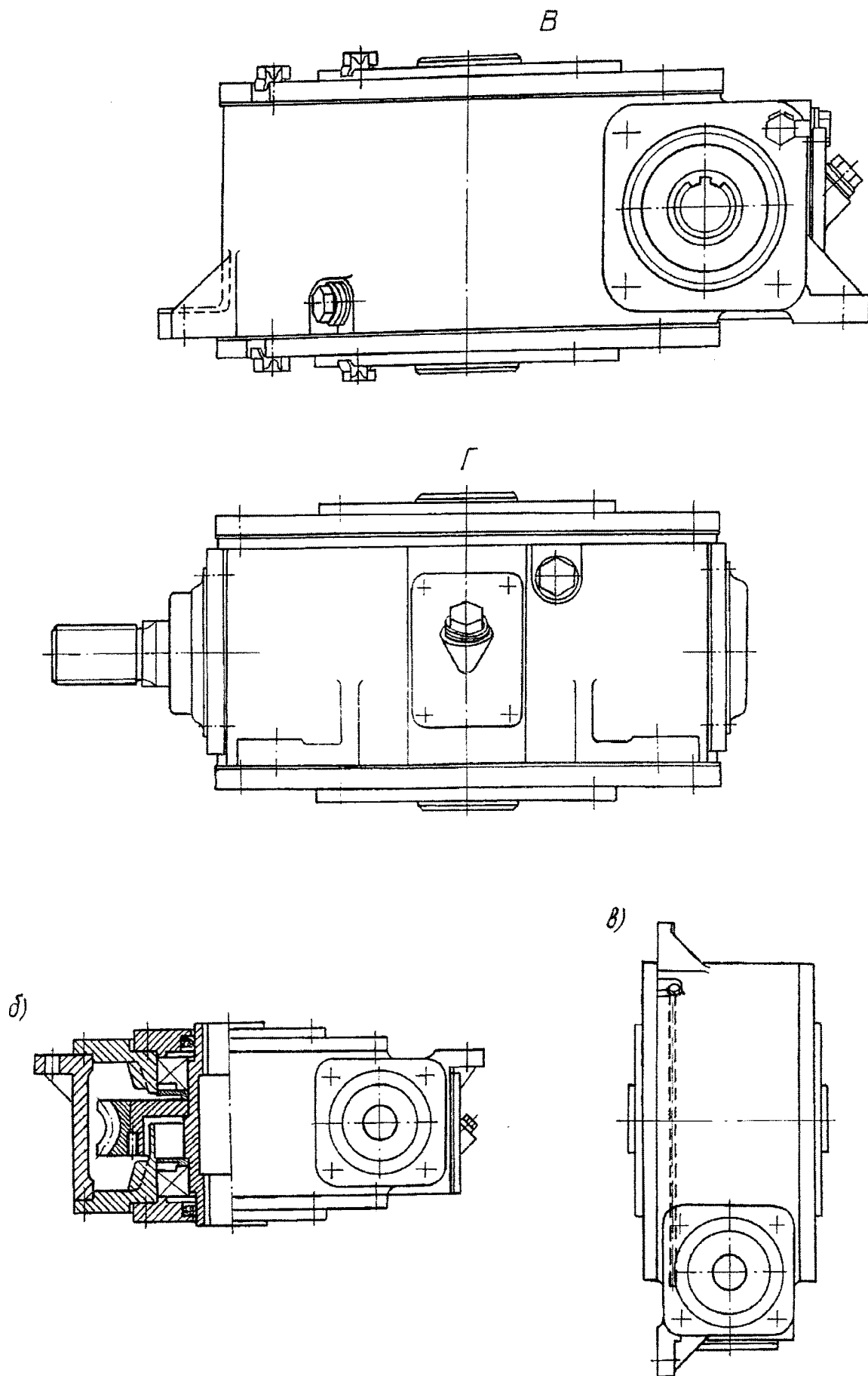


Рис. 5.3 (продолжение)

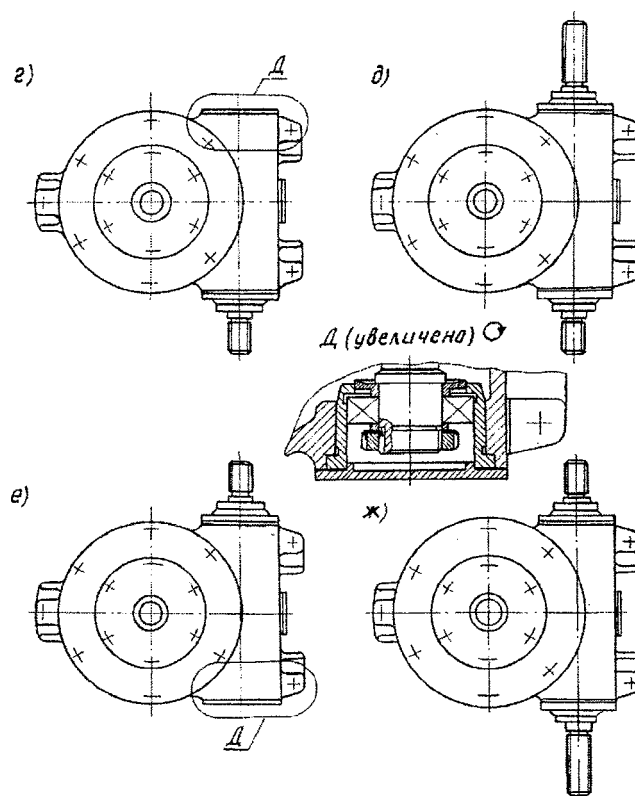


Рис. 5.3 (продолжение)

Регулирование подшипников фиксирующей опоры червячного вала производится набором металлических прокладок, устанавливаемых между глухой привертной крышкой и корпусом.

Полый тихоходный вал смонтирован на двух конических роликоподшипниках, установленных по схеме враспор. Регулирование подшипников производится набором металлических прокладок, установленных между фланцами привертных подшипниковых крышек и крышками, которые служат корпусами для этих подшипников.

Смазывание передачи обеспечивается за счет окунания червяка в масло на высоту витка. Для защиты подшипников червячного вала от избытка масла, направляемого в сторону опор винтовой нарезкой червяка, подшипники со стороны внутренней полости корпуса защищены маслосащитными шайбами. Удлиненные ступицы этих шайб перекрывают канавки перед буртиками вала и обеспечивают их точное центрирование. Подшипники полого тихоходного вала смазываются пластичной смазкой и снабжены внутренними уплотнениями в виде магнеудерживающих колец.

Контроль уровня масла, залитого в корпус, производится жезловым маслоуказателем (щупом), установленным в собственном корпусе. Масло заливается в редуктор через резьбовое отверстие под маслоуказатель, а сливается через резьбовое отверстие в нижней части корпуса, закрываемое маслосливной пробкой с цилиндрической резьбой.

Масло, залитое в корпус, не должно заливать нижний подшипник полого тихоходного вала. Для этой цели цилиндрическая часть нижней крышки, в которой установлен данный подшипник, выполнена удлиненной, что позволяет ей возвышаться над поверхностью масла в масляной ванне.

Для контроля состояния редуктора в эксплуатации на боковой поверхности корпуса предусмотрено смотровое окно, закрываемое крышкой круглой формы (см. вид Б на рис. 5.3, а). Такое расположение смотрового окна удобно для выполнения регулировки, так как проверка пятна контакта на зубьях колеса возможна только при наблюдении сбоку.

При эксплуатации редуктора червячная пара может располагаться в пространстве по варианту «червяк под колесом» (рис. 5.3, в). В данном случае меняется расположение маслоуказателя и маслосливной пробки.

Конструкция редуктора предусматривает исполнение червячного вала одно- и двухконцевым с концевыми участками различной длины (рис. 5.3, г...ж).

5.3. ОДНОСТУПЕНЧАТЫЙ ЧЕРВЯЧНЫЙ РЕДУКТОР С ИСКУССТВЕННЫМ ОХЛАЖДЕНИЕМ

Одноступенчатые редукторы, показанные на рис. 5.1 и 5.3, имеют естественное охлаждение. Кроме этого, в редукторе 2Ч (рис. 5.1) отводу теплоты способствуют ребра корпуса. Однако в ряде случаев даже оребрение корпуса не обеспечивает достаточный отвод избыточной теплоты, что приводит к нагреву масла сверх допустимой температуры.

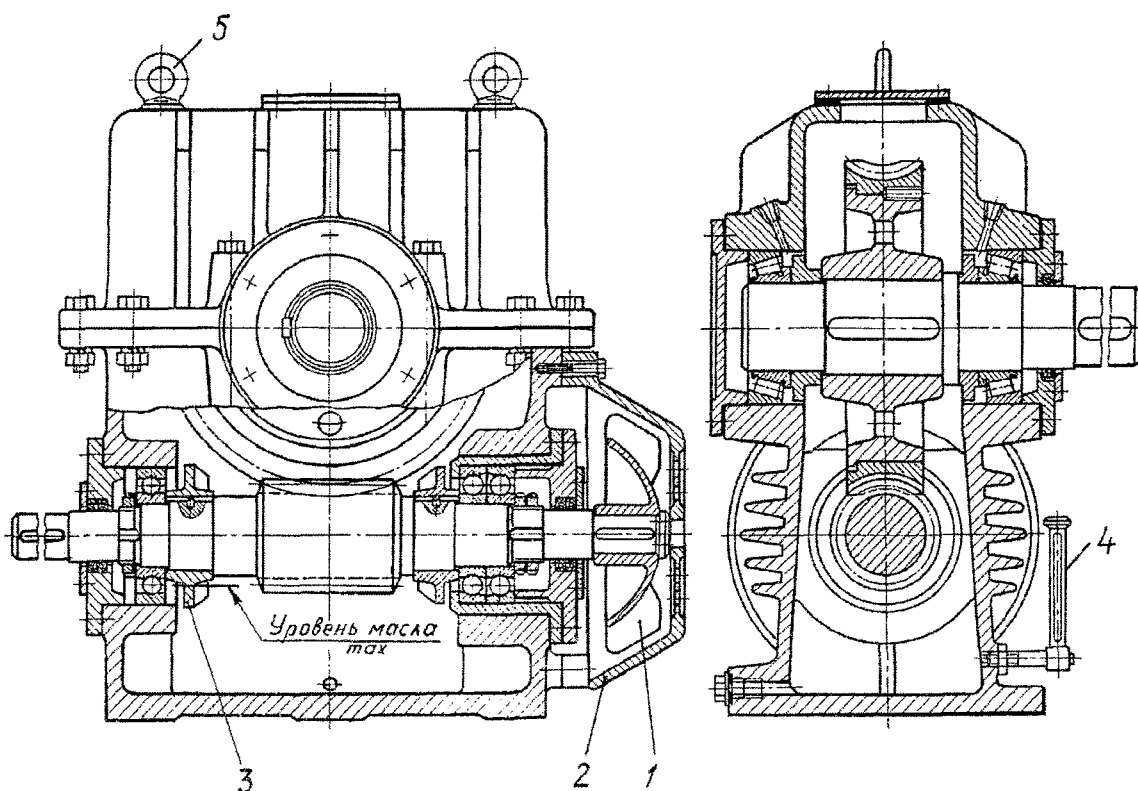


Рис. 5.4. Одноступенчатый червячный редуктор с искусственным охлаждением

Смазочные свойства масла в таких условиях резко ухудшаются и возникает опасность заедания передачи, в результате чего она выходит из строя. В таких конструкциях редукторов предусматривают искусственное охлаждение – обдув поверхности корпуса с помощью вентилятора (рис. 5.4). В конструкции одноступенчатого червячного редуктора (рис. 5.4) вентилятор 1 установлен на червячном валу и закрыт кожухом 2. Особенно эффективно воздушное охлаждение с помощью вентилятора при расположении червяка под червячным колесом, так как в этом случае воздушный поток охлаждает масляную ванну. Ребра корпуса при искусственном обдуве располагают вдоль направления потока воздуха от вентилятора, обычно горизонтально.

Как уже указывалось ранее, смазывание червячной передачи осуществляют обычно окунаем червяка или колеса в масляную ванну. При нижнем расположении червяка под колесом желательно, чтобы уровень масла не превышал центра нижнего тела качения подшипника, а червяк был погружен в масло примерно на высоту витка. Если уровень масла устанавливается по подшипникам и червяк оказывается погруженным не на всю высоту витка или совсем не окунается в масло, то на валу червяка устанавливают разбрызгиватели. Именно такой вариант смазывания червячной передачи и предусмотрен в конструкции редуктора на рис. 5.4. Здесь разбрызгиватели 3 установлены на валу червяка, при вращении которого за счет разбрызгивания и обеспечивается смазывание передачи. При этом подшипники червячного вала смазываются тем же маслом, что и передача. Подшипники же вала червячного колеса смазываются пластичной смазкой. Для того, чтобы разогретый смазочный материал не вытекал из подшипниковых узлов, оба подшипника вала колеса изоли-

рованы от внутренней полости корпуса внутренними уплотнениями в виде мазеудерживающих колец. Для подачи пластичной смазки внутрь подшипниковой камеры в приливах подшипниковых гнезд устанавливаются пресс-масленки (на рис. 5.4 показаны отверстия с конической резьбой для ввинчивания пресс-масленок; конструкция пресс-масленки показана на рис. 4.7, а). Смазочный материал подают под давлением специальным шприцем.

Залив масла в корпус редуктора (рис. 5.4) производится через люк в верхней части, который закрыт крышкой. По причине небольшого объема редуктора установка отдушины в крышке люка не предусмотрена.

Для контроля уровня масла, заливаемого в корпус, в редукторе установлен трубчатый маслоуказатель 4. Однако маслоуказатели данной конструкции в настоящее время не рекомендуются к применению, так как при транспортировании они легко повреждаются.

Слив масла производится через сливное отверстие в нижней части корпуса, выполненное в специальном приливе лапы. Сливное отверстие закрыто пробкой с цилиндрической резьбой.

Для подъема и транспортирования редуктора в сборе в крышке корпуса установлены два рым-болта 5.

5.4. КОМБИНИРОВАННЫЕ РЕДУКТОРЫ НА БАЗЕ ЧЕРВЯЧНОЙ ПЕРЕДАЧИ

Кроме одноступенчатых червячных редукторов, в механических приводах находят применение комбинированные редукторы (рис. 5.5). Особенностью их конструкции является наличие, кроме червячной передачи, дополнительной зубчатой (обычно цилиндрической передачи).

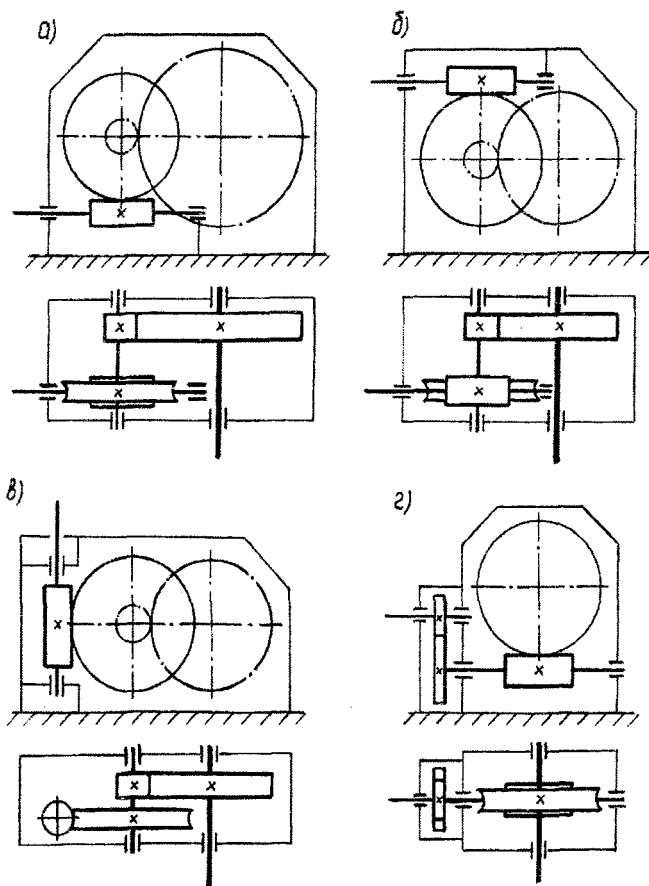


Рис. 5.5. Схемы комбинированных редукторов на базе червячной передачи

Наибольшее распространение из комбинированных редукторов получили двухступенчатые червячно-цилиндрические редукторы с расположением червячной пары в пространстве по вариантам «червяк под колесом» (рис. 5.5, а), «червяк над колесом» (рис. 5.5, б) и «вал-червяк вертикальный» (рис. 5.5, в), а также цилиндрическо-червячные с расположением червячной пары по варианту «червяк под колесом» (рис. 5.5, г).

Установка вала-червяка в червячно-цилиндрических редукторах для выше приведенных вариантов расположения червячной пары в пространстве показана на рис. 5.6 ... 5.7. Во всех этих конструкциях используется традиционная схема установки подшипников вала-червяка: одна опора фиксирующая сдвоенная, вторая – плавающая.

Подшипники вала-червяка на рис. 5.6, а смазываются маслом из общей масляной ванны, на рис. 5.6, б и 5.7 – пластичной смазкой. В подшипниковую камеру фиксирующей опоры (рис. 5.6, б) пластичная смазка подается шприцем через пресс-масленку, опора снабжена внутренним уплотнением в виде упругой стальной шайбы. В качестве плавающей опоры в данной конструкции червячного вала используется шариковый радиальный однорядный подшипник с двумя защитными шайбами (тип 80000), который заполнен пластичной смазкой на заводе-изготовителе и не требует дополнительного смазывания в процессе эксплуатации.

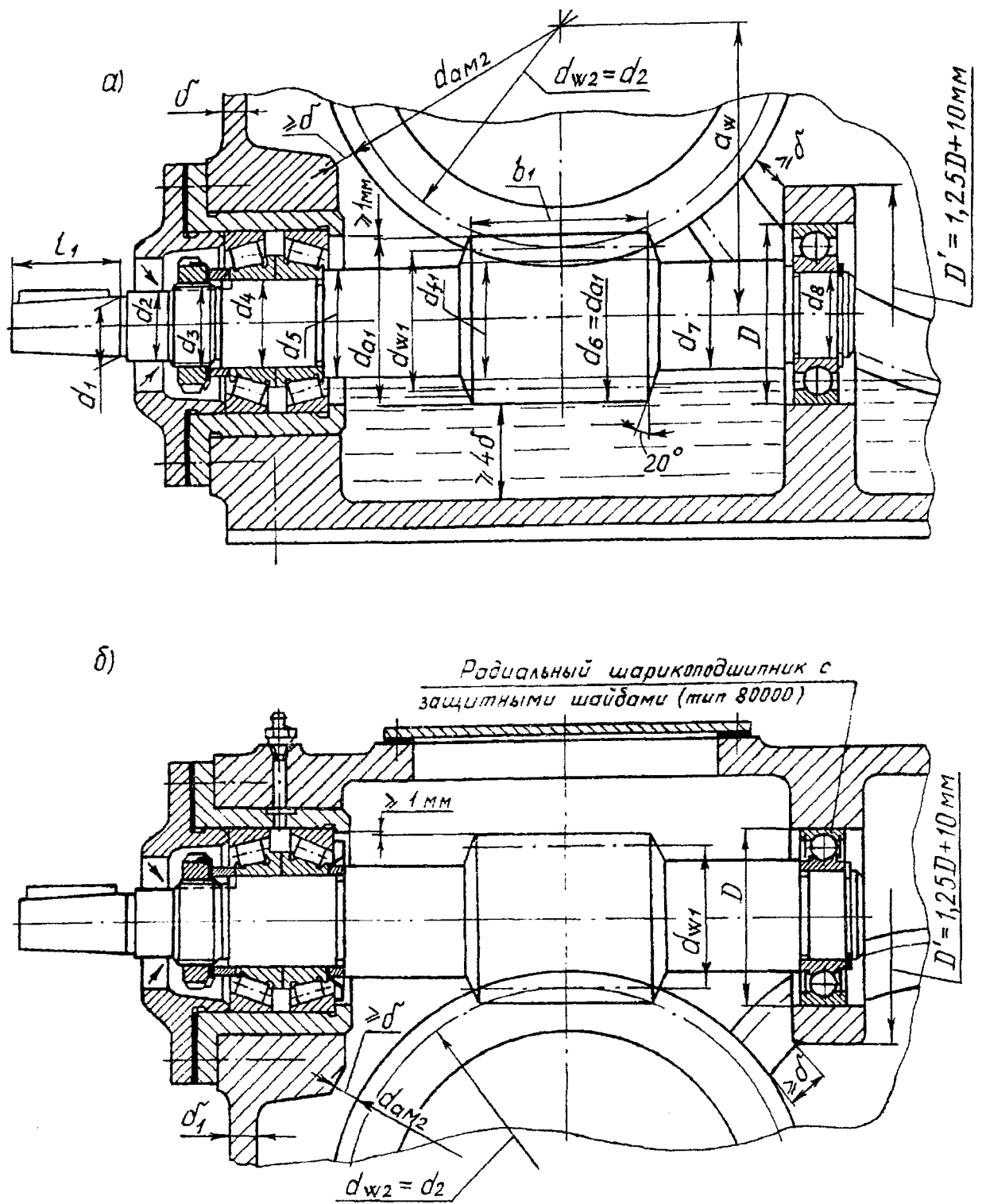
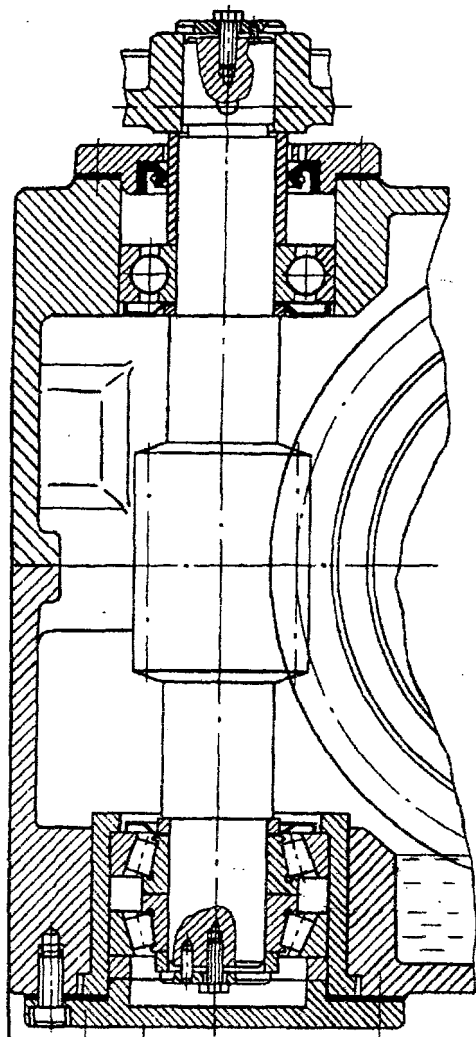


Рис. 5.6. Установка вала-червяка в червячно-цилиндрическом двухступенчатом редукторе: а – для расположения червячной пары в пространстве по варианту «червяк под колесом»; б – для расположения червячной пары по варианту «червяк над колесом»

У вертикального вала-червяка (рис. 5.7) обе подшипниковые опоры смазываются пластичной смазкой и изолированы от внутренней полости корпуса внутренними уплотнениями в виде упругих стальных шайб.

Рис. 5.7. Установка вертикального вала-червяка в червячно-цилиндрическом двухступенчатом редукторе



При очень больших осевых нагрузках в фиксирующей опоре вала-червяка вместо двух конических можно применить комбинацию из двух упорных и одного радиального подшипников (рис. 5.8). Однако такие опоры имеют скоростные ограничения в пределах, допустимых для упорных подшипников по каталогу (например, предельная частота вращения упорного подшипника 8312 при пластичной смазке составляет 1600 мин^{-1}). Поэтому данный вариант конструкции обычно принимают тогда, когда другие типы подшипников не обеспечивают потребный ресурс при приемлемых габаритах.

Двухступенчатый цилиндрическо-червячный редуктор показан на рис. 5.9. Применяют такие конструкции для увеличения передаточного отношения. Конструкция корпуса редуктора – разъемная, плоскость разъема проходит через ось вала червячного колеса. Для соединения крышки с корпусом используют винты с цилиндрической головкой. В районе подшипниковых гнезд винты имеют большую длину (сечение Б-Б на рис. 5.9), чем на фланцах (сечение В-В). Положение крышки относительно корпуса фиксируется двумя коническими штифтами (сечение Г-Г), поставленными по одному с каждой стороны.

Цилиндрическая зубчатая пара устанавливается сбоку в отдельной полости небольшого объема и закрывается крышкой, которая крепится к корпусу восемью винтами и фиксируется двумя штифтами.

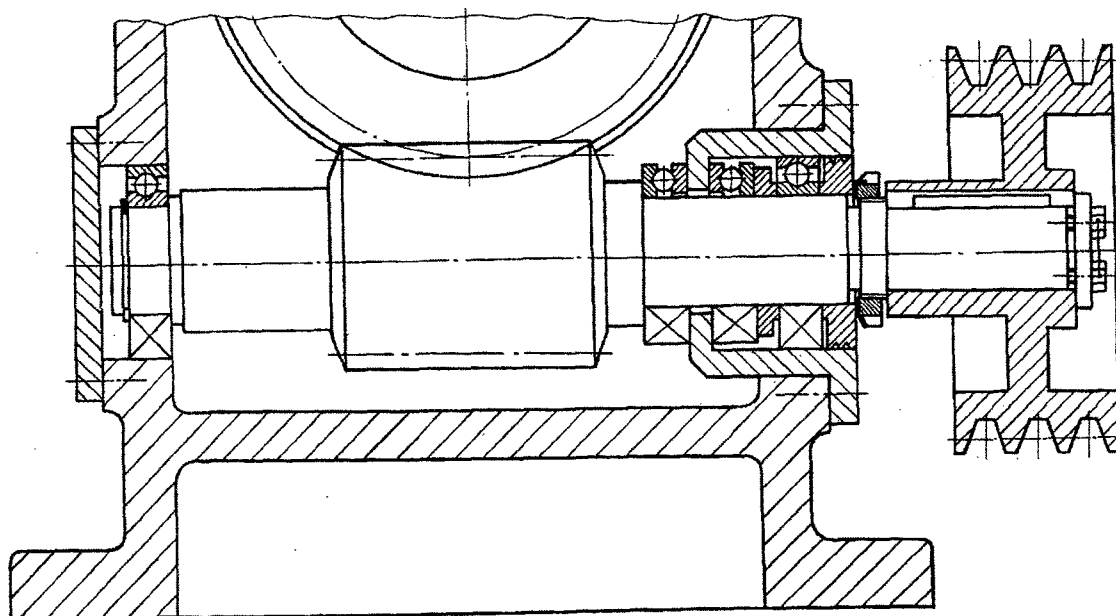


Рис. 5.8. Конструктивное исполнение фиксирующей опоры вала-червяка с использованием упорных и радиального шарикоподшипников

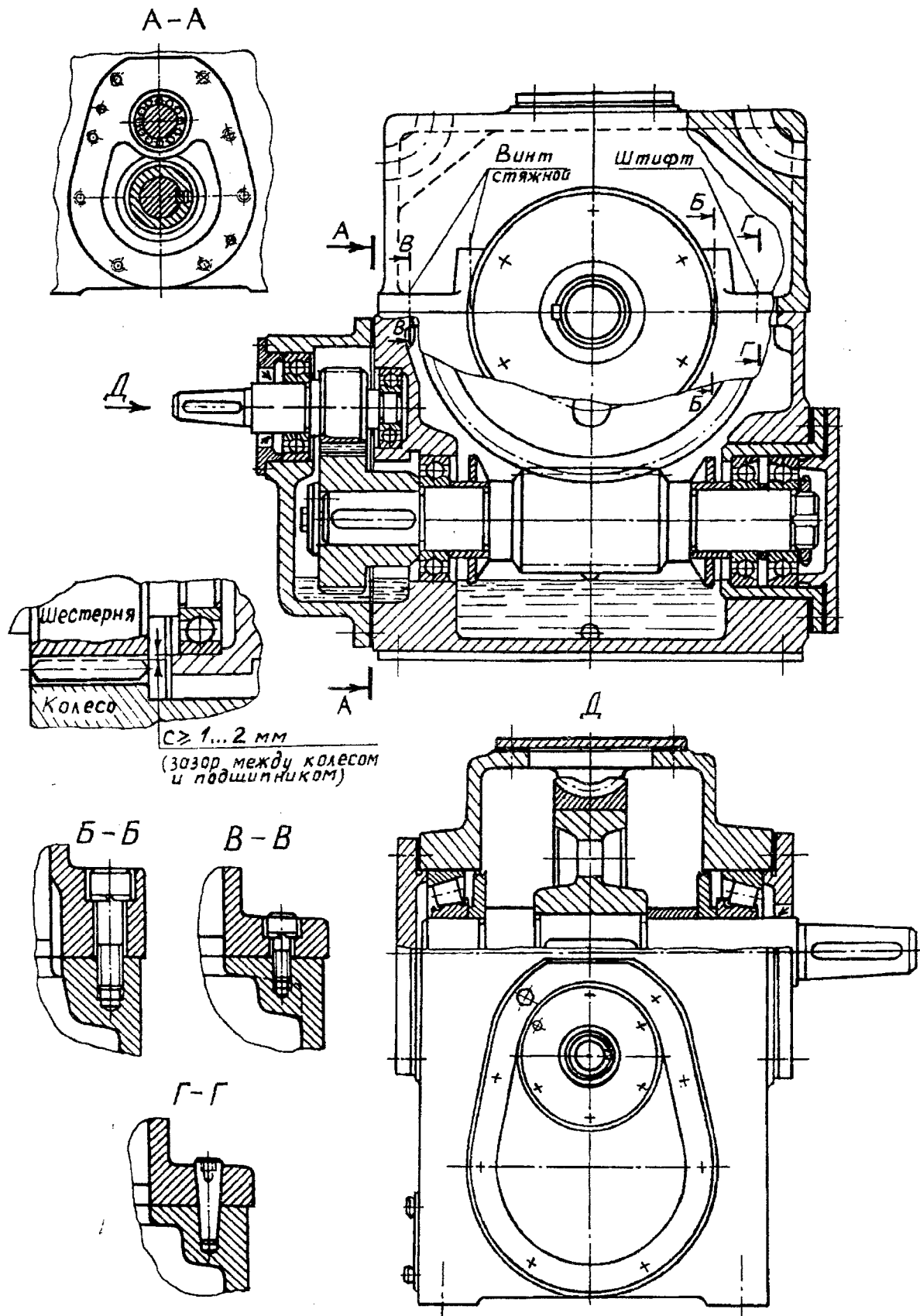


Рис. 5.9. Цилиндрическо-червячный двухступенчатый редуктор

Особое внимание в конструкции редуктора обращено на условия сборки элементов цилиндрической пары. Вал-червяк с закрепленными на нем подшипниками устанавливается в корпус без зубчатого колеса через правое отверстие под стакан. Последующую посадку зубчатого колеса следует выполнять так, чтобы при этом не были повреждены подшипники червячного вала. Здесь нежелательно применять посадки со значительными натягами. Удобно закреплять колесо на шлицевом участке вала. Вал-шестерню устанавливают в корпус также с заранее закрепленными на нем подшипниками. Раздельный монтаж шестерни и колеса возможен, если размеры внутреннего (правого) подшипника вала-шестерни невелики и при вводе в корпус он не упирается в зубья колеса (зазор $s \geq 1 \dots 2$ мм).

В качестве конструктивного решения, упрощающего сборку, можно предложить замену радиальных шарикоподшипников вала-шестерни коническими роликоподшипниками, у которых наружное кольцо съемное и монтируется отдельно.

Подшипники вала-шестерни и вала червячного колеса установлены по схеме враспор, вала-червяка – по схеме «одна опора фиксируется сдвоенная, вторая плавающая». Фиксирующая опора червячного вала состоит из двух радиально-упорных шарикоподшипников, в качестве плавающей используется радиальный однорядный шарикоподшипник.

Смазка подшипников вала-шестерни и червячного вала осуществляется за счет разбрызгивания масла, подшипников вала червячного колеса – пластичной смазкой.

Червячная передача смазывается за счет разбрызгивания масла брызговиками (разбрызгивателями), закрепленными на червячном валу.

Для подъема и транспортирования редуктора в крышке корпуса предусмотрены проушины в виде сквозных отверстий.

6. КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Особенности конструкции, применение, достоинства и недостатки червячной передачи.
2. Как определяется передаточное отношение червячной передачи?
3. Типы цилиндрических червяков.
4. Особенности конструкции червячных колёс.
5. Материалы червяка и червячного колеса.
6. Характер и причины отказов червячных передач.
7. Критерии расчёта червячной передачи.
8. Как рассчитывается КПД червячной передачи?
9. С какой целью выполняется тепловой расчёт червячной передачи?
10. Как называются параметры p , m , и q ?

11) Как определить геометрические размеры червяка 1 и червячного колеса 2 $d_{1(2)}$, $d_{w1(2)}$, $d_{a1(2)}$, $d_{f1(2)}$?

12) Конструктивное исполнение элементов корпуса изучаемого редуктора на базе червячной передачи и их назначение:

- особенности конструкции корпуса редуктора;
- форма концов быстроходного и тихоходного валов;
- крышки подшипников;
- смотровой люк и его крышка;
- устройства для подъема и транспортирования редуктора в сборе;
- смазочные устройства;
- внешние уплотнения.

13. Схемы установки подшипников качения вала-червяка и вала червячного колеса и способ их регулировки.

14. Какой вывод относительно работоспособности изучаемого редуктора при заданной номинальной нагрузке и требуемом ресурсе сделан Вами на основании выполненных проверочных расчетов?

ЛИТЕРАТУРА

1. Иванов М. Н. Детали машин: Учеб. для студентов вузов / Под ред. В. А. Финогорова. – 6-е изд., перераб. – М.: Высш. шк., 1998. – 383 с.
2. Производство зубчатых колёс: Справочник / С. Н. Калашников, Г. И. Коган и др.; Под общ. ред. Б. А. Тайца. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1990. – 464 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. 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 червячной передачи редуктора

№ задания	Частота вращения вала червяка $n_1, \text{мин}^{-1}$	Номинальный вращающий момент на червячном колесе $T_2, \text{Н} \cdot \text{м}$	Требуемый ресурс $L_h, \text{ч}$	Типовой режим нагружения	Ревверсивность передачи (Р - реверсивная; НР - нереверсивная)
1	1390	100	$10 \cdot 10^3$	0	Р
2	1420	200	$11 \cdot 10^3$	1	НР
3	1415	300	$12 \cdot 10^3$	2	Р
4	1425	400	$13 \cdot 10^3$	3	НР
5	1435	500	$14 \cdot 10^3$	4	Р
6	1430	600	$15 \cdot 10^3$	5	НР
7	1445	700	$16 \cdot 10^3$	0	Р
8	915	800	$17 \cdot 10^3$	1	НР
9	920	900	$18 \cdot 10^3$	2	Р
10	950	1000	$19 \cdot 10^3$	3	НР
11	700	1100	$20 \cdot 10^3$	4	Р
12	720	1200	$10 \cdot 10^3$	5	НР
13	1420	150	$11 \cdot 10^3$	0	Р
14	1415	250	$12 \cdot 10^3$	1	НР
15	1425	350	$13 \cdot 10^3$	2	Р
16	1435	450	$14 \cdot 10^3$	3	НР
17	1430	550	$15 \cdot 10^3$	4	Р
18	915	650	$16 \cdot 10^3$	5	НР
19	920	750	$17 \cdot 10^3$	0	Р
20	950	850	$18 \cdot 10^3$	1	НР
21	965	950	$19 \cdot 10^3$	2	Р
22	700	1050	$20 \cdot 10^3$	3	НР
23	700	1150	$10 \cdot 10^3$	4	Р
24	720	1250	$11 \cdot 10^3$	5	НР
25	730	1350	$12 \cdot 10^3$	0	Р
26	870	710	$13 \cdot 10^3$	1	НР
27	800	610	$14 \cdot 10^3$	2	Р
28	900	510	$15 \cdot 10^3$	3	НР
29	950	410	$16 \cdot 10^3$	4	Р
30	980	310	$17 \cdot 10^3$	5	НР
31	1100	210	$18 \cdot 10^3$	0	Р
32	1400	230	$19 \cdot 10^3$	1	НР
33	1445	330	$20 \cdot 10^3$	2	Р
34	1435	430	$10 \cdot 10^3$	3	НР
35	1430	530	$11 \cdot 10^3$	4	Р
36	1300	630	$12 \cdot 10^3$	5	НР
37	1100	730	$13 \cdot 10^3$	0	Р
38	1000	830	$14 \cdot 10^3$	1	НР
39	900	930	$15 \cdot 10^3$	2	Р
40	800	1030	$16 \cdot 10^3$	3	НР

Продолжение таблицы

№ задания	Частота вращения вала червяка $n_1, \text{мин}^{-1}$	Номинальный вращающий момент на червячном колесе $T_2, \text{Н} \cdot \text{м}$	Требуемый ресурс $L_h, \text{ч}$	Типовой режим нагружения	Реверсивность передачи (Р - реверсивная; НР - нереверсивная)
41	720	1130	$17 \cdot 10^3$	4	Р
42	1300	270	$18 \cdot 10^3$	5	НР
43	1400	370	$19 \cdot 10^3$	0	Р
44	1420	470	$20 \cdot 10^3$	1	НР
45	1430	570	$10 \cdot 10^3$	2	Р
46	1100	670	$11 \cdot 10^3$	3	НР
47	1000	770	$12 \cdot 10^3$	4	Р
48	940	870	$13 \cdot 10^3$	5	НР
49	850	970	$14 \cdot 10^3$	0	Р
50	800	1070	$15 \cdot 10^3$	1	НР
51	740	1170	$16 \cdot 10^3$	2	Р
52	720	1270	$17 \cdot 10^3$	3	НР
53	1390	160	$18 \cdot 10^3$	4	Р
54	1150	220	$19 \cdot 10^3$	5	НР
55	1200	280	$20 \cdot 10^3$	0	Р
56	1320	315	$10 \cdot 10^3$	1	НР
57	1150	390	$11 \cdot 10^3$	2	Р
58	1200	425	$12 \cdot 10^3$	3	НР
59	1100	445	$13 \cdot 10^3$	4	Р
60	1050	475	$14 \cdot 10^3$	5	НР
61	1250	495	$15 \cdot 10^3$	0	Р
62	1200	515	$16 \cdot 10^3$	1	НР
63	1100	565	$17 \cdot 10^3$	2	Р
64	1120	590	$18 \cdot 10^3$	3	НР
65	930	940	$19 \cdot 10^3$	4	Р
66	905	915	$20 \cdot 10^3$	5	НР
67	910	890	$10 \cdot 10^3$	0	Р
68	860	855	$11 \cdot 10^3$	1	НР
69	810	845	$12 \cdot 10^3$	2	Р
70	840	785	$13 \cdot 10^3$	3	НР
71	900	735	$14 \cdot 10^3$	4	Р
72	1010	640	$15 \cdot 10^3$	5	НР
73	1380	610	$16 \cdot 10^3$	0	Р
74	1220	575	$17 \cdot 10^3$	1	НР
75	1050	505	$18 \cdot 10^3$	2	Р
76	990	485	$19 \cdot 10^3$	3	НР
77	1250	345	$20 \cdot 10^3$	4	Р
78	1365	315	$10 \cdot 10^3$	5	НР
79	1115	295	$11 \cdot 10^3$	0	Р
80	1345	265	$12 \cdot 10^3$	1	НР

Учебное издание

Составитель:

Санюкевич Федор Михайлович

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

к лабораторной работе
**«Изучение конструкций редукторов на базе
червячной передачи»**

по курсу **«Детали машин»**
для студентов технических специальностей

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

Подписано в печать 5.07.2007 г. Формат 60×84 ¹/₈. Бумага «Снегурочка»
Гарнитура Arial. Усл. печ. л. 5,12 . Уч.-изд. л. 5,5. Тираж 100 экз. Заказ № 702 .

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