

Министерство образования Украины  
Национальная горная академия Украины

Методические указания и примерный расчет  
конического редуктора по дисциплинам:  
**«Прикладная механика», «Детали машин»**

для студентов специальности 17.01, 09.02

Днепропетровск  
1997

Министерство образования Украины

Национальная горная академия Украины

Методические указания и примерный расчет  
конического редуктора по дисциплинам:  
**«Прикладная механика», «Детали машин»**

для студентов специальности 17.01, 09.02

Днепропетровск  
1997

Методические указания и примерный расчет конического редуктора по дисциплинам: «Прикладная механика», «Детали машин» для студентов специальности 17.01, 09.02

Составители: В.В. Калякин, В.В. Мишин.- Днепропетровск: НГА Украины, 1997.- с. 41

Составители: В.В. Калякин – канд. техн. наук, доц  
В.В. Мишин – д-р техн. наук, проф.  
Ответственный за выпуск заведующий кафедрой прикладной механики В.В. Мишин, д-р техн. наук, проф.

## ВВЕДЕНИЕ

Курсовой проект по прикладной механике (деталям машин), являясь практически первой весьма важной конструкторской разработкой во всем процессе обучения студентов, требует хороших знаний не только по основной дисциплине, но и ряду других. К ним относятся, в первую очередь, сопротивление материалов, теоретическая механика, инженерная графика, взаимозаменяемость, металловедение.

Цель курсового проекта заключается в развитии расчетно-графических навыков у студентов по самостоятельному решению инженерно-технических задач при конструировании узлов и деталей машин. В наибольшей степени эта цель реализуется при проектировании приводов машин, в частности редукторов.

В процессе проектирования студент решает задачи: обоснование выбора конструкции редуктора на основе анализа аналогов; выбор материалов деталей редуктора; кинематические и прочностные расчеты основных деталей; сборка и разборка редуктора. Обязательным условием при решении этих задач является работа со справочной литературой, стандартами, пособиями.

Данное учебное пособие во многом аналогично другим, написанным на кафедре прикладной механики НГА Украины. По этой причине в него не включены те сведения, которые, будучи общими для редукторов, приведены в ранее написанных пособиях, а основное вниманиеделено специфическим вопросам, относящимся только к коническому редуктору.

### I. Содержание курсового проекта

Содержание и оформление курсового проекта должно соответствовать требованиям стандартов ЕСКД. В номенклатуру курсового проекта в соответствии с ГОСТ 2.102-72 ЕСКД входят следующие конструкторские документы:

- текстовые – пояснительная записка;
- графические – чертеж общего вида редуктора (сборочный); сборочные единицы; рабочие чертежи деталей.

Пояснительная записка оформляется согласно с ГОСТ 2.105.76 и в такой последовательности:

- содержание;
- задание на проект (исходные данные);
- назначение и область применения проектируемого редуктора;
- краткое описание редуктора;
- подбор электродвигателя;
- кинематические расчеты;
- выбор материалов;
- расчет конической зубчатой передачи;
- выбор основных размеров корпуса и крышки редуктора;

- проектирование валов;
- эскизная компоновка редуктора;
- подбор и проверка шпонок;
- подбор и проверка подшипников;
- выбор посадок для соединения основных деталей;
- уточненный расчет валов;
- выбор смазки;
- подбор муфт;
- перечень использованной литературы.

Образцы оформления пояснительной записи и графической части проекта приведены в главе 4 данного методического пособия.

Решение всех задач при конструировании редуктора должно быть выбрано таким образом, чтобы созданная конструкция в полной мере отвечала эксплуатационным требованиям, а также была наиболее экономичной при изготовлении.

## 2. Общие сведения о конических зубчатых передачах

### 2.1. Классификация передач, сведения о нарезании зубьев

Конические колеса применяют для передачи крутящего момента с ведущего на ведомый вал, когда оси валов пересекаются под некоторым углом  $\delta_{\Sigma}$ . Этот угол может быть выбран любым, однако в подавляющем большинстве случаев  $\delta_{\Sigma} = 90^{\circ}$ . На технологию изготовления самих зубчатых колес угол  $\delta_{\Sigma}$  влияния не оказывает.

Различают три основных типа конических колес: с прямыми зубьями (рис. 1, а), с тангенциальными (косыми) (рис. 1, б) и с круговыми (рис. 1, в).

Прямозубые имеют самую низкую нагрузочную способность. Их применяют в силовых передачах с окружной скоростью до 3 м/с при нешлифованных зубьях и до 8 м/с – при шлифованных. Для повышения эффективности и получения точечного контакта между зубьями часто прямой зуб выполняют бочкообразным, что во многом исключает возможность углового контакта, опасного в отношении поломки зуба.

При единичном и серийном производстве прямозубые конические колеса нарезают методом обкатки на зубострогальных станках, работающих двумя (реже – одним) резцами, имеющими прямолинейные кромки и движущимися возвратно-поступательно. По производительности эти станки намного уступают станкам для нарезания цилиндрических зубчатых колес. Получили также распространение зубофрезерные станки, работающие по методу обкатки двумя спаренными дисковыми фрезами [4]. Они более эффективны, чем зубострогальные. На станках обоих типов можно нарезать конические колеса с длиной образующей делительного конуса от 6 до 800 мм и модулем от 0,4 до 30 мм [4].

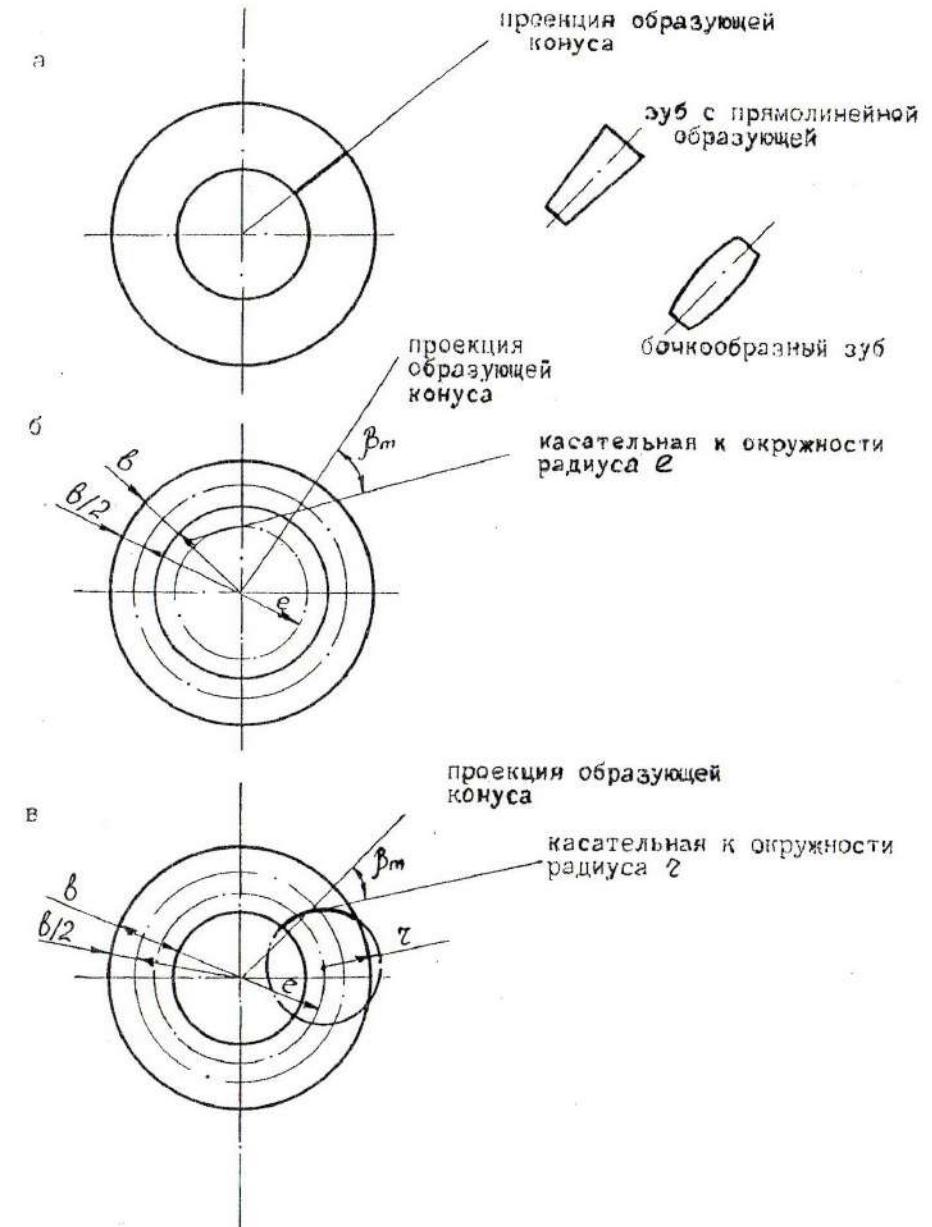


Рис. 1

Точность прямозубых конических колес при указанных методах нарезания в среднем получается более низкой по сравнению с цилиндрическими колесами, нарезанными модульным инструментом.

Конические колеса с тангенциальными (косыми) зубьями по нагрузочной способности несколько превосходят прямозубые и при одинаковой точности изготовления могут удовлетворительно работать с окружными скоростями до 10-12 м/с.

Нарезание тангенциальных зубьев производят на тех же зубострогальных станках, что и для прямых зубьев, устройство которых позволяет осуществить движение резца по касательной к окружности радиуса  $e$ . Такие станки малопроизводительны, в связи с чем применение тангенциальных зубьев ограничено.

Конические колеса с круговыми зубьями получили более широкое применение. Их преимущества заключаются в том, что при одинаковых габаритах они передают большую нагрузку, работают плавно и бесшумно при повышенных скоростях вследствие большого перекрытия. Круговые зубья имеют ряд модификаций, каждой из которых присущи свои особенности, от которых зависит выгода ее применения в данных условиях. Наиболее распространены модификации зубьев: равновысокие (рис. 2, а), понижающиеся (рис. 2, б), равноширокие (рис. 2, в).

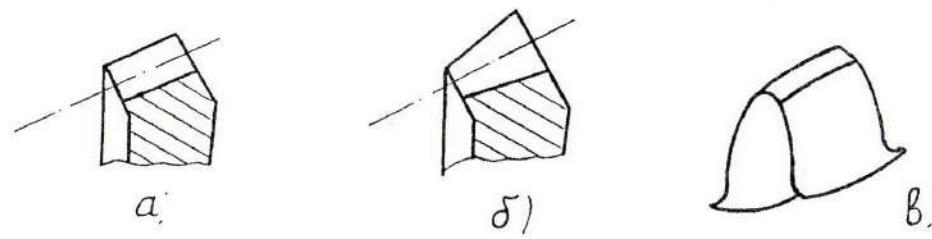


Рис. 2

Наиболее распространены колеса с понижающимися зубьями.

Круговые зубья нарезают методом обкатки на станках, обеспечивающих высокую производительность вследствие непрерывности процесса резания. Инструментом служит головка со специальными резцами, расположенными по окружности. Резцовые головки могут быть двухсторонними (с двумя группами резцов – наружными и внутренними) и односторонними (с одной группой резцов). Двухсторонние головки наиболее распространены [4].

Из зарубежных станков, применяемых для нарезания круговых зубьев, наиболее распространены станки фирмы «Глисон».

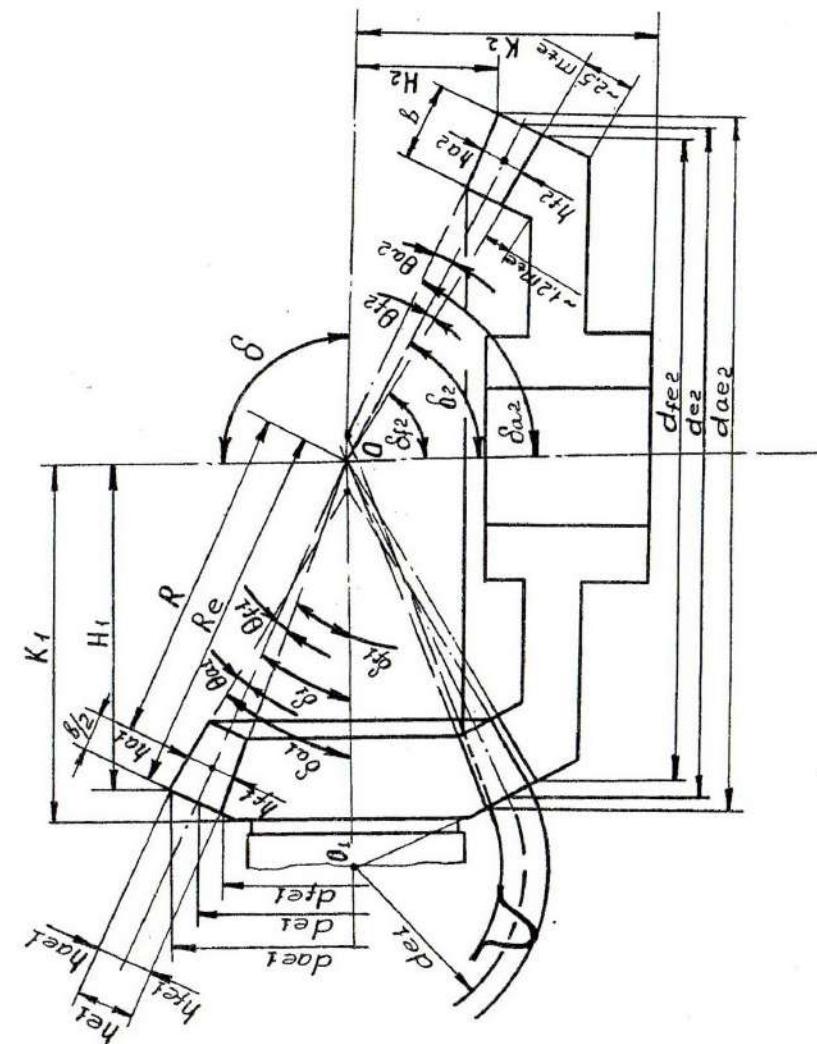


Рис. 3

## 2.2. Основные геометрические размеры колес и передачи

На рис. 3 приведена схема конического зубчатого зацепления с размерами колес и передачи. Главным параметром передачи является диаметр основания делительного конуса колеса на внешнем торце  $d_{e2}$ . Его выбирают в соответствии с единым рядом главных параметров, мм: 25, 28, 32, 36, 40, 45, 50, 56, 63, 71, 80, 90, 100, 112, 125, 140, 160, 180, 200, 224, 250, 280, 315, 400, 450, 500, 560, 630, 710.

Дальнейший геометрический расчет производят в следующем порядке.

Углы при вершинах делительных конусов колеса и шестерни

$$\delta_2 = \operatorname{arctg} U; \quad \delta_1 = 90^\circ - \delta_2,$$

где  $U$  – передаточное число.

Точность вычислений углов  $\delta_1$  и  $\delta_2$  до четвертого знака после запятой (с округлением до целого числа секунд).

$$\text{Конусное расстояние } R_e = \frac{d_{e2}}{2 \sin \delta_2}$$

$$\text{Ширина колес } b = 0,285 R_e.$$

$$\text{Среднее конусное расстояние } R = R_e - 0,5 b = 0,857 R_e.$$

Угол наклона линии зуба в расчетном среднем сечении  $\beta_m = 35^\circ$ .

В некоторых случаях применяют круговые зубья с углом  $\beta_m = 0^\circ$ , осевые нагрузки в зацеплении при этом такие же, как при прямых зубьях. Динамические свойства зацепления улучшаются, но требуется повышение жесткости всей передачи и точности изготовления. Недостатки зацепления с колесами, имеющими  $\beta_m = 0^\circ$ , в значительной степени устраняются при  $\beta_m \approx 2,5^\circ - 8^\circ$ . Такие колеса называют радиально-спиральными.

$$\text{Число зубьев колеса } Z_2' = K \sqrt[3]{U^2} \sqrt[6]{d_{e2}},$$

где  $K$  – коэффициент, выбираемый по табл. 1.

Таблица 1

Расчетные величины	Способ упрочнения зубьев		
	$Y_1 + Y_2$	$T\bar{V}C_1 + Y_2$	$T\bar{V}C_1 + T\bar{V}C_2$
$\theta_H$	$1,22 + 0,21 U$	$1,13 + 0,13 U$	$0,81 + 0,15 U$
$\theta_F$	$0,94 + 0,08 U$	$0,85 + 0,04 U$	$0,65 + 0,11 U$
$K$	18	14	11,2

Принятые обозначения:  $Y$  – улучшение,  $Z$  – закалка объемная,  $T\bar{V}C$  – закалка поверхностная,  $C$  – цементация.

$$\text{Число зубьев шестерни } Z_1 = \frac{Z_2}{U}.$$

Число зубьев плоского производящего колеса (может быть дробным)

$$Z_c = \sqrt{Z_1^2 + Z_2^2}.$$

$$\text{Внешний торцевой модуль } m_{tc} = \frac{d_{e2}}{Z_2}.$$

Вычисление торцевого модуля производят до четвертого знака после запятой. Округление модуля до стандартных значений не обязательно.

Расчетный нормальный модуль в среднем сечении

$$m_{nm} = \frac{2R \cos \beta_m}{Z_c}.$$

Высота головки зуба в среднем сечении:

$$h_{a1} = (1 + X_{n1}) m_{nm}; \quad h_{a2} = (1 - X_{n1}) m_{nm}.$$

Коэффициент смещения  $X_{n1}$  принимают по табл. 2.

Таблица 2

$Z_1$	Передаточное число $U$							
	1,0	1,25	1,6	2,0	2,5	3,15	4,0	5,0
12				0,32	0,37	0,39	0,41	0,42
13				0,30	0,35	0,37	0,39	0,40
14			0,23	0,29	0,33	0,35	0,37	0,38
15	0,12	0,22	0,27	0,31	0,33	0,35	0,36	
16	0,11	0,21	0,26	0,30	0,32	0,34	0,35	
18	0,00	0,1	0,19	0,24	0,27	0,30	0,32	0,32
20	0,00	0,09	0,17	0,22	0,26	0,28	0,29	0,29
25	0,00	0,08	0,15	0,19	0,21	0,24	0,25	0,25
30	0,00	0,07	0,11	0,16	0,18	0,21	0,22	0,22
40	0,00	0,05	0,09	0,11	0,14	0,16	0,17	0,17

Высота ножки зуба в среднем сечении

$$h_{f1} = (1,25 - X_{n1}) m_{nm}; \quad h_{f2} = (1,25 + X_{n1}) m_{nm}$$

Угол ножки зуба

$$\operatorname{tg} \theta_{f1} = \frac{h_{f1}}{R};$$

$$\operatorname{tg} \theta_{f2} = \frac{h_{f2}}{R}$$

Угол головки зуба

$$\theta_{a1} = \theta_{f2};$$

$$\theta_{a2} = \theta_{f1}$$

Угол конуса впадин

$$\delta_{a1} = \delta_1 - \theta_{f1};$$

$$\delta_{a2} = \delta_2 - \theta_{f2}$$

Угол конуса вершин

$$\delta_{a1} = \delta_1 + \theta_{f1};$$

$$\delta_{a2} = \delta_2 - \theta_{f2}$$

Внешняя высота головки зуба

$$h_{ae1} = h_{a1} + \Delta h_{ae1};$$

$$h_{ae2} = h_{a2} + \Delta h_{ae2};$$

$$\Delta h_{ae1} = 0,5 b \operatorname{tg} \theta_{a1};$$

Внешняя высота ножки зуба  
 $h_{fe1} = h_{f1} + \Delta h_{fe1};$   
 $\Delta h_{fe1} = 0,5 b \operatorname{tg} \theta_{f1} = \Delta h_{ae2};$   
 $\Delta h_{fe2} = 0,5 b \operatorname{tg} \theta_{f2} = \Delta h_{ae1}.$

Внешняя высота зуба  
 $h_e = h_{ae1} + h_{fe1} = h_{ae2} + h_{fe2}.$   
Диаметр вершин зубьев

$$d_{ae1} = d_{e1} + 2 h_{ae1} \cos \delta_1; \quad d_{e1} = \frac{d_{e2}}{U};$$

$$d_{ae2} = d_{e2} + 2 h_{ae2} \cos \delta_2.$$

Диаметр впадин зубьев

$$d_{fe1} = d_{e1} - 2 h_{fe1} \cos \delta_1, \quad d_{fe2} = d_{e2} - 2 h_{fe2} \cos \delta_2.$$

Биэквивалентное число зубьев

$$Z_{V1} = \frac{Z_1}{\cos^3 \beta_m \cos \delta_1} = \frac{Z_1}{\cos^3 35^\circ \cos \delta_1} = \frac{Z_1}{0,55 \cos \delta_1};$$

$$Z_{V2} = \frac{Z_2}{0,55 \cos \delta_2}.$$

$$H_2 = R_e \cos \delta_2 - h_{ae2} \cos \delta_1;$$

$$H_1 = R_e \cos \delta_1 - h_{ae1} \cos \delta_2.$$

Размеры  $K_1$  и  $K_2$  назначаются конструктивно.

### 2.3. Силы в зацеплении

Схема сил приведена на рис. 4.

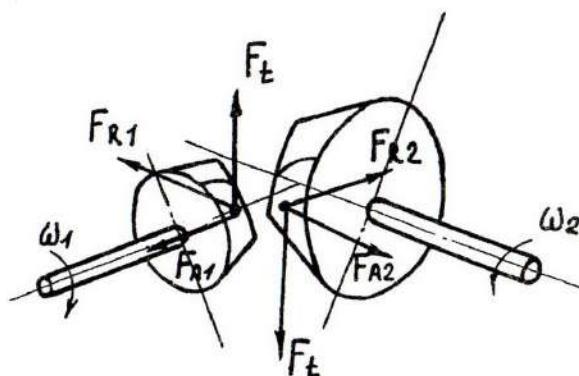


Рис. 4

Окружная сила на расчетном среднем диаметре

$$F_t = \frac{2T_2}{d_{m2}} = \frac{2T_2}{0,857 d_{e2}}$$

Осевая сила на шестерне  $F_{A1} = \gamma_a F_t$

Радиальная сила на шестерне  $F_{R1} = \gamma_r F_t$

На колесе осевая сила  $F_{A2} = -F_{R1}$

Коэффициенты  $\gamma_a$  и  $\gamma_r$  определяют по формулам, приведенным в таблице 3.

Полная (нормальная) сила

$$F_n = F_t [1 + \frac{1}{\cos^2 \beta_m} (\operatorname{tg}^2 \alpha_n + \sin^2 \beta_m)];$$

при  $\alpha_n = 20^\circ$  и  $\beta_m = 35^\circ$   $F_n = 1,69 F_t$ .

Чтобы избежать заклинивания зубьев, надо чтобы сила  $F_{A1}$ , была направлена к основанию делительного конуса шестерни.

Из табл. 3 видно, что для этого нужно выбирать одинаковыми направление вращения шестерни (если смотреть со стороны вершины конуса) и направление наклона линии зуба.

### 2.4. Расчеты на прочность

#### Расчет на контактную выносливость

Выбор материалов конических зубчатых колес и определение допускаемых напряжений производят аналогично цилиндрическим [1, 2].

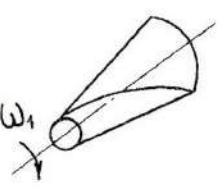
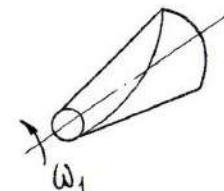
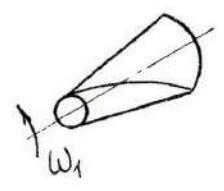
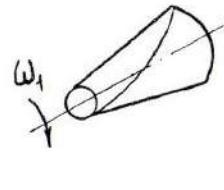
Диаметр внешней делительной окружности колеса

$$d_{e2} \geq 165 \sqrt{\frac{UT_p}{[\sigma_n] \theta_n}};$$

$$T_p' = T_{max} K_{nd}' K_n'$$

где  $T_{max}$  – наибольший момент нормально протекающего технологического процесса в спектре нагрузки.

Таблица 3

Схема шестерни	Направление линии зуба и вращения	Коэффициенты	
		$\gamma_a$	$\gamma_r$
	Правое, по ходу часовой стрелки	$\frac{1}{\cos\beta_m} (\operatorname{tg}\alpha_n \sin\delta_1 + \sin\beta_m \cos\delta_1)$ при $\beta_m = 35^\circ$	$\frac{1}{\cos\beta_m} (\operatorname{tg}\alpha_n \cos\delta_1 - \sin\beta_m \sin\delta_1)$ при $\beta_m = 35^\circ$
	Левое, против хода часовой стрелки	$0,44 \sin\delta_1 + 0,7 \cos\delta_1$	$0,444 \cos\delta_1 - 0,7 \sin\delta_1$
	Правое, против хода часовой стрелки	$\frac{1}{\cos\beta_m} (\operatorname{tg}\alpha_n \sin\delta_1 - \sin\beta_m \cos\delta_1)$ при $\beta_m = 35^\circ$	$\frac{1}{\cos\beta_m} (\operatorname{tg}\alpha_n \cos\delta_1 + \sin\beta_m \sin\delta_1)$ при $\beta_m = 35^\circ$
	Левое, по ходу часовой стрелки	$0,444 \sin\delta_1 - 0,7 \cos\delta_1$	$0,444 \cos\delta_1 - 0,7 \sin\delta_1$

Если в исходных данных спектр нагрузки не задан, а приведен только момент (мощность) на выходном валу с указанием класса нагрузки, то  $T_{\max} = T_2$ .

Коэффициент долговечности (предварительное значение)

$$K_{n\sigma}^{\prime} = K_{HE} \sqrt[3]{\frac{N_2}{N_{H\sigma 2}}} \leq 1$$

Значение коэффициента эквивалентности  $K_{HE}$  приведено в работе [1];

$N_2$  – наработка в циклах,  $N_2 = 60t n_2$ ;

$t$  – срок службы, ч,  $n_2$  – частота вращения колеса, мин<sup>-1</sup>;

$N_{H\sigma 2}$  – базовое число циклов при контактной усталости, приведено в источнике [1] или можно вычислить по формуле  $N_{H\sigma 2} \approx (HB_2)^3$ ;

$K_n^{\prime}$  – коэффициент нагрузки, предварительное значение определяется по методике [1, 5] и с учетом того, что для круговых зубьев при твердости колеса  $HB_2 \leq 350$

$$K_{n\beta}^{\prime} = \sqrt[3]{K_{n\beta}^0 (1 - x) + x} \geq 1,1,$$

где  $x$  – коэффициент режима [1, 5].

$$\text{Если твердость } HRC \geq 40, \text{ то } K_{n\beta}^{\prime} = \sqrt[3]{K_{n\beta}^0} \geq 1,2,$$

где  $K_{n\beta}^0$  – начальный коэффициент концентрации, его значение известно (см. [1]).

Предварительно можно принять  $K_{n\beta}^{\prime} = 1,1 \dots 1,25$ .

Коэффициент  $\theta_n$  принимают по табл. 1. Допускаемые контактные напряжения  $[\sigma_n]$  рассчитываются по методике [1], принимая при этом лимитирующим колесо.

Диаметр  $d_{e2}$  округляют до ближайшего значения согласно единому ряду главных параметров.

Внешнее конусное расстояние

$$R_e = \frac{d_{e2}}{2} \sqrt{1 + \frac{1}{U^2}}.$$

Проверку прочности зубьев по контактным напряжениям производят по формуле

$$\sigma_n = \frac{2120}{d_{e2}} \sqrt{\frac{UT_{\max} K_{n\sigma} K_n}{d_{e2} \theta_n}} \leq [\sigma_n],$$

при этом коэффициент  $K_n$  уточняют по фактической скорости

$$V_m = \frac{0,857 d_{e2} \pi n_1}{60 U}.$$

Рекомендуется, чтобы  $0,85 \leq \frac{\sigma_n}{[\sigma_n]} \leq 1,03$ .

В дальнейшем производят проверку статической прочности по  $\sigma_{n\max}$  как и для цилиндрических колес [1, 5].

## Расчет на изгибную выносливость

Проверку производят отдельно для колеса и шестерни как и для цилиндрических колес.

$$\sigma_F = \frac{Y_F}{m_{te} b} \frac{1,17}{\theta_F} F_t K_{F\vartheta} K_F ,$$

где  $Y_F$  – коэффициент формы зуба выбирают по литературе [1] в зависимости от биэквивалентного числа зубьев и относительного смещения  $X_n$ .

Коэффициент  $\theta_F$  принимают по табл. 1. Коэффициент долговечности  $K_{F\vartheta}$  и коэффициент нагрузки  $K_F$  определяют как и для цилиндрических колес [1, 5]. Подробнее этот вопрос рассмотрен в разделе 3.

Если  $\frac{\sigma_F}{[\sigma_F]} \geq 1,0$ , то следует увеличить модуль передачи или использовать

материал для колес с высокими механическими характеристиками.

Проверяют прочность зуба и на статический излом как и для цилиндрических колес [1, 5].

## 3. Сведения о конических редукторах

Редукторы служат для уменьшения угловой скорости и увеличения кручущего момента.

Одноступенчатые редукторы состоят из одной передачи, многоступенчатые – из ряда последовательно соединенных передач, собранных в отдельном жестком корпусе. Размещение передач в корпусе позволяет расположить опоры валов со строго выдержанными параметрами, защитить передачи от попадания грязи и создать условия для эффективной смазки.

Конические редукторы служат для передачи вращения между пересекающимися валами, при этом угол пересечения может быть любым. В большинстве случаев его принимают прямым по условиям технологии изготовления корпусных деталей.

Нужно отметить, что одноступенчатые конические редукторы применяют нечасто. Значительно чаще конические передачи используют в многоступенчатых передачах в сочетании с другими типами зубчатых передач, в частности, в коническо-цилиндрических редукторах.

Компоновочные схемы одноступенчатых конических редукторов определяются положением валов в пространстве: с горизонтальными валами (рис. 5), с вертикальным выходным валом (рис. 6). Шестерня, как правило, расположена консольно (рис. 6...9). В ряде случаев, когда требуется большая жесткость вала-шестерни, что улучшает условия зацепления, последнюю располагают между опорами (рис. 5, 10), размеры редуктора уменьшаются, хотя при этом усложняется конструкция корпуса.

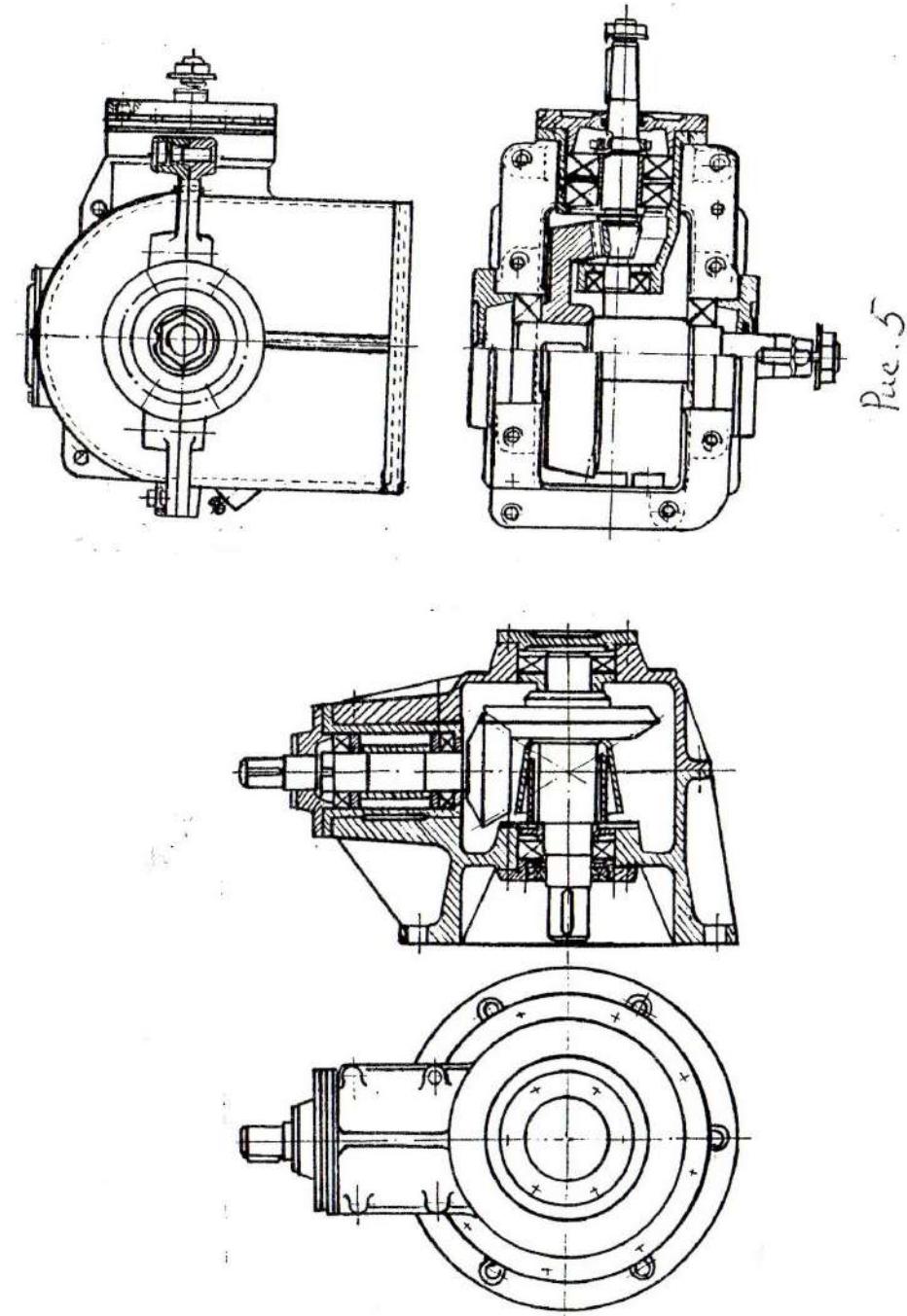
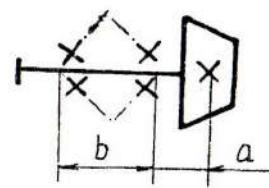


Рис. 5

*a*



*б*

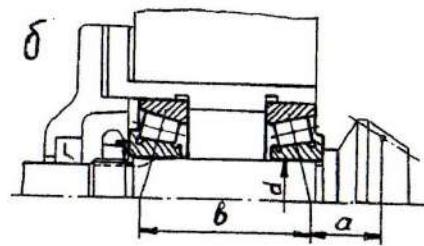
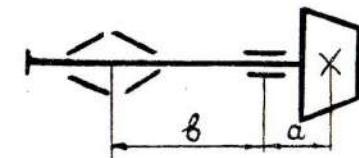


Рис. 7

*a*



*б*

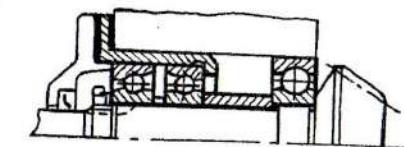
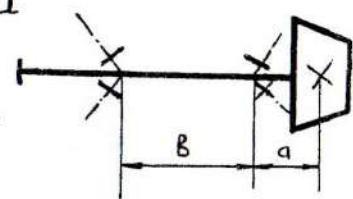


Рис. 9

*a*



*б*

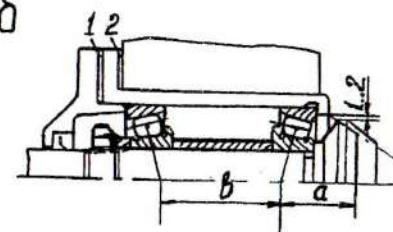
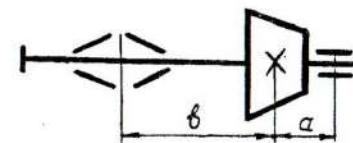


Рис. 8

*a*



*б*

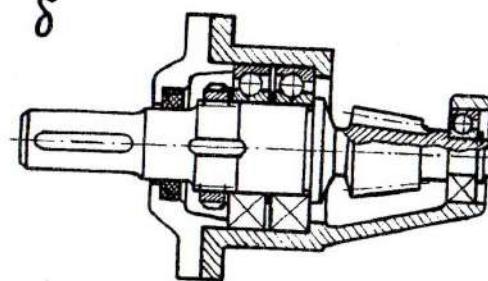


Рис. 10

Зубчатое коническое колесо целесообразнее расположить ближе к опоре с глухой крышкой, т.к. в этом случае достигается большее выравнивание нагрузок на подшипники опор выходного вала. Вместе с тем возможен и второй случай, когда колесо расположено ближе к опоре со сквозной крышкой [3].

Подшипники применяют радиально-упорные, чаще всего – конические, лишь при больших частотах вращения ( $\sim 3000 \text{ мин}^{-1}$ ) используют шариковые радиально-упорные. Подшипник, расположенный ближе к конической шестерне, нагружен большей радиальной силой, к тому же воспринимает осевую силу. Поэтому часто этот подшипник выбирают более тяжелой серии или с большим диаметром посадочного отверстия (рис. 11).

Установку подшипников производят по схемам «врастяжку» (рис. 7), «враспор» (рис. 8), а также со сдвоенными радиально-упорными подшипниками в одной опоре (рис. 9). Для входного вала чаще всего используют схему «врастяжку». Подшипники вала-шестерни располагают в стаканах, между фланцем стакана и корпусом устанавливают металлические прокладки (1 и 2 на рис. 8) для регулирования зацепления и подшипников.

Регулирование зазоров в подшипниках осуществляется также с помощью винта 1, перемещающего внешнее кольцо подшипника через сферическую шайбу 2 (рис. 12). Регулирование начинают с подшипников. Необходимо отметить, что регулирование зацепления у конических передач более сложное, чем у цилиндрических, что является одной из причин понижения их нагрузочной способности. Другой важной подобной причиной является сложность в изготовлении зубчатых колес.

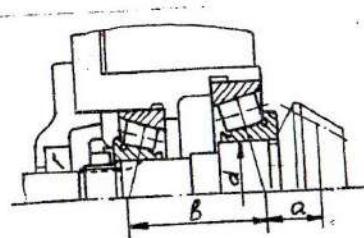


Рис. 11

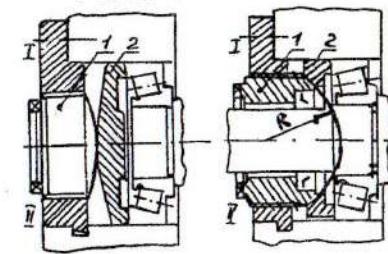


Рис. 12

### 3.1. Детали редукторов

#### Корпус редуктора

Корпусные детали имеют сложную форму. По этой причине их чаще всего получают литьем в основном из серого чугуна не хуже СЧ15. В ответственных редукторах корпуса выполняют из стального литья – сталь 25Л.

При единичном или малосерийном производстве корпуса изготавливают сварными из стали.

Тенденция современной технической эстетики требует, чтобы корпуса редукторов были строгой геометрической формы, в частности, с минимумом выступающих частей, с бобышками и ребрами внутри корпуса; фундаментные болты располагают в нишах корпуса; крышки подшипников, как правило, врезные. Имеются и другие особенности таких корпусов.

Обладая перед корпусами традиционной формы некоторыми преимуществами, эти корпуса имеют и недостатки: увеличение массы, повышение трудоемкости формовки, очистка и покраска внутренней поверхности корпуса. В учебном проектировании можно применять любые формы корпусов, приведенные, в частности, в пособиях [1, 2, 3, 4]. Чаще всего корпуса выполняют разъемными. Традиционная форма корпуса редуктора показана ниже (рис. 34). Корпус редуктора имеет стенки, ребра, бобышки, фланцы и другие элементы. Размеры основных элементов корпуса определяют в зависимости от значения наибольшего крутящего момента на тихоходном валу редуктора. Для редуктора общего назначения

$$T_{\max} = 2T_2, \text{ где } T_2 - \text{ крутящий момент на тихоходном валу} [1, \text{ с. 416}].$$

Увеличение его в два раза связано с отношением пускового момента к номинальному для электродвигателя. В приводимых ниже формулах все размеры приведены в мм, а значение  $T_{\max}$  в Н·м.

Если корпус имеет разъем на оси валов, то толщина стенки нижней его части определяется по следующей формуле:

$$\delta = 1,12\sqrt[4]{T_{\max}} = 2\sqrt[4]{0,17_{\max}} \geq 6 \text{ мм.}$$

Толщину стенки крышки корпуса принимают  $\delta_{kp} \approx 0,9\delta \geq 6 \text{ мм}$ , часто  $\delta = \delta_{kp}$ .

По возможности стенки корпуса выполняют при литье одинаковой толщины. Отлить стенку толщиной 6 мм трудно по условиям заполнения формы жидким металлом.

Стенки, пересекающиеся под прямым и тупым углом, сопрягают дугами радиуса  $r$  и  $R$  (рис. 13, а). При остром угле между стенками рекомендуется их соединять вертикальной стенкой (рис. 13, б).

В обоих случаях принимают  $r = 0,5\delta$ ;  $R = 1,5\delta$ .

Во фланцах, в местах расположения патиков, приливов, бобышек толщину стенок увеличивают в 1,5...2 раза, при этом одно сечение должно переходить в другое плавно (рис. 13, в, г, д), и принимают  $h \geq 2\delta$  и  $r = 0,5\delta$ .

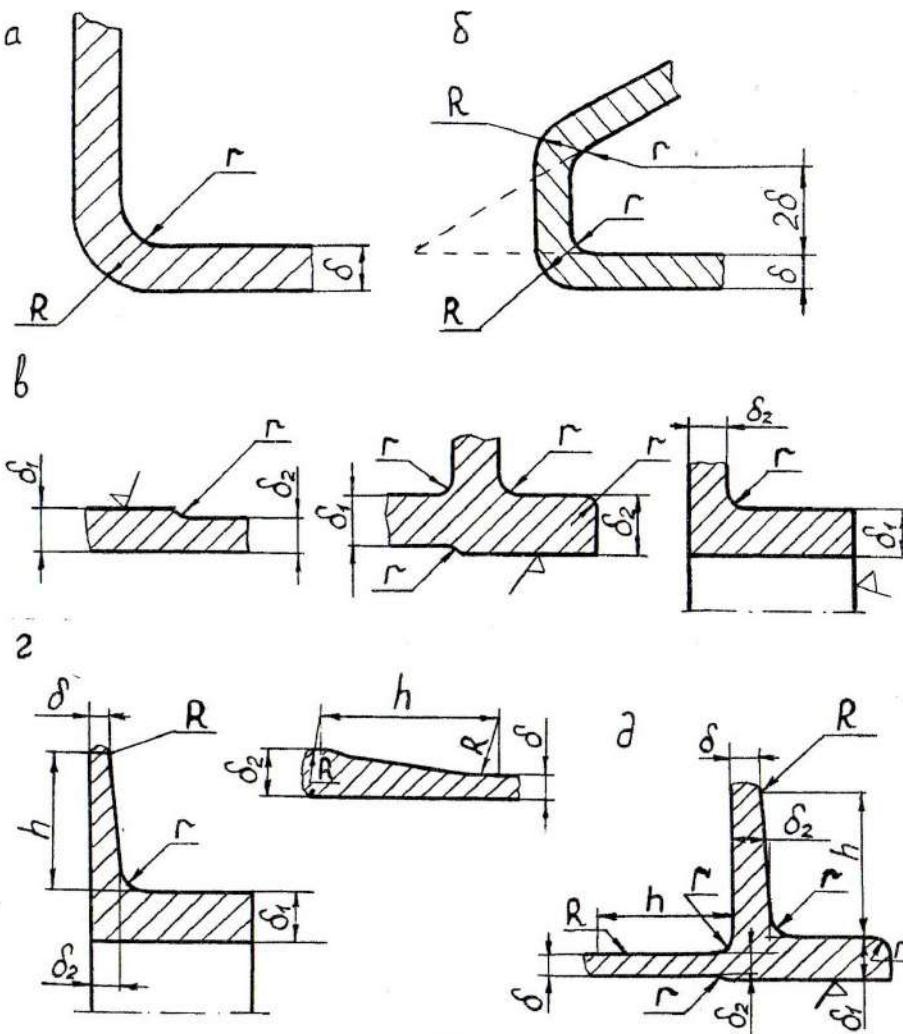


Рис. 13

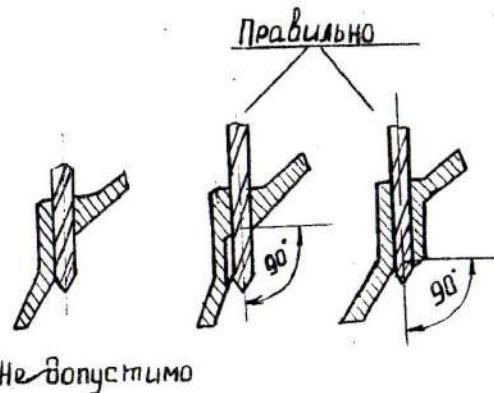


Рис. 14

Формовочные уклоны задают в пределах  $6\dots 10^\circ$ . Чем больше высота, тем меньше величина уклона.

Толщину наружных ребер у их основания принимают равной  $0,9\dots 1,0$  толщины основной стенки. Для внутренних ребер она составляет  $0,8$  толщины стенки.

Высота ребер примерно равна 5-кратному значению толщины стенки. Поперечное сечение ребер также выполняют с уклоном.

Размеры сторон платиков должны быть на  $3\dots 5$  мм больше размеров опорных поверхностей прикрепляемых деталей. Превышение опорной поверхности платиков принимают равным половине толщины стенки. Во избежание поломки сверл поверхности в начале и на выходе сверла должны быть перпендикулярны оси сверла (рис. 14).

Все отверстия (гладкие и резьбовые) для удобства сверления желательно выполнять сквозными. Как известно, на станках резьба нарезается диаметром  $\geq 6$  мм. Поэтому, чтобы избежать нарезки резьбы вручную, диаметр резьбы должен быть больше  $6$  мм. Оси отверстия желательно располагать перпендикулярно базовой плоскости. Крышку крепят к корпусу винтами с шестигранной уменьшенной головкой класса прочности 6.6.

Диаметр стяжных винтов (болтов)  $d = \sqrt[3]{T_{\max}} \geq 10$  мм, в крайнем случае  $d \geq 8$  мм.

По этой же формуле определяют диаметр винтов боковых крышек неразъемных корпусов; минимальный размер М6.

Расстояние между стяжными винтами – не более  $10d$ .

Толщина фланца по разъему  $\delta_{\text{фл}} = d$ , ширина, если на нем нет стяжек болтов,  $b = 1,5 d$ ; ширина фланца при наличии стяжных болтов  $b_{\text{фл}} \geq 2,5d + \delta$ . Диаметр фундаментного болта  $d_{\phi} = 1,25 d$ ; толщина лапы фундаментного болта  $\delta = 1,25 d_{\phi}$ . Число фундаментных болтов 4, реже – 6. Уклон дна составляет от 1:100 до 1:200.

Смотровой люк служит для контроля сборки и осмотра редуктора при эксплуатации. Его располагают на верхней крышке корпуса, что удобно и для заливки масла. Выполняют люк чаще прямоугольной формы, иногда круговым максимально возможных размеров. Люк закрывается крышкой из стальных листов толщиной  $\delta_n \leq 2$  мм, под крышку ставят прокладки из картона или резины толщиной 2..3 мм. Если с такой крышкой совмещена отдушина, то ее приваривают. Часто в люке располагают фильтр из тонкой медной проволоки или другого материала.

Для исключения сдвига крышки относительно корпуса при расточке подшипниковых отверстий устанавливают два конических штифта на возможно большем расстоянии друг от друга. Диаметр штифта  $\approx 6..8$  мм.

Проушины служат для подвеса и транспортировки крышки корпуса и собранного редуктора; их отливают заодно с крышкой. Чаще всего она представляет ребро жесткости толщиной  $S = 2 \delta$  с отверстием диаметром  $d_n \approx 3\delta$ .

Отверстия под маслоуказатель и сливную пробку желательно располагать рядом на одной стороне в доступных местах.

Нижняя кромка сливного отверстия должна быть на уровне днища или ниже него. У самого отверстия в отливке основания корпуса выполняют местное углубление для стока масла и отстаивания грязи. Отверстие под маслоуказатель должно располагаться на высоте, достаточной для точного замера верхнего и нижнего уровней масла. При установке маслоуказателя и сливной пробки с цилиндрической резьбой обязательно применяют уплотнительные прокладки из паронита или резиновое кольцо. Пробка с конической резьбой не требует уплотнения. Подробно этот вопрос рассмотрен в п. 3.9.

### Зубчатые колеса

В проектируемых редукторах общего назначения зубчатые колеса получаются относительно небольших размеров, что позволяет изготавливать их из поковок. Большие колеса изготавливают литьем или составными. Основные конструктивные элементы зубчатого колеса – ступица, диск, обод. Ступица конического зубчатого колеса в отличие от цилиндрических выступает со стороны большого конуса. Конструкция конических зубчатых колес зависит от внешнего диаметра вершин зубьев и угла делительного конуса. При  $d_{ae} \leq 120$  мм и  $\delta \leq 30^\circ$  колеса выполняют в соответствии с рис. 15, а, а при  $d_{ae} \geq 120$  мм и  $\delta \geq 45^\circ$  – с рис. 15, б, при  $d_{ae} > 120$  мм и мелкосерийном производстве по рис. 15, в, при крупносерийном – по рис. 15, г. Тонкими линиями показана заготовка, получаемая ковкой в двухсторонних штампах.

Для экономии относительно дорогих сталей при больших размерах колес целесообразно колесо выполнить составным подобно червячному [2].

На торцах зубьев выполняют фаски размером  $f = 0,5 m_e$  с округлением до стандартного значения, их снимают параллельно оси отверстия колеса. Ширина принимают  $S = 2,5 m_e + 2$  мм и с целью уменьшения объема механической обработки выполняют глубиной 1...2 мм. Длину ступицы желательно принимать равной

$$l_{ct} \approx (0,8 \dots 1,5) d, \text{ а диаметр ступицы } d_{st} = 1,5 d + 10 \text{ мм.}$$

Острые кромки на торцах ступицы, углах обода притупляют фасками, размеры которых принимают из приведенных ниже значений (мм):

$$\begin{array}{ccccccccc} d & 20 \dots 30 & 30 \dots 40 & 40 \dots 50 & 50 \dots 80 & 80 \dots 120 & 120 \dots 150 & 150 \dots 250 \\ f & 1,0 & 1,2 & 1,6 & 2,0 & 2,5 & 3,0 & 4,0 \end{array}$$

При ковке в штампах (рис. 15, г)  $R \geq 6$  мм, штамповочные уклоны  $\gamma \geq 12^\circ$ .

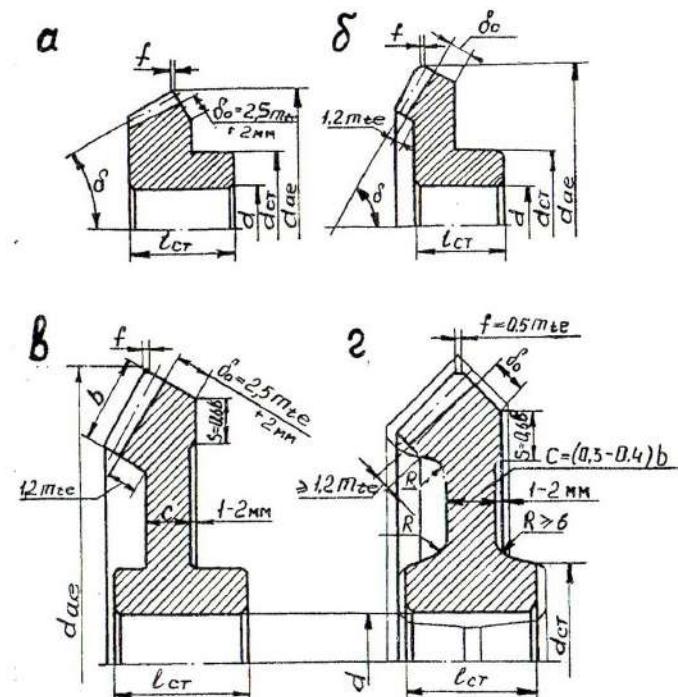


Рис. 15

### Шестерни (валы-шестерни)

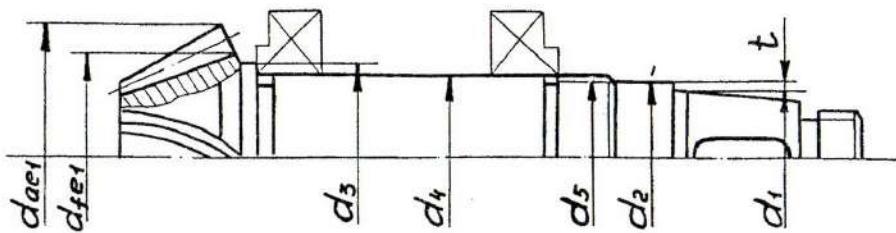
Шестерни при передаточном числе  $U \geq 3,15$  выполняют заодно с валом, при  $U \leq 2,8$  их можно выполнять и насадными, однако стоимость при раздельном изготовлении вала и шестерни увеличивается, поэтому чаще всего шестерню выполняют заодно с валом. Конструкции валов-шестерен в значительной степени определяются деталями подшипникового узла, в частности, схемой установки подшипников, а также соотношением диаметра впадин к диаметру ступени вала, примыкающей к внешнему торцу шестерни. Некоторые примеры конструкций валов-шестерен показаны на рис. 16.

### Валы

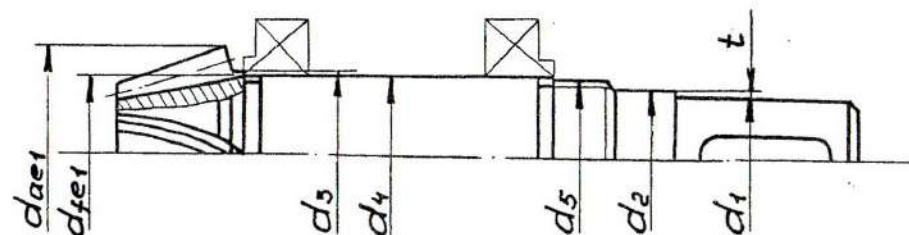
Валы редукторов имеют цилиндрическую ступенчатую форму, количество и конструкции ступеней зависят от числа, типа, размеров, установленных на них деталей, технологии сборки и разборки передач, усталостной прочности, расхода материалов при изготовлении и других факторов.

При насадке колес, подшипников, распорных втулок и др. каждая из указанных деталей проходит до своего посадочного места на валу без натяга,

*a*



*b*



*c*

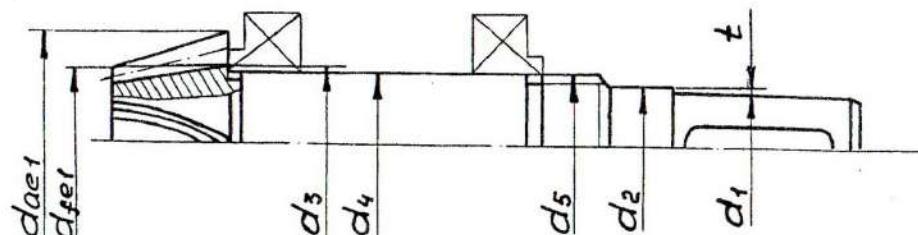


Рис. 16

что устраняет возможность повреждения других участков вала. Диаметры ступеней вала определяются расчетом на прочность либо конструктивно и округляются до стандартных значений. Длины ступеней назначают конструктивно, длина выходного конца вала должна приниматься по ГОСТу 12080-72 или быть увязана с типоразмером муфты.

Если переходный участок вала выполняют галтелью радиуса  $r$ , снижающей концентрацию напряжений в области перехода ступеней (рис. 17, а), то рекомендуется выбирать следующие параметры сопряжения:

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

Переходный участок в виде канавки (рис. 17, б), необходимой для выхода шлифовального круга, применяют чаще, так как в одноступенчатых редукторах валы имеют достаточную жесткость и прочность. Размеры канавок приведены ниже.

d, мм	от 10 до 50	от 50 до 100	св. 100
b, мм	3,0	5,0	8,0
h, мм	0,25	0,5	0,5
r, мм	1,0	1,6	2,0

Для выхода резьбонарезного инструмента, а иногда и шлифовального круга канавки выполняют по форме, представленной на рис. 17, в. Размеры канавок

Размеры канавки, мм	Шаг резьбы, мм				
	1	1,25	1,5	1,75	2
b	3		4		5
r	1	1			1,5
r <sub>1</sub>	0,5		0,5		
d <sub>k</sub>	d <sub>p</sub> -1,5	d <sub>p</sub> -1,8	d <sub>p</sub> -2,2	d <sub>p</sub> -2,5	d <sub>p</sub> -3

По условиям технологичности радиусы галтелей и размеры фасок на одном валу часто принимают одинаковыми. Это же относится и к ширине канавок для выхода инструмента. При использовании стопорных шайб для шлицевых гаек на валах выполняют продольные канавки (рис. 17, г).

Соотношение размеров канавки приведено в табл. 4.

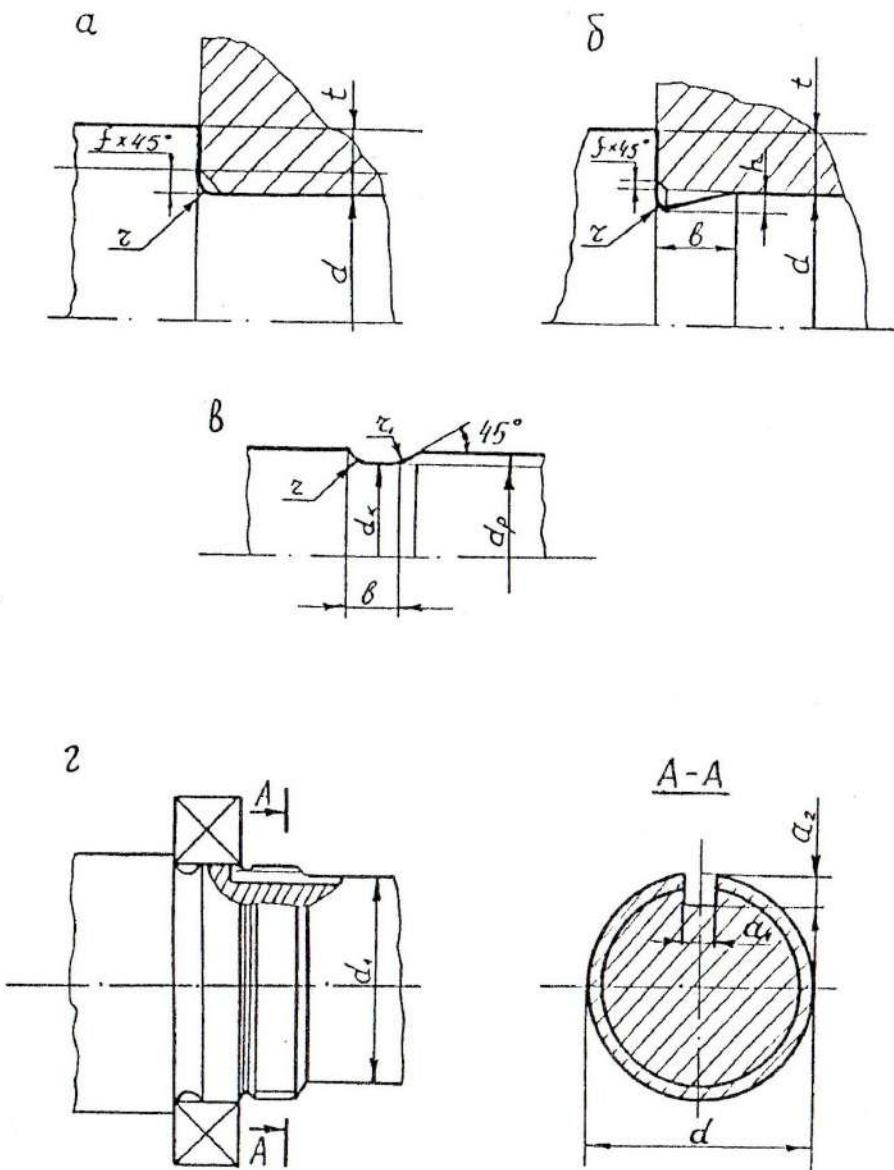


Рис. 17

Резьба, d	a <sub>1</sub>	a <sub>2</sub>	d <sub>1</sub>
M20x1,5	6	2	16,5
M22x1,5	6	2	18,5
M24x1,5	6	3	20,5
M27x1,5	6	3	23,5
M30x1,5	6	3	26,5
M33x1,5	6	3	29,5
M36x1,5	6	3	32,5
M42x1,5	8	3	38,5
M45x1,5	8	3	41,5
M56x2	8	3	52,0

Назначение диаметров ступеней валов производят по следующим соображениям.

Выходной конец вала может быть цилиндрическим (рис. 16, б, в; 18) или коническим (рис. 16, а), которые применяют в равной степени, хотя посадки на конус имеют некоторые достоинства: легкость разборки и сборки, возможность получения любого натяга.

Диаметр  $d_1$  определяют из расчета на прочность по кручению и изгибу (при пониженных допускаемых напряжениях), реже – на прочность при чистом кручении. Рассчитанное значение  $d_1$  согласовывают со стандартным по ГОСТу 6636-69. Если входной конец вала  $d_1$  соединяется с двигателем через муфту, то он не должен отличаться от диаметра вала ротора двигателя более чем на 20 %. В этом случае используют стандартную муфту.

Диаметр  $d_2$  вала-шестерни назначают конструктивно, высота буртика  $t$  должна быть достаточной для упора насаживаемой на конец вала-шестерни детали. Для тихоходного вала диаметр  $d_2$  часто принимается равным диаметру внутреннего кольца подшипника.

Диаметры  $d_1$  и  $d_2$  часто связывают условием, чтобы установка и ремонт подшипника были возможны без снятия шпонки.

Это условие выполняется при  $d_2 = d_1 + 2,2 (h - t_1)$ , где  $h$  – высота шпонки,  $t_1$  – глубина посадки шпонки в паз вала. Выполнение этого условия приводит к значительной разности диаметров  $d_1$  и  $d_2$ .

Для тихоходного вала диаметр  $d_3 = d_2 + 3,2 r$ , где  $r$  – координата фаски внутреннего кольца подшипника.

Для вала-шестерни диаметр  $d_3$  вычисляется по этой же формуле, но увязывается со значением  $d_{fe1}$  с тем, чтобы выбрать конструкцию вала-шестерни (рис. 16). Диаметр  $d_4$  равен внутреннему диаметру подшипника. Для тихоходных валов диаметр  $d_5 = d_3 + 3f$  ( $f$  – фаска ступицы колеса); для вала-шестерни диаметр  $d_5$  увеличивают конструктивно в увязке с резьбой регулирующей гайки.

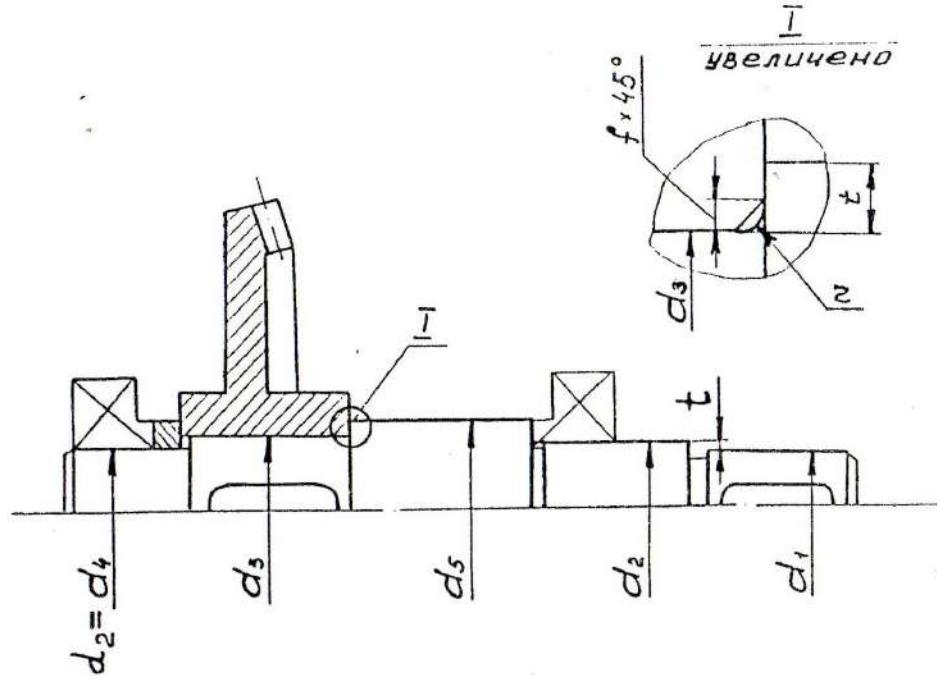


Рис. 18

При фрезеровании шпоночных пазов их располагают на одной образующей и часто выполняют одной ширины, выбранной по меньшему диаметру вала.

#### Подшипниковые узлы

Конструкция подшипникового узла (опоры) редуктора зависит от типа подшипников, схемы их установки, способа смазывания и закрепления на валу. Помимо подшипника в состав узла включаются детали крепления колец подшипников на валу и в корпусе: крышки, стаканы, уплотнения, регулирующие устройства.

Уже отмечено, что для опор применяют радиально-упорные подшипники, чаще конические, реже – шариковые, установленные по схеме “врастяжку” или “враспор”.

Установка подшипников “враспор” применяется в подшипниковых узлах большинства валов проектируемых редукторов. У конического редуктора ее применяют почти всегда для тихоходного вала, реже – для быстроходного вала-шестерни. Способы регулирования подшипников, установленных “враспор”, зависят от типа подшипников и крышек.

Подшипники, установленные “врастяжку”, применяют чаще всего для вала-шестерни. Регулирование подшипников производят осевым

перемещением внутреннего кольца подшипника (смежного с выходным концом вала) с помощью круглой пазушевой гайки, которую стопорят ланцетной шайбой (рис. 12).

#### Стаканы подшипников

Целесообразность или необходимость применения стаканов обусловлена обеспечением сборки деталей подшипникового узла вне корпуса редуктора и удобством регулировки подшипников и зацепления колес. Конструкция стакана определяется схемой расположения подшипников. На рис. 19 показаны конструкции часто встречающихся стаканов. Стаканы изготавливают чаще всего из чугуна СЧ 15 ГОСТ 1412-79. Толщина стенки стакана зависит от диаметра отверстия  $D_a$  под подшипник.

$D_a$ , мм	< 52	52...80	80...120	120...170
------------	------	---------	----------	-----------

$\delta$ , мм	4...5	6...8	8...10	10...12
---------------	-------	-------	--------	---------

Толщину фланца  $\delta_2 \approx 1,2 \delta$ , высоту буртика  $t$  согласуют с фаской наружного кольца подшипника и возможностью захвата при его демонтаже винтовым съемником.

Диаметр отверстий  $d$ , число винтов для крепления стакана к корпусу назначаем в зависимости от  $D_a$ .

$D_a$ , мм	40...62	63...95	100...145	150...220
------------	---------	---------	-----------	-----------

$d$ , мм	6	8	10	12
----------	---	---	----	----

$Z$ , шт.	4	4	6	6
-----------	---	---	---	---

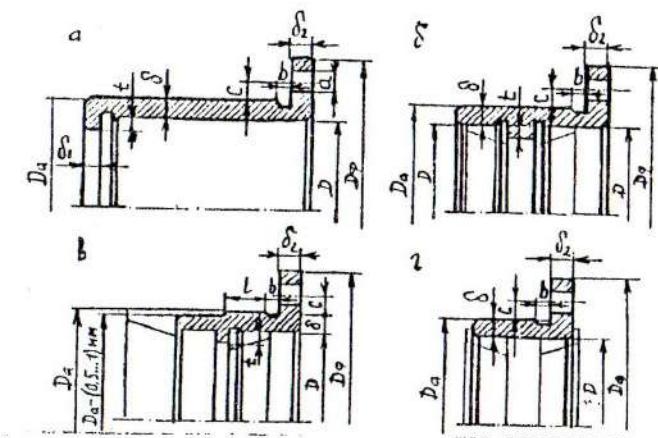


Рис. 19

Другие размеры:

$$c \approx d, h \approx (1,0 \dots 1,2) d, D_{\phi} \approx D_a + (4 \dots 4,4) d$$

Канавки на наружных и внутренних поверхностях стакана выполняют в соответствии с рис. 20, а их размеры выбирают по табл. 5, мм:

Таблица 5

$d$	$b$	$d_1$	$d_2$	$R$	$R_1$
От 10 до 50	3	-0,5	+0,5	1	0,5
От 50 до 100	5	-1,0	+1,0	1,6	0,5
От 100	8	-1,0	+1,0	2,0	1,0

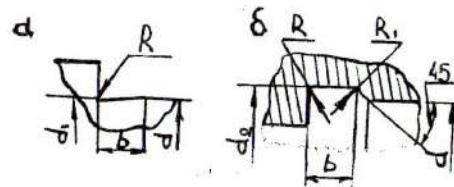


Рис. 20

## Крышки

Крышки служат для герметизации подшипникового узла, восприятия осевой нагрузки и фиксации подшипников. Их изготавливают в основном из чугуна двух видов – торцевые (прижимные) и врезные (закладные). Те и другие бывают глухие и сквозные (с отверстием для конца вала). Торцевые крышки применяют не только в неразъемных корпусах, но и в разъемных. Их конструкция зависит от типа уплотнения, регулировки зазоров в подшипниках, размещения деталей подшипникового узла. Регулирование подшипников производят набором под фланец крышки прокладок или с помощью винта с резьбовыми крышками.

Врезные крышки на разъемных корпусах имеют ряд преимуществ перед торцевыми. При установке радиально-упорных подшипников их регулируют только резьбовыми деталями, а радиальных – установкой компенсаторного кольца между наружным кольцом подшипника и глухой крышкой. Основные типы торцевых крышек показаны на рис. 21, а закладных – на рис. 22.

Крышки базируют по торцу фланца, поэтому длину цилиндрического центрирующего пояска  $l$  принимают небольшой – 4…8 мм. Размеры крышки в основном определяются диаметром  $D$  отверстия в корпусе под подшипник из приведенных ниже значений.

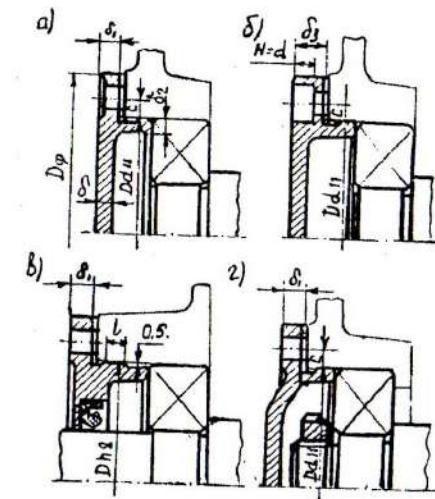


Рис. 21

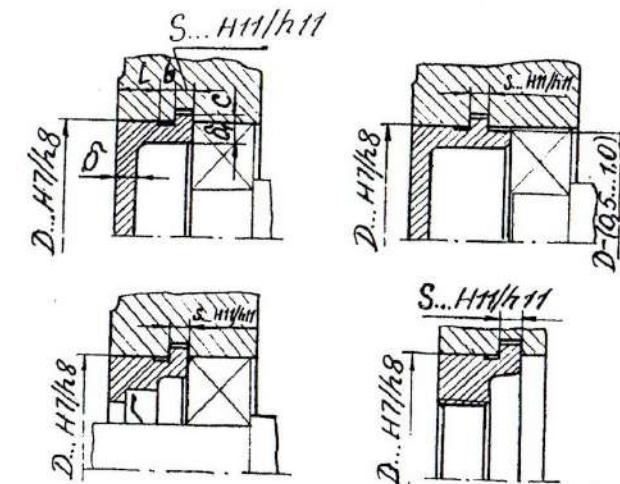


Рис. 22

D, мм	50...60	63...95	100...145	150...200
$\delta$ , мм	5	6	7	8
d, мм	6	8	10	12
Z, шт.	4	4	6	6

Размеры других элементов:  $\delta_1 \approx 1,2 \delta$ ;  $\delta_2 \approx (0,9...1,0) \delta$ ;

$$D_\Phi = D + (4,0...4,4) d; c \approx d.$$

Фланцы крышек чаще всего очерчиваются окружностью, но бывают и других форм, в частности, в виде квадрата.

Как видно из рис. 17 крышки в корпусе удерживаются кольцевым выступом, размещенным в канавке корпуса.

Толщину стенки  $\delta$  принимают из тех соображений, что и для стакана.

Размеры других элементов:  $\delta_1 \approx (0,9...1,0) \delta$ ;

$$S = (0,9...1,0) \delta; c \approx 0,5 S; l = 2,5 b; b = (3...8) \text{ мм}.$$

Если предусматривается размещение в крышке нажимного винта, имеющего мелкий шаг, то крышку надо изготавливать из стали.

### Уплотнительные устройства

Известно, что надежная работа подшипниковых узлов в значительной мере зависит от конструкции уплотнительных устройств. К ним, помимо функциональных требований, предъявляются и такие, как простота установки и съема их, экономическая целесообразность с учетом срока службы и т.д. В конических редукторах применяют все основные типы уплотнительных устройств: контактные, в том числе манжетного типа (табл. 6, см. приложение), целевые и лабиринтные, комбинированные.

Контактные манжеты (рис. 23, а – однопроточные, б – сдвоенные, в – двухпроточные) применяют при максимальной окружной скорости на поверхности контакта до 10...15 м/с в зависимости от материала, что позволяет использовать их как основной тип, при этом часто контакт манжеты образуют не с валом, а со втулкой, насаненной в этом месте на вал.

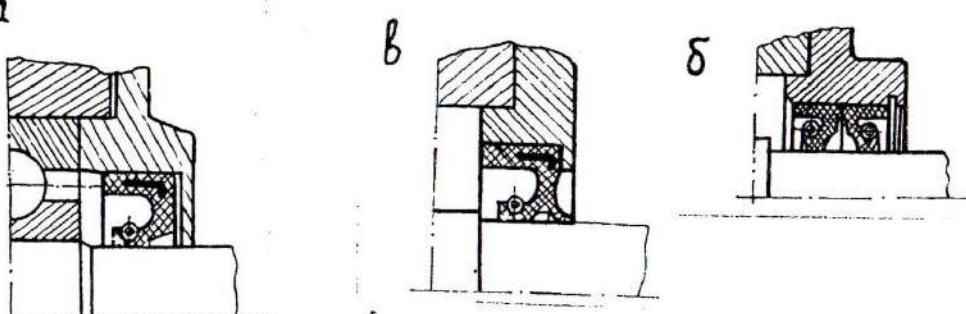


Рис. 23

### Смазка редуктора

Чаще всего применяется картерная система, при которой внутри корпуса образуется взвесь частиц масла в воздухе, покрывающая внутри корпуса поверхности деталей. Картерную смазку применяют при окружной скорости от 0,3 до 12,5 м/с. При более высоких скоростях масло сбрасывается с колеса центробежной силой. Принцип назначения сорта масла следующий: чем выше окружная скорость, тем меньше должна быть вязкость масла, чем выше контактные напряжения в зацеплении, тем вязкость масла должна быть больше. Сорт индустриального масла можно определить из табл. 7.

Таблица 7

Контактные напряжения $\sigma_x$ , МПа	Сорт масла при окружной скорости V, м/с		
	До 2	2...5	Свыше 5
До 600	И-Г-А-68	И-Г-А-46	И-Г-А-32
600-1000	И-Г-С-100	И-Г-С-68	И-Г-С-46
Свыше 1000	И-Г-С-150	И-Г-С-100	И-Г-С-68

Глубину погружения колеса в масло применяют такой, чтобы зубья были полностью погружены в масло. Общий объем заливаемого в картер масла определяют из расчета 0,5...0,7 л на 1 кВт мощности. Если режим работы редуктора кратковременный, то уровень масла поднимают, для повышения КПД – его понижают. Смазывание подшипников стремится выполнить тем же маслом, которым смазывают детали передач, чтобы исключить попадания в подшипник продуктов износа колес, а также излишнего полива маслом часто подшипники валов защищают маслозащитными шайбами. В ответственных случаях применяют индивидуальный подвод масла к подшипнику: жидкое масло подают насосом или подшипник смазывают пластичной смазкой с помощью пресс-масленки, для чего в корпусе выполняют канал. Если смазывание осуществляется пластичной смазкой, то во избежание ее вымывания жидким маслом применяют мазеудерживающие кольца. Наиболее распространенной пластичной смазкой является солидол жирный (ГОСТ 1033-79).

При вертикальном расположении валов верхнюю опору смазывают жидким маслом, подаваемым к подшипнику насосом или пластичной смазкой. Нижние опоры изолируют от масляной ванны и смазывают жидким маслом от насоса или пластичным смазочным материалом (рис. 6). Для периодической замены масла в корпусе предусматривают сливное отверстие, закрываемое пробкой с цилиндрической или конической резьбой (рис. 24). Размеры пробок с цилиндрической резьбой (рис. 24, а, б), мм приведены ниже:

d	D	D <sub>1</sub>	L	l	b	t
M 16x1,5	25	21,9	24	13	3	1,9
M 20x1,5	30	25,4	28	15	4	2,2

Размеры пробок с конической резьбой (рис 24, в), мм:

d	D	L	b
К ½" труб	20,9	15	7,5
К ¾" труб	26,4	17	7,5

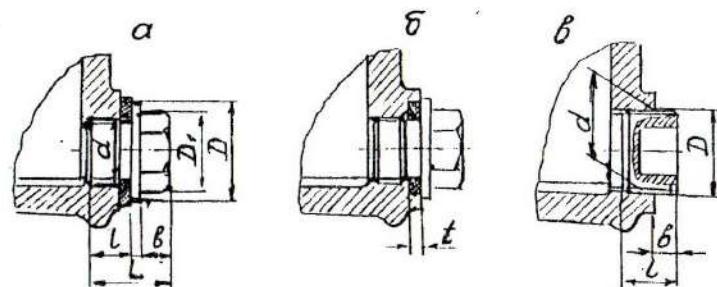


Рис. 24

Цилиндрическая резьба не создает надежного уплотнения, поэтому под пробку ставят уплотняющие прокладки из фибры, алюминия, паронита (рис. 24, а) или кольца из маслостойкой резины, размещаемые в канавках (рис. 24, б). По герметичности более желательно применение пробок с конической резьбой. Для контроля уровня масла в корпусе устанавливают либо жезловые маслоуказатели – шупы (рис. 25), либо маслоуказатели круглые и удлиненные из прозрачного материала. Ликвидацию избыточного давления внутри корпуса, возникающего вследствие нагревания масла, осуществляют установкой в верхних точках редуктора отдушин различной конструкции (рис. 26).

#### Регулирование осевого положения конических колес

Погрешности как при изготовлении деталей, так и при сборке приводят к неточному относительному положению зубчатого колеса и шестерни. На рис. 27 приведены возможные случаи относительного положения конических колес в плоскости, проходящих через оси валов, и пятна контакта на зубе колеса. Стрелками показано направление осевого перемещения колес при регулировании с целью совпадения вершин конусов. Точность зацепления конической пары при сборке может достигаться перемещением вала-шестерни и вала зубчатого колеса. Перемещение валов осуществляется либо с помощью набора прокладок, либо с помощью винтов, воздействующих на подшипники через нажимные шайбы (рис. 12), что позволяет произвести тонкую

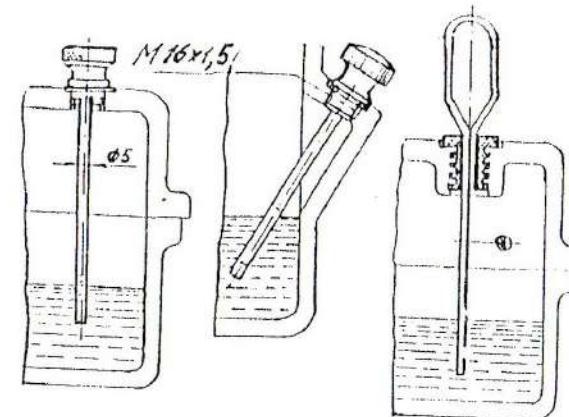


Рис. 25

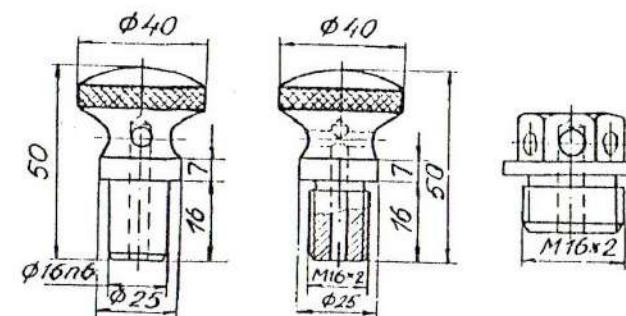


Рис. 26

регулировку осевого положения зубчатых колес. Изображение на рис. 12 устройство выполняют на обеих опорах, что дает возможность перемещать вал с деталями в обоих направлениях. По окончании регулирования винты стопорят; для повышения точности регулирования резьбу винтов следует применять с мелким шагом.

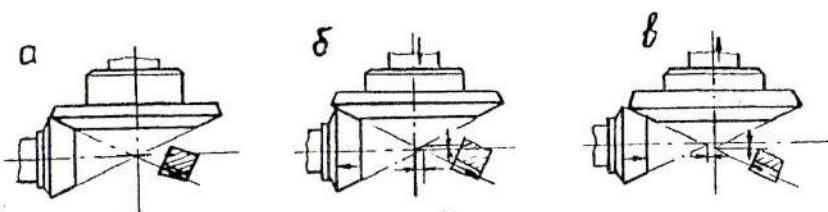


Рис. 27

## Сопряжение деталей

### Вал-стуница конического колеса

Для передачи крутящего момента могут быть использованы следующие соединения вала с колесом: шпоночные, шлицевые, с натягом. Шпоночные соединения, как известно, имеют ряд недостатков: трудоемкость в изготовлении, снижение усталостной прочности вала вследствие наличия шпоночных пазов, неравномерное распределение давлений между валом и ступицей и др. Поэтому желательно в тех случаях, где возможно, шпоночные соединения заменять другими. Клиновые шпонки в редукторах не применяют. Не рекомендуется двухшпоночное соединение. При передаче вращающего момента шпоночным соединением применение посадок с зазором недопустимо, а применение переходных посадок нежелательно; необходимо применять посадки, гарантирующие значительный натяг в соединении, - H7/P6, а при реверсивном вращении - H7/S6. Посадочные места вала под колесо чаще всего шлифуют, тогда перед буртиком для выхода шлифовального круга выполняют канавку. Ширина шпонки выполняется по h 9. Рекомендуются следующие поля допусков размеров:

- ширина шпоночного паза вала для призматической шпонки P9, для сегментной - N9;
- ширина шпоночных пазов отверстий при нереверсивной нагрузке ls9, при реверсивной - P9 (N9).

Назначение посадок элементов шлицевого соединения можно производить согласно работе [2].

Соединения с натягом считаются наиболее перспективными. При расчете соединений – подборе посадок с натягом необходимо иметь в виду следующее обстоятельство. Осевая сила на коническом колесе вызывает перераспределение напряжений смятия между ступицей и валом, которое может привести к раскрытию стыка, т.е. к исчезновению напряжений на торце ступицы. Этого допускать нельзя. Недостатком соединений с натягом является контактная коррозия, вызывающая уменьшение сцепления ступицы и вала. Во избежание этого приходится значительно увеличивать запас сцепления (до 4,5).

### Вал-подшипник

Посадки подшипников выбирают в зависимости от вида нагружения колес (местное нагружение, циркуляционное, колебательное), характера действующих нагрузок, режима работы и условий эксплуатации. Для подшипников валов будет иметь место циркуляционное нагружение внутреннего кольца и местное – для наружного. Установлено, что для этого случая соединение внутреннего кольца с валом должно обязательно осуществляться с небольшим натягом, исключающим его проворачивание вокруг вала, способное разваливать посадочную поверхность. Как известно, поле допуска на диаметр отверстия внутреннего кольца подшипника расположено не «в плюс», а «в минус», что гарантирует получение натяга в соединениях внутреннего кольца и вала, имеющего поля допусков “k”, “m”, “n” (в будущем “l”). На выбор поля допуска влияет также отношение эквивалентной динамической нагрузки к динамической грузоподъемности. Однако величина отношения лишь в редких случаях может вызвать необходимость другого поля допуска, не входящего в указанные выше три поля допусков. Более подробно этот вопрос рассмотрен в источниках [2, 3]. Точность размера, как правило, принимают по шестому квалитету.

### Корпус-подшипник

Посадки наружного неподвижного относительно нагрузки кольца назначают более свободными, с небольшим зазором, позволяющим ему, во-первых, нерегулярно проворачиваться, что полезно, так как изменяется зона нагружения; во-вторых, перемещаться в осевом направлении подшипнику в корпусе, что важно при его монтаже, при температурных деформациях валов.

Поле допуска на диаметр наружного кольца располагается «в минус». По этим причинам чаще всего используют посадку H7, реже I<sub>s</sub>7, I<sub>s</sub>6.

### Посадки соединений других деталей

Корпус-стакан –H7/n6, H7/l<sub>s</sub>6.

Корпус-крышка подшипника (центрирующий поясок) – H7/h8, H7/ d11. Посадки других соединений необходимо применять, пользуясь справочниками и указаниями руководителя проекта.

## 4. Пример проектирования одноступенчатого конического редуктора

### 4.1. Исходные данные

Момент на выходном валу,  $H \cdot m$  – 105

Частота вращения ведущего вала,  $\text{мин}^{-1}$  – 950

Передаточное число – 5

Класс нагрузки – НО, 8

Наработка, час – 8000

### 4.2. Выбор электродвигателя

#### Мощность на выходном валу

$$P_2 = \frac{T_2 n_2}{9550 \cdot 10^3}, \text{ кВт}$$

где  $T_2$  – момент на выходном валу,  $H \cdot m$ ;

$n_2$  – частота вращения выходного вала,  $\text{мин}^{-1}$ ;

$n_2 = \frac{n_1}{u}$ ,  $n_1$  – частота вращения входного вала,  $\text{мин}^{-1}$ ;

$u$  – передаточное число.

$$n_2 = \frac{950}{5} = 190 \text{ мин}^{-1}, P_2 = \frac{105 \cdot 10^3 \cdot 190}{955 \cdot 10^3} = 2,1 \text{ кВт}$$

Мощность электродвигателя

$$P_s = \frac{P_2}{\eta_p \cdot \eta_m}, \text{ где } \eta_p \text{ - КПД редуктора, } \eta_p = 0,97 [2];$$

$\eta_m$  - КПД муфты,  $\eta_m = 0,98 [1]$ .

$$P_s = \frac{2,1}{0,97 \cdot 0,98} = 2,2 \text{ кВт.}$$

Принимаем электродвигатель 4A100L6У3 [1, с. 28].

Номинальная мощность  $P_n = 2,2 \text{ кВт}$ , синхронная частота вращения

$$n_c = 1000 \text{ мин}^{-1}, \frac{T_{nyc}}{T_n} = 2,0, \text{ скольжение } S = 5,1 \text{ %}.$$

Как известно, перегрузка асинхронных электродвигателей допустима в пределах 5...8 % [2].

$$\frac{2,21 - 2,2}{2,2} \cdot 100\% \approx 0,5\% < 5\%. \text{ Перегрузка электродвигателя находится в}$$

допустимых пределах. Уточняем номинальную частоту вращения электродвигателя:  $n_n = n_c (1 - S / 100) = 1000 (1 - 5,1 / 100) = 949 \text{ мин}^{-1}$ .

Принимаем  $n_n = 950 \text{ мин}^{-1}$ . Ранее принято  $n_s = 950 \text{ мин}^{-1}$ , уточнение не требуется.

Основные размеры [мм] электродвигателя 4A100L6У3 (рис. 28) принятые из работы [1, с. 519]

$$L = 457; \quad L_1 = 395; \quad H = 280; \quad D = 235; \quad d = 28; \\ d_1 = 12; \quad l = 60; \quad l_1 = 63; \quad l_2 = 140; \quad b = 160.$$

### 4.3. Крутящий момент на входном валу

$$T_1 = \frac{T_2}{U \cdot \eta_p} = \frac{105000}{5 \cdot 0,97} = 21670 H \cdot mm$$

### 4.4. Выбор материалов зубчатых колес

Для шестерни и колеса принимаем сталь 40Х, термообработка – улучшение + закалка ТВЧ; HRC 42...50;  $\sigma_e = 900 \text{ Мпа}$ ;  
 $\sigma_T = 750 \text{ Мпа}$ ; HB 269...302 [1, с. 89-90].

В качестве расчетного значения берем HRC 42.

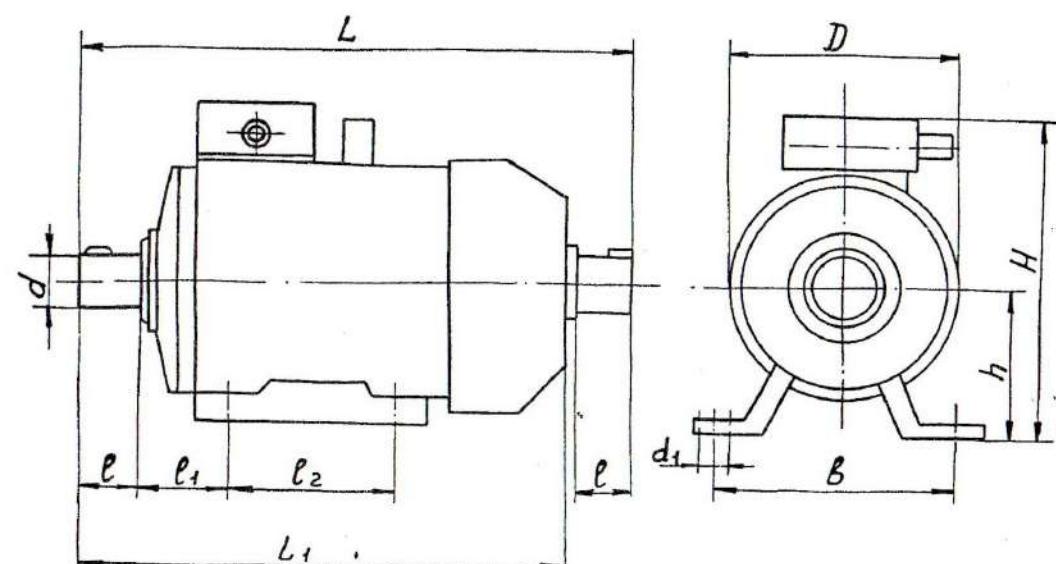


Рис. 28

#### 4.5. Определение коэффициента долговечности

Коэффициент долговечности по контактным напряжениям зуба шестерни

$$K_{\text{ш}1} = K_{HE} \sqrt{\frac{N_1}{N_{HGI}}} \leq 1,$$

где  $N_1$  - наработка зуба шестерни,

$N_1 = 60 t_z n_1 = 60 \times 8000 \times 950 = 456 \times 10^6$  циклов;

$N_{HGI}$  - база контактных напряжений;  $N_{HGI} = 50 \times 10^6$  [1, с. 82];

$K_{HE} = 0,8$  [1, с. 77].

$$K_{\text{ш}1} = 0,8 \sqrt{\frac{456 \cdot 10^6}{50 \cdot 10^6}} = 1,6$$

Принимаем  $K_{\text{ш}1} = 1$ .

Коэффициент долговечности по контактным напряжениям зуба колеса

$$K_{\text{ш}2} = K_{HE} \sqrt{\frac{N_2}{N_{HGI}}} \leq 1; N_2 = \frac{N_1}{U} = \frac{456 \cdot 10^6}{5} = 91,2 \cdot 10^6 \text{ циклов.}$$

$$K_{\text{ш}2} = 0,8 \sqrt{\frac{91,2 \cdot 10^6}{50 \cdot 10^6}} = 0,98 \approx 1. \text{ Принимаем } K_{\text{ш}2} = 1.$$

#### 4.6. Допускаемые контактные напряжения

Так как  $K_{\text{ш}1}$  и  $K_{\text{ш}2} = 1$ , то лимитирует колесо [1, с. 89].

$$[\sigma_u] = \frac{\sigma_{H\lim2}^0}{S_u},$$

где  $\sigma_{H\lim2}^0$  - предел выносливости по контактным напряжениям, МПа,

$\sigma_{H\lim2}^0 = 17 \text{ HRC}^{100} + 200$  [1, с. 90];

$\sigma_{H\lim2}^0 = 17 \times 42 + 200 = 914$  МПа;

$S_u$  - коэффициент безопасности,  $S_u = 1,2$  [1, с. 90],

$$[\sigma_u] = \frac{914}{1,2} = 761,6 \text{ МПа}$$

Принимаем  $[\sigma_u] = 760$  МПа.

#### 4.7. Допускаемые изгибающие напряжения

$$[\sigma_F] = [\sigma_{F2}] = \frac{\sigma_{F\lim}^0}{S_F},$$

где  $\sigma_{F\lim}^0$  - предел выносливости по напряжениям изгиба у ножки зуба,

$\sigma_{F\lim}^0 = 375$  МПа [1, с. 90];  $S_F$  - коэффициент безопасности по

напряжениям изгиба,  $S_F = 1,75$  [1, с. 90],  $[\sigma_F] = \frac{375}{1,75} = 214$  МПа.

#### 4.8. Расчет основных параметров передачи

Предварительное значение расчетного момента

$$T_p = T_2 K_{\text{нд}} K_n$$

где  $T_2$  - крутящий момент на выходном валу;  $T_2 = 105000 \text{ Н}\cdot\text{мм}$

$$K_{\text{нд}} = 1$$
 [п. 4.4];  $K_n' = K_{n\beta}' K_{na}' K_{nv}'$  [1, с. 92]

Ориентировочное значение окружной скорости на среднем диаметре

$$V_m' = \frac{n_1}{10^3 C_v} \sqrt[3]{\frac{T_2}{U_2}}$$
 [1, с. 95]

где  $C_v$  - коэффициент, учитывающий соотношение видов термообработки зубьев шестерни и колеса,  $C_v = 11$  [1, с. 95]

$$V_m' = \frac{950}{10^3 \cdot 11} \sqrt[3]{\frac{105000}{5^2}} = 1,40 \text{ м/с}$$

Степень точности

В соответствии с табл. 4.10 [1, с. 96] принимаем 9-ю степень точности.

Значение коэффициентов  $K_{n\alpha}', K_{n\beta}', K_{nv}'$

$$K_{n\alpha} = 1,08$$
 [1, с. 92];  $K_{n\beta} = \sqrt{K_{n\beta}^0} \geq 1,2$  [1, с. 93]

$$\frac{b}{d_{m1}} = 0,166\sqrt{U^2 + 1} \quad [1, \text{с. 93}], \quad \frac{b}{d_{m1}} = 0,166\sqrt{5^2 + 1} = 0,846$$

по табл. 4.7. [1, с.93] находим  $K_{n\beta}^0 = 2,2$ ;  $K_{n\beta} = \sqrt{2,2} = 1,483 \approx 1,48$ .  
 $K_{nv} = 1,01$  [1, с.96].

#### Диаметр основания делительного конуса колеса

$$d_{e2} = 165 \sqrt[3]{\frac{UT_p}{[\sigma_n]^2 \theta_n}} \quad [1, \text{с.126}],$$

где коэффициент  $\theta_n = 0,81 + 0,15 U$  [1, с. 127],  
 $\theta_n = 0,81 + 1,15 \times 5 = 1,56$ .

$$d_{e2} = 165 \sqrt[3]{\frac{5 \cdot 105 \cdot 10^3 \cdot 1,08 \cdot 1,483 \cdot 1,01}{760^2 \cdot 1,56}} = 161,9 \text{ мм}$$

Принимаем  $d_{e2} = 162 \text{ мм}$ .

#### Внешнее конусное расстояние

$$R_e = \frac{d_{e2}}{2} \sqrt{1 + \frac{1}{U^2}} = \frac{162}{2} + \sqrt{1 + \frac{1}{5^2}} = 82,6 \text{ мм}$$

#### Ширина колеса и шестерни

$b = 0,285 R_e = 0,285 \cdot 82,6 = 23,54 \text{ мм}$ . Принимаем  $b = 25 \text{ мм}$ .

#### Окружная скорость

$$V_m = \frac{0,857 d_{e2} \cdot \pi \cdot n_1}{60 \cdot 1000 U} = \frac{0,857 \cdot 162 \cdot 3,14 \cdot 950}{60 \cdot 1000 \cdot 5} = 1,38 \text{ м/с.}$$

Ранее было определено  $V = 1,40 \text{ м/с.}$

Так как  $1,40 \approx 1,38$ , то уточнение коэффициентов  $K_{n\alpha}, K_{n\beta}$  и  $K_{nv}$  не производим.  $T_p' = T_p$

#### Расчетное контактное напряжение

$$\sigma_n = \frac{2120}{d_{e2}} \sqrt{\frac{UT_2 \cdot K_{n\alpha} \cdot K_n}{d_{e2} \theta_n}} = \frac{2120}{162} \sqrt{\frac{5 \cdot 105 \cdot 10^3 \cdot 1 \cdot 1,08 \cdot 1,48 \cdot 1,01}{162 \cdot 1,56}} = 759 \text{ МПа}$$

Отклонение от допускаемого напряжения не должно превышать 5 %, а именно

$$\left| \frac{\sigma_n - [\sigma_n]}{[\sigma_n]} \right| = \left| \frac{759 - 760}{760} \right| \cdot 100 \% = 0,1 \% \text{, что допустимо.}$$

#### Проверка статической прочности по контактным напряжениям

$$\sigma_{n\max} = \sigma_n \sqrt{\frac{T_{nyc}}{T_n \cdot K_{n\alpha}}} = 759 \sqrt{\frac{2}{1}} = 1075 \text{ МПа}$$

$$[\sigma_{n\max}] = 2,8 \sigma_r = 2,8 \cdot 750 = 2100 \text{ МПа}$$

$1075 < 2100$ . Условие прочности соблюдается.

#### Диаметр делительного конуса основания шестерни

$$d_{e1} = \frac{d_{e2}}{U} = \frac{162}{5} = 32,4 \text{ мм}$$

#### Число зубьев шестерни

$$Z_1 = 15 \quad [2, \text{с. 17}].$$

#### Число зубьев колеса

$$Z_2 = Z_1 U = 15 \times 5 = 75.$$

#### Торцовый модуль

$$m_{te} = \frac{d_{e2}}{Z_2} = \frac{162}{75} = 2,16 \text{ мм}$$

#### Проверка прочности зубьев шестерни на изгиб

$$\sigma_{F1} = \frac{Y_{F1}}{m_{te} b} \frac{1,17}{\theta_F} F_t K_{Fq} K_F,$$

где  $Y_{F1}$  - коэффициент формы зуба, определяется по приведенному числу зубьев шестерни  $Z_{IV}$

$$Z_{IV} = \frac{Z_1}{\cos^3 \beta_m \cos \delta_1}; \quad \beta_m = 35^\circ; \quad \cos 35^\circ = 0,81915,$$

$$\cos^3 35^\circ = 0,55; \quad \delta_1 = 90 - \delta_2;$$

$$\delta_2 = \arctg U = \arctg 5 = 78^\circ 41' 24'';$$

$$\delta_1 = 90^\circ - 78^\circ 41' 24'' = 11^\circ 18' 36'';$$

$$Z_{IV} = \frac{15}{0,55 \cdot \cos 11^\circ 18' 36''} = 27,8;$$

$$\theta_n = 0,65 + 0,11U[1, c. 127], \theta_n = 0,65 + 0,11 \cdot 5 = 1,2.$$

### Относительные смещения шестерни $X_{n1}$

Для колеса  $X_{n2} = -X_{n1}$ , поэтому по табл. 4.19 [1, с. 129] принимаем  $X_{n1} = 0,36$ . Коэффициент формы зуба при  $X_{n1} = 0,36$   $Y_{F1} = 3,6$  [1, с. 101]

$$\theta_F = 0,65 + 0,11U[1, c. 127]$$

$$\theta_F = 0,65 + 0,11 \cdot 5 = 1,2$$

### Окружная сила

$$F_t = \frac{2T_2}{0,857d_{e2}} = \frac{2 \cdot 105 \cdot 10^3}{0,857 \cdot 162} = 1515H;$$

$$K_{Fq} = 1;$$

$$K_F = K_{Fa} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV}; K_{Fa} = 1[1, c. 92]; K_{F\beta} = \sqrt{K^o_{F\beta}} \geq 1,15;$$

$$K^o_{F\beta} = 1,08[1, c. 94]; K_{F\beta} = \sqrt{1,8} = 1,34; K_{FV} = 1,02[1, c. 97]$$

$$\sigma_{F1} = \frac{3,6}{2,16 \cdot 25} \cdot \frac{1,17}{1,2} \cdot 1515 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,34 \cdot 1,02 = 135,5 \text{ MPa}$$

$[\sigma_{F1}] = 214 \text{ MPa}$ .  $135,5 < 214 \text{ MPa}$ . Условие прочности соблюдается.

### Проверка прочности зубьев колеса на изгиб

$$\sigma_{F2} = \sigma_{F1} \frac{Y_{F2}}{Y_{F1}}$$

Коэффициент формы зуба колеса  $Y_{F2}$  определяем по значению приведенного числа зубьев колеса  $Z_{2v}$  при коэффициенте смещения  $X_{n2} = -0,36$ ;

$$Z_{2v} = \frac{Z_2}{\cos^3 \beta_m \cos \delta_2} = \frac{75}{\cos^3 35^\circ \cos 78^\circ 41' 24''} = \frac{75}{0,55 \cdot 0,2} = 681,8$$

$$Y_{F2} = 3,63[1, c. 101]$$

$$\sigma_{F2} = 135,5 \frac{3,63}{3,6} = 136,7 \approx 137 \text{ MPa}$$

$[\sigma_F] = 214 \text{ MPa}$ ;  $137 < 214 \text{ MPa}$ . Условие прочности соблюдается.

### Проверка на статическую прочность по изгибу

$$\sigma_{F2\max} = \sigma_{F2} \frac{T_{nyc}}{T_n K_{Fq}} = 137 \frac{2}{1} = 274 \text{ MPa}$$

$$[\sigma_{F2\max}] = 1260 \text{ MPa} [1, с. 90].$$

$$274 < 1260 \text{ MPa}.$$

$$\sigma_{F1\max} = \sigma_{F1} \frac{T_{nyc}}{T_n K_{Fq}} = 135,5 \frac{2}{1} = 271 \text{ MPa}$$

$271 < 1260 \text{ MPa}$ . Условия прочности соблюдаются.

### 4.9. Геометрический расчет зацепления [1, с. 136, 137]

#### Число зубьев плоского колеса

$$Z_c = \sqrt{Z^2_1 + Z^2_2} = \sqrt{15^2 + 75^2} = 76,4853$$

#### Среднее конусное расстояние

$$R = R_e - 0,5 b = 82,6 - 0,5 \times 25 = 70,1 \text{ мм}$$

#### Расчетный нормальный модуль в среднем сечении

$$m_{nm} = \frac{2R \cos \beta_m}{Z_c} = \frac{2 \cdot 70,1 \cdot \cos 35^\circ}{76,4853} = 1,5015 \text{ мм}$$

#### Высота головки зуба в расчетном сечении

$$h_{a1} = (1 + X_{n1}) m_{nm} = (1 + 0,36) 1,5015 = 2,042 \text{ мм};$$

$$h_{a2} = (1 - X_{n1}) m_{nm} = (1 - 0,36) 1,5015 = 0,9600 \text{ мм}.$$

## Высота ножки зуба в расчетной сечении

$$h_{f1} = (1,25 - X_{n1}) m_{nm} = (1,25 - 0,36) 1,5015 = 1,3363 \text{ мм.}$$

$$h_{f2} = (1,25 + X_{n1}) m_{nm} = (1,25 + 0,36) 1,5015 = 2,4174 \text{ мм.}$$

## Угол ножки зуба

$$\theta_{f1} = \arctg \frac{h_{f1}}{R} = \arctg \frac{1,3363}{70,1} = \arctg 0,019 = 1^\circ 06';$$

$$\theta_{f2} = \arctg \frac{h_{f2}}{R} = \arctg \frac{2,4174}{70,1} = \arctg 0,034 = 1^\circ 58'$$

## Угол головки зуба

$$\theta_{a1} = \theta_{f2} = 1^\circ 58';$$

$$\theta_{a2} = \theta_{f1} = 1^\circ 06'$$

## Угол конуса вершин

$$\delta_{a1} = \delta_1 + \theta_{a1} = 11^\circ 18' 36'' + 1^\circ 58' = 13^\circ 16' 36'';$$

$$\delta_{a2} = \delta_2 + \theta_{a2} = 78^\circ 41' 24'' + 1^\circ 06' = 79^\circ 47' 24''$$

## Угол конуса впадин

$$\delta_{f1} = \delta_1 - \theta_{f1} = 11^\circ 18' 36'' - 1^\circ 06' = 10^\circ 12' 36'';$$

$$\delta_{f2} = \delta_2 - \theta_{f2} = 78^\circ 41' 24'' - 1^\circ 58' = 76^\circ 43' 24''$$

## Увеличение высоты головки зуба при переходе от расчетного сечения на внешний торец

$$\Delta h_{ae1} = 0,5b \cdot t g \theta_{a1} = 0,5 \cdot 25 t g 1^\circ 58' = 0,425 \text{ мм}$$

$$\Delta h_{ae2} = 0,5b \cdot t g \theta_{a2} = 0,5 \cdot 25 t g 1^\circ 06' = 0,2375 \text{ мм}$$

## Внешняя высота головки зуба

$$h_{ae1} = h_{a1} + \Delta h_{ae1} = 2,042 + 0,425 = 2,467 \text{ мм}$$

$$h_{ae2} = h_{a2} + \Delta h_{ae2} = 0,960 + 0,2375 = 1,1975 \text{ мм}$$

## Увеличение высоты ножки зуба при переходе от расчетного сечения на внешний торец

$$\Delta h_{fe1} = \Delta h_{ae2} = 0,2375 \text{ мм}$$

$$\Delta h_{fe2} = \Delta h_{ae1} = 0,425 \text{ мм}$$

## Внешняя высота ножки зуба

$$h_{fe1} = h_{f1} + \Delta h_{fe1} = 1,3363 + 0,2375 = 1,5738 \text{ мм};$$

$$h_{fe2} = h_{f2} + \Delta h_{fe2} = 2,4174 + 0,425 = 2,8424 \text{ мм}$$

## Внешняя высота зуба

$$h_e = h_{ae1} + h_{fe1} = h_{ae2} + h_{fe2} = 2,467 + 1,5738 = 4,0408 \text{ мм}$$

## Диаметр основания конуса шестерни

$$d_{e1} = d_{e2} \frac{Z_1}{Z_2} = 162 \frac{15}{75} = 32,4 \text{ мм}$$

## Диаметр вершин зубьев

$$d_{ae1} = d_{e1} + 2h_{ae1} \cdot \cos \delta_1 = 32,4 + 2 \cdot 2,467 \cdot \cos 11^\circ 18' 36'' = 37,238 \text{ мм}$$

$$d_{ae2} = d_{e2} + 2h_{ae2} \cdot \cos \delta_2 = 162 + 2 \cdot 1,1975 \cdot \cos 78^\circ 41' 24'' = 162,469 \text{ мм}$$

## Диаметр впадин зубьев

$$d_{fe1} = d_{e1} - 2h_{fe1} \cdot \cos \delta_1 = 32,4 - 2 \cdot 1,5738 \cdot \cos 11^\circ 18' 36'' = 29,313 \text{ мм}$$

$$d_{fe2} = d_{e2} - 2h_{fe2} \cdot \cos \delta_2 = 162 - 2 \cdot 2,8424 \cdot \cos 78^\circ 41' 24'' = 160,89 \text{ мм}$$

## 4.10. Компоновка редуктора (рис. 29)

### Диаметр конца входного вала

$$d_{x1} \geq \sqrt[3]{\frac{16 T_1}{\pi [\tau]}},$$

где  $[\tau]$  – заниженное допускаемое касательное напряжение,  $[\tau] = 15 \dots 25 \text{ МПа}$  [1, с.296]. Принимаем  $[\tau] = 25 \text{ МПа}$ , предполагая, что он изготовлен из стали 40Х.

$$d_{x1} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 21670}{3,14 \cdot 25}} = 16,4 \text{ мм}$$

Принимаем  $d_{x1} = 16$  мм.

Принимаем подшипники конические легкой серии 7204, установленные «враспор».

$$d_n = 20 \text{ мм}; D = 47 \text{ мм}; B = 14 \text{ мм}; \beta = 12 \dots 16^\circ; T = 15,5 \text{ мм} [1, c. 538]$$

Компоновочный узел выполнен из условия, что

$$\begin{aligned} a_1 : b_1 &= 2 : 1; \quad b_1 = 57 \text{ мм}; \quad a_1 = 28 \text{ мм}; \quad c_1 = 55 \text{ мм}; \quad a_2 = 58 \text{ мм}; \\ b_2 &= 17 \text{ мм}; \quad c_2 = 68 \text{ мм} \text{ (рис. 29).} \end{aligned}$$

Диаметр конца выходного вала

$$d_{x2} \geq \sqrt[3]{\frac{16T_2}{\pi[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 105 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 20}} = 30 \text{ мм}$$

Принимаем  $d_{x2} = 32$  мм.

Принимаем для выходного вала конические подшипники 7207, установленные «враспор».

$$d_n = 35 \text{ мм}; D = 72 \text{ мм}; B = 17 \text{ мм}; \beta = 12 \dots 16^\circ; T = 18,5 \text{ мм}$$

Диаметр вала под колесо принимаем равным  $d_{b2} = 40$  мм.

#### 4.11. Основные размеры корпусных деталей

Толщина стенки корпуса

$$\delta = 2\sqrt[4]{0,1T_{\max}} \geq 6 \text{ мм};$$

$$\delta = 2\sqrt[4]{0,1 \cdot 2 \cdot 105} = 5,3 \text{ мм};$$

$$T_{\max} = 2T_2, \text{ Н} \cdot \text{мм}. \text{ Принимаем } \delta = 7 \text{ мм}.$$

Толщина стенки крышки корпуса

$$\delta_1 = 0,9\delta = 0,9 \cdot 7 = 6,3 \text{ мм}. \text{ Принимаем } \delta_1 = 6 \text{ мм}.$$

Толщина ребра у основания  $\delta_{reb} = \delta = 7 \text{ мм}.$

Диаметр стяжных винтов

$$d = \sqrt[3]{T_{\max}} \geq 10 (8) \text{ мм};$$

$$d = \sqrt[3]{2 \cdot 105} = 6,25 \text{ мм}.$$

Принимаем  $d = 8 \text{ мм}.$

Толщина фланца по разъему  $\delta_{fl} = d = 8 \text{ мм}.$

Ширина фланца по разъему  $b_{fl} = 3d = 3 \times 8 = 24 \text{ мм}.$

Диаметр фундаментных болтов

$$d_f \geq 1,25 d = 1,25 \times 8 = 10 \text{ мм}. \text{ Принимаем } d_f = 12 \text{ мм}.$$

Толщина лап

$$h_l \approx 2,3 \delta = 2,3 \times 7 = 16,1 \text{ мм}. \text{ Принимаем } h_l = 15 \text{ мм}.$$

#### 4.12. Силы в зацеплении и консольные силы

$$\text{Окружная сила } F_t = \frac{2T_2}{0,857 d_{x2}} = \frac{2 \cdot 105 \cdot 10^3}{0,857 \cdot 162} = 1515 \text{ Н}.$$

Радиальная сила на шестерне

$$F_{R1} = F_t \gamma_R;$$

$$\gamma_R = 0,444 \cos \delta_1 - 0,7 \sin \delta_1 = 0,444 \cdot \cos 11^\circ 18' 36'' - 0,7 \cdot \sin 11^\circ 18' 36'' = 0,2979.$$

$$F_{R1} = 1515 \cdot 0,2979 = 450 \text{ Н}.$$

$$\bar{F}_{R1} = -\bar{F}_{A2}.$$

Осьевая сила  $F_{A1}$  на шестерне  $F_{A1} = F_t \gamma_A.$

$$\gamma_A = 0,444 \sin \delta_1 + 0,7 \cos \delta_1 = 0,444 \sin 11^\circ 18' 36'' + 0,7 \cos 11^\circ 18' 36'' = 0,773.$$

$$F_{A1} = 1515 \cdot 0,773 = 1170 \text{ Н}.$$

На входном валу между двигателем и редуктором предполагаем установку муфты МУВП. Подбираем муфту по расчетному крутящему моменту  $T_p = K_p T_1$ , где  $K_p$  – коэффициент режима работы. Для конвейерного привода с

$$K_p = 1,4 [1, c. 457].$$

$$T_p = 1,4 \times 21670 = 30340 \text{ Н} \cdot \text{мм}. \text{ Принимаем муфту МУВП-31, 5-16.}$$

Диаметр отверстия муфты  $d_o = 16 \text{ мм}.$

Диаметр окружности пальцев  $D_o = D - (1,5 \dots 1,6) d_o.$

$D = 90 \text{ мм}; D_o = 90 - 1,6 \times 16 \approx 65 \text{ мм}.$

Окружная сила муфты

$$F_{M1} = \frac{2T_1}{D_o} = \frac{2 \cdot 21670}{65} = 667 \text{ H};$$

$$F_{k1} = 0,4 F_{M1} = 0,4 \cdot 667 = 270 \text{ H}.$$

Консольная сила на выходном валу

$$F_{k2} = 125\sqrt{T_n} = 125\sqrt{105} \approx 1250 \text{ H}, \quad \text{где } T_n \text{ в } \text{H} \cdot \text{мм}$$

Консольные силы считаем приложенными по середине шпоночного паза на конце вала.

#### 4.13. Расчет валов

Быстроходный (входной) вал (рис. 30)

$$b_1 = 57 \text{ мм}; a_1 = 28 \text{ мм}; c_1 = 55 \text{ мм};$$

$$d_{m1} = 0,857 d_{e1} = 0,857 \times 32,4 = 27,77 \text{ мм};$$

$$F_t = 1515 \text{ H}; F_{R1} = 450 \text{ H}; F_{A1} = 1170 \text{ H}; F_{K1} = 270 \text{ H}.$$

В плоскости «X»  $\rightarrow F_{A1}$  и  $F_{R1}$ .

$$\Sigma M_1 = 0;$$

$$-R_{2x} \cdot b_1 + F_{A1} \frac{d_{m1}}{2} - F_{R1} \cdot a_1 = 0;$$

$$R_{2x} = \frac{F_{A1} \frac{d_{m1}}{2} - F_{R1} \cdot a_1}{b_1} = \frac{1170 \frac{27,77}{2} - 450 \cdot 28}{57} = 64 \text{ H}.$$

$$\Sigma M_2 = 0;$$

$$-F_{R1}(b_1 + a_1) + F_{A1} \frac{d_{m1}}{2} + R_{1x} \cdot b_1 = 0;$$

$$R_{1x} = \frac{F_{R1}(b_1 + a_1) - F_{A1} \frac{d_{m1}}{2}}{b_1} = \frac{450(57 + 28) - 1170 \frac{27,77}{2}}{57} = 386 \text{ H}.$$

Проверка:  $\Sigma F = 0; R_{1x} + R_{2x} + F_{R1} = 0; 386 + 64 - 450 = 0.$

В плоскости «Y»  $\rightarrow F_t$ .

$$\Sigma M_1 = 0;$$

$$R_{2y} \cdot b_1 - F_t \cdot a_1 = 0;$$

$$R_{2y} = F_t \frac{a_1}{b_1} = 1515 \frac{28}{57} = 744 \text{ H}.$$

$$\Sigma M_2 = 0;$$

$$R_{1y} b_1 - F_t(b_1 + a_1) = 0;$$

$$R_{1y} = F_t \frac{b_1 + a_1}{b_1} = 1515 \frac{57 + 28}{57} = 2259 \text{ H}.$$

Проверка:  $\Sigma F = 0; -744 + 2259 - 1515 = 0.$

Принимаем  $R_{2y} = 745 \text{ H}; R_{1y} = 2260 \text{ H}.$

В плоскости «K»  $\rightarrow F_{k1}$

$$\Sigma M_1 = 0;$$

$$F_{k1}(b_1 + c_1) - R_{k2} b_1 = 0;$$

$$R_{k2} = F_{k1} \frac{b_1 + c_1}{b_1} = 270 \frac{57 + 55}{57} = 530 \text{ H};$$

$$\Sigma M_2 = 0;$$

$$F_{k1} \cdot c_1 - R_{1k} \cdot b_1 = 0;$$

$$R_{1k} = F_{k1} \frac{c_1}{b_1} = 270 \frac{55}{57} = 260 \text{ H}.$$

Проверка:  $\Sigma F_i = 0; -270 + 530 - 260 = 0.$

Выходной вал (рис. 31)

$$a_2 = 58 \text{ мм}; b_2 = 17 \text{ мм}; c_2 = 68 \text{ мм};$$

$$d_{m2} = 0,857 d_{e2} = 0,857 \times 162 = 138,8 \text{ мм};$$

$$F_t = 1515 \text{ H}; F_{R2} = 1170 \text{ H}; F_{A2} = 450 \text{ H}; F_{k2} = 1250 \text{ H}.$$

В плоскости «X»  $\rightarrow F_{A2}, F_{R2}$ .

$$\Sigma M_1 = 0;$$

$$R_{1X}(a_2 + b_2) - F_{R2}b_2 + F_{A2} \frac{d_{2m}}{2} = 0;$$

$$R_{1X} = \frac{F_{R2} \cdot b_2 - F_{A2} \frac{d_{2m}}{2}}{a_2 + b_2} = \frac{1170 \cdot 17 - 450 \frac{138,8}{2}}{58 + 17} = -151,2 H;$$

$$\Sigma M_2 = 0; -R_{2X}(a_2 + b_2) + F_{A2} \frac{d_{m2}}{2} + F_{R2}a_2 = 0;$$

$$R_{2X} = \frac{F_{A2} \cdot \frac{d_{m2}}{2} + F_{R2} \cdot a_2}{a_2 + b_2} = \frac{150 \frac{138,8}{2} + 1170 \cdot 58}{58 + 17} = 1321,2 H.$$

Проверка:  $\Sigma \bar{F} = 0; 1321,2 - 1170 - 151,2 = 0$ .

Принимаем:  $R_{2X} = 1320 H; R_{1X} = 150 H$ .

В плоскости «Y»  $\rightarrow F_t$ .

$$\Sigma M_1 = 0;$$

$$R_{1y} \cdot (a_2 + b_2) - F_t \cdot b_2 = 0;$$

$$R_{1y} = F_t \frac{b_2}{a_2 + b_2} = 1515 \frac{17}{58 + 17} = 343,4 H.$$

$$\Sigma M_2 = 0;$$

$$-R_{2y}(a_2 + b_2) + F_t \cdot a_2 = 0.$$

$$R_{2y} = F_t \frac{a_2}{a_2 + b_2} = 1515 \frac{58}{58 + 17} = 1171,6 H.$$

Проверка:  $\Sigma \bar{F} = 0; 1171,6 - 1515 + 343,4 = 0$ .

Принимаем  $R_{1y} = 345 H; R_{2y} = 1170 H$ .

В плоскости «K»  $\rightarrow F_{k2}$

$$\Sigma M_1 = 0;$$

$$F_{k2} \cdot c_2 - R_{1k}(a_2 + b_2) = 0;$$

$$R_{1k} = F_{k2} \frac{c_2}{a_2 + b_2} = 1250 \frac{68}{58 + 17} = 1133,3 H.$$

$$\Sigma M_2 = 0;$$

$$F_{k2}(a_2 + b_2 + c_2) - R_{2k}(a_2 + b_2) = 0;$$

$$R_{2k} = F_{k2} \frac{a_2 + b_2 + c_2}{a_2 + b_2} = 1250 \frac{58 + 17 + 68}{58 + 17} = 2383,3 H.$$

Проверка:  $\Sigma \bar{F} = 0; -1250 + 2383,3 - 1133,3 = 0$ .

Принимаем  $R_{2k} = 2385 H; R_{1k} = 1135 H$ .

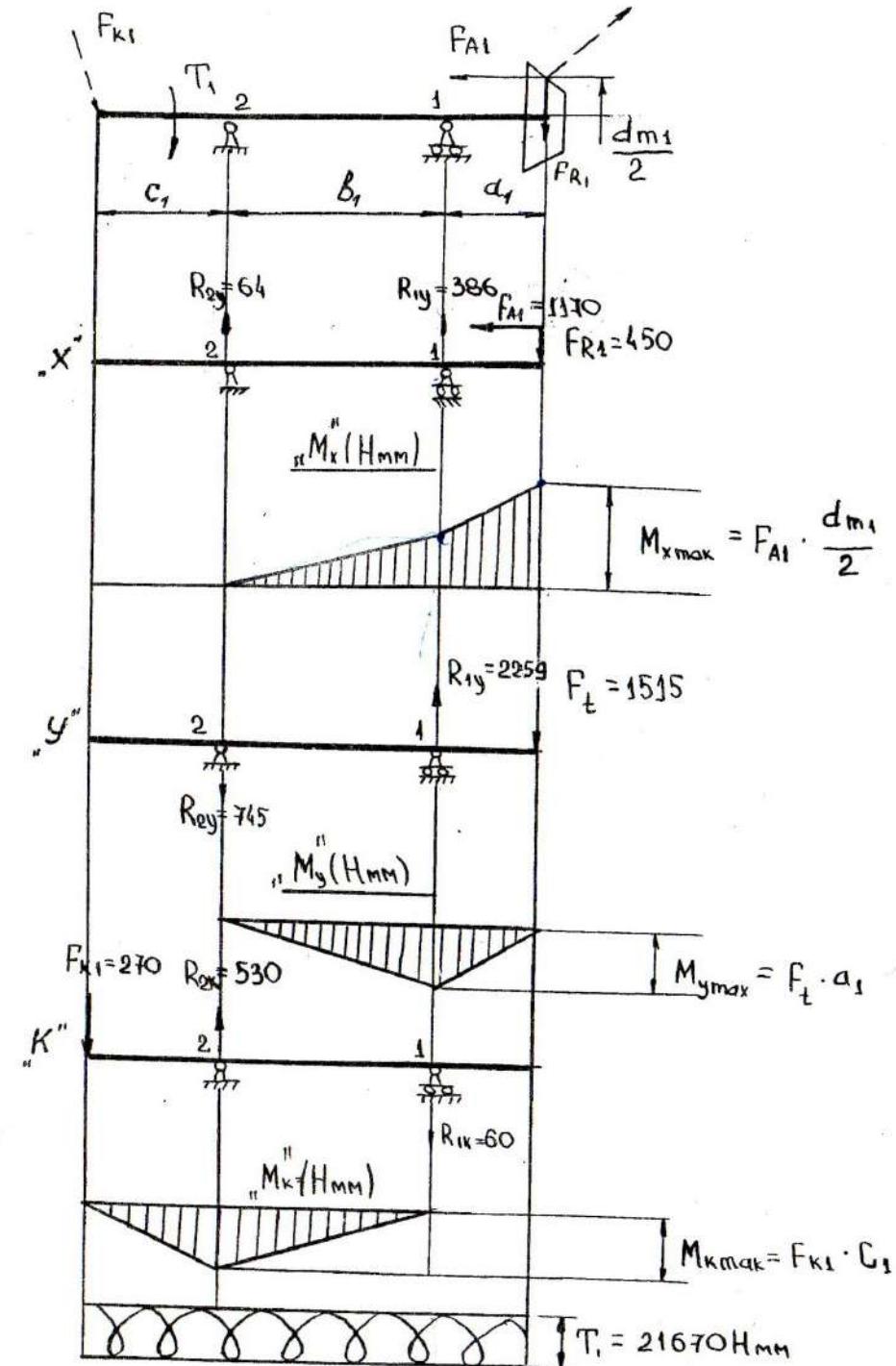


Рис. 30

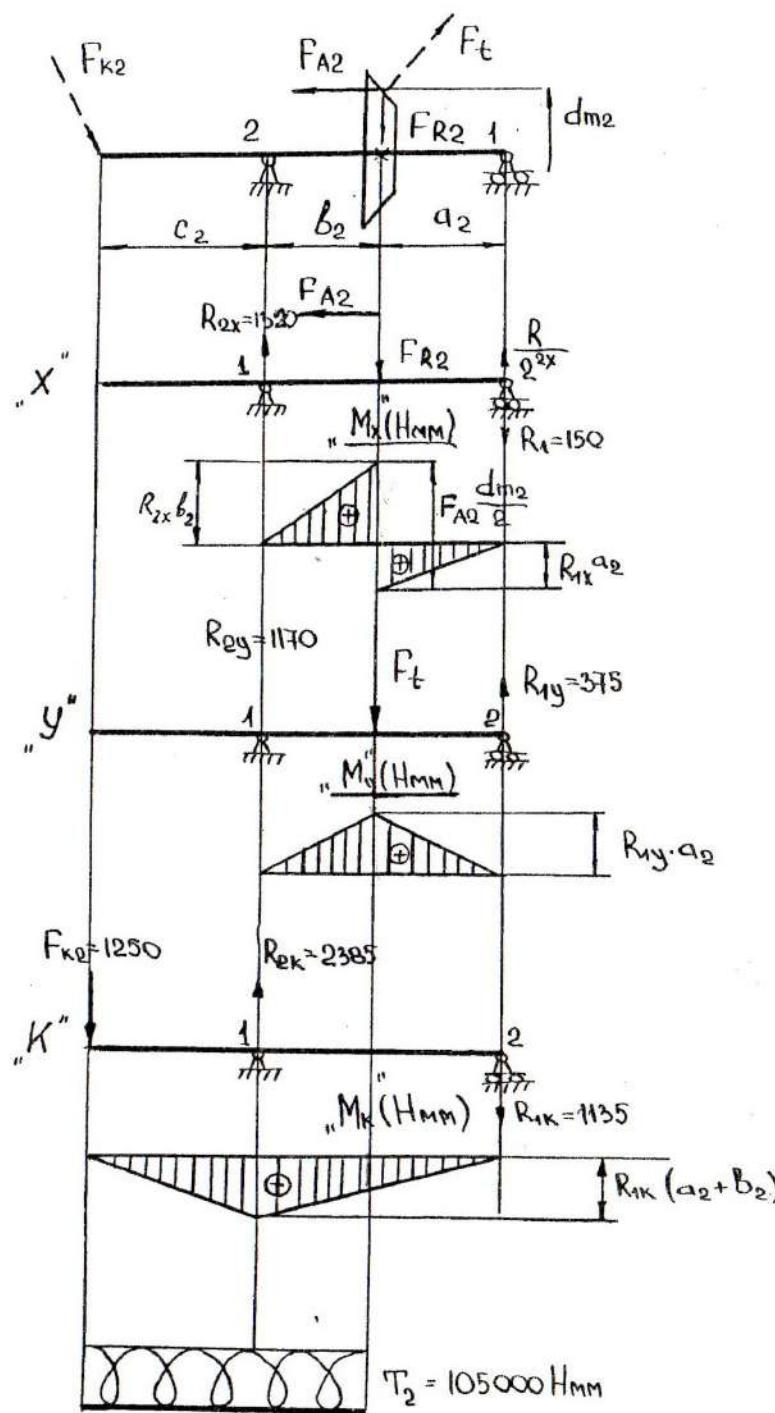


Рис. 31

#### 4.14. Подбор подшипников

##### Быстроходный вал

В п. 4.9. были выбраны подшипники 7204, для которых динамическая грузоподъемность  $C = 21 \text{ кН}$ , статическая  $C_o = 13,0 \text{ кН}$ , коэффициент осевого нагружения  $e = 0,36$ , коэффициент  $Y = 1,666$  [1, с. 538].

Принимаем нагрузку с легкими толчками, температуру  $t \leq 100^\circ \text{ С}$ . Определяем радиальные нагрузки на подшипники.

##### Подшипник I

$$F_{r1} = (\sqrt{R_{1x}^2 + R_{1y}^2} + R_{1K}) K_{HE} = (\sqrt{386^2 + 2260^2} + 260) 0,8 = 2040 \text{ Н.}$$

##### Подшипник 2

$$F_{r2} = (\sqrt{R_{2x}^2 + R_{2y}^2} + R_{2K}) K_{HE} = (\sqrt{64^2 + 745^2} + 530) 0,8 = 1020 \text{ Н.}$$

Внешняя осевая нагрузка  $F_A = F_{A1} K_{HE} = 1170 \times 0,8 \approx 936 \text{ Н.}$

Определяем осевые составляющие радиальных нагрузок на подшипники I и 2.

$$S_1 = 0,83 e F_{r1} = 0,83 \times 0,36 \times 2040 = 610 \text{ Н.}$$

$$S_2 = 0,83 e F_{r2} = 0,83 \times 0,36 \times 1020 = 305 \text{ Н.}$$

Из табл. 12.28 [1, с. 364] для схемы установки подшипников «враспор» находим, что  $S_1 > S_2$  и  $F_{A1} > 0$ , тогда  $F_{a1} = S_1$ ;  $F_{a2} = S_1 + F_{A1}$ .

$$\text{Таким образом, } F_{a1} = 610 \text{ Н; } F_{a2} = 610 + 935 = 1546 \text{ Н.}$$

Определяем эквивалентную нагрузку на первый подшипник по формуле  $P_1 = (VX F_{r1} + Y F_{a1}) K_\sigma K_l$ .

Определяем отношение

$$\frac{F_{a1}}{V F_{r1}} = \frac{610}{1 \cdot 2040} = 0,299$$

$$\frac{F_{a1}}{V F_{r1}} < e. \text{ По табл. 12.26 [1, с. 360] } X = 1, Y = 0.$$

$$P_1 = 1 \times 1 \times 2040 \times 1,1 \times 1 = 2244 \text{ Н.}$$

Определяем эквивалентную нагрузку на второй подшипник.

Определяем отношение

$$\frac{F_{a2}}{V F_{r2}} = \frac{1780}{1 \cdot 1020} = 1,745 > e (e = 0,36).$$

$$\text{По табл. 12.26 [1, с. 360] } X = 0,4; Y = 1,666.$$

$$P_2 = (VX F_{r2} + Y F_{a2}) K_\sigma K_l = (1 \times 0,4 \times 1020 + 1,666 \times 1546) 1,1 \times 1 = 3280 \text{ Н.}$$

Долговечность подшипника определяем по  $P_2$ , так как  $P_2 > P_1$ .

$$L_h = \frac{10^6}{60 n_1} \left( \frac{C}{P_2} \right)^P = \frac{10^6}{60 \cdot 950} \left( \frac{21000}{3280} \right)^{3,33} \approx 8200 \text{ ч.}$$

Так как  $8200 > 8000$ , то подшипник подходит.

## Выходной вал

В п. 4.9. были выбраны подшипники 7207 с динамической грузоподъемностью  $C = 38,5 \text{ кН}$ , статистической  $C_o = 26 \text{ кН}$ ,  $e = 0,369$ ;  $Y = 1,624$  [1, с. 538].

Определяем радиальные нагрузки на подшипники.

Подшипник I

$$F_{r1} = (\sqrt{R_{1X}^2 + R_{1Y}^2} + R_{1K}) K_{HE} = (\sqrt{150^2 + 345^2} + 1135) 0,8 = 1210 \text{ Н.}$$

Подшипник 2

$$F_{r2} = (\sqrt{R_{2X}^2 + R_{2Y}^2} + R_{2K}) K_{HE} = (\sqrt{1320^2 + 1170^2} + 2385) 0,8 = 3320 \text{ Н.}$$

Внешняя осевая нагрузка  $F_A = F_{A2} K_{HE} = 450 \times 0,8 = 360 \text{ Н.}$

Определяем осевые составляющие радиальных нагрузок на подшипники I и 2.

$$S_1 = 0,83 e F_{r1} = 0,83 \times 0,369 \times 1210 = 370 \text{ Н.}$$

$$S_2 = 0,83 e F_{r2} = 0,83 \times 0,369 \times 3320 = 1017 \text{ Н.}$$

Из табл. 12.28 [1, с. 364] для схемы установки «враспор» находим  $S_2 > S_1$ ;

$$S_2 - S_1 = 1017 - 370 = 647 > F_A ;$$

$$\text{Тогда } F_{a1} = S_2 - F_A = 1017 - 360 = 657 \text{ Н.; } F_{a2} = S_2 = 1017 \text{ Н.}$$

Определяем эквивалентную нагрузку на подшипники.

$$\text{Подшипник I} \quad P_1 = (VX F_{r1} + Y F_{a1}) K_o K_t .$$

Определяем отношение

$$\frac{F_{a1}}{V F_{r1}} = \frac{657}{1 \cdot 1210} = 0,543 > e (e = 0,369).$$

По табл. 12.26 [1, с. 360]  $X = 0,4$ ;  $Y = 1,624$ .

Эквивалентная нагрузка  $P_1 = (1 \times 0,4 \times 1210 + 1,624 \times 657) 1,1 \times 1 = 1706 \text{ Н.}$

$$\text{Подшипник 2} \quad P_2 = (VX F_{r2} + Y F_{a2}) K_o K_t .$$

Определяем отношение

$$\frac{F_{a2}}{V F_{r2}} = \frac{1017}{1 \cdot 3320} = 0,306 < e$$

По табл. 12.26 [1, с. 360]  $X = 1$ ,  $Y = 0$ .

Эквивалентная нагрузка  $P_2 = 1 \times 1 \times 3320 \times 1,1 \times 1 = 3652 \text{ Н.}$

Долговечность подшипника определяем по  $P_2$ , т.к.  $P_2 > P_1$ .

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot n_2} \left( \frac{C}{P_2} \right)^p = \frac{10^6}{60 \cdot 190} \left( \frac{38500}{3652} \right)^{3,33} \approx 100000 \text{ ч.}$$

Подшипник 7207 можно заменить на более легкий 7107.

## 4.15. Подбор шпонок

Принимаем призматические шпонки исполнения 1 по ГОСТ 23360-78. Поперечные сечения шпонок  $b \times h$  выбираем в зависимости от диаметра вала по табл. 11.7 [1, с. 302]. Длины шпонок назначаем в зависимости от длины посадочной ступицы вала из эскизной компоновки. Шпонку рассчитываем на смятие. Допускаемое напряжение  $[\sigma_{cm}] = 100 \dots 140 \text{ МПа.}$

### Шпонка на конце быстроходного вала

$$d = 16 \text{ мм; } b \times h = 5 \times 5 \text{ мм.}$$

Глубина паза на валу  $t_1 = 3 \text{ мм}$ ; фаска  $r = 0,16 \dots 0,25 \text{ мм}$ ; длина шпонки  $l = 28 \text{ мм.}$

$$[\sigma_c] = \frac{2T_1}{d(h-t_1)l_p}, \quad \text{где } l_p = l - b = 28 - 5 = 23 \text{ мм;}$$

$$[\sigma_{cm}] = \frac{2 \cdot 21670}{16(5-3) \cdot 23} = 58,88 \text{ МПа}$$

$58,88 < 100 \text{ МПа. Условие прочности соблюдается. Принимаем шпонку } 5 \times 5 \times 28 \text{ согласно ГОСТ 23360-78.}$

### Шпонка на конце выходного вала

$$d = 32 \text{ мм; } b \times h = 10 \times 8 \text{ мм; } l = 45 \text{ мм.}$$

Глубина паза на валу  $t_1 = 5 \text{ мм}$ ; фаска  $r = 0,25 \dots 0,4 \text{ мм.}$

$$l_p = l - b = 45 - 10 = 35 \text{ мм;}$$

$$[\sigma_c] = \frac{2T_2}{d(h-t_1)l_p} = \frac{2 \cdot 105000}{32(8-5)35} = 62,5 \text{ МПа,}$$

$62,5 < 100 \text{ МПа. Условие прочности соблюдается. Принимаем шпонку } 10 \times 8 \times 45 \text{ согласно ГОСТ 23360-78.}$

### Шпонка на валу в месте посадки колеса

$$d = 40 \text{ мм; } b \times h = 12 \times 8 \text{ мм; } l = 25 \text{ мм. Глубина паза на валу } t_1 = 5 \text{ мм.}$$

$$l_p = l - b = 25 - 12 = 13 \text{ мм;}$$

$$[\sigma_c] = \frac{2T_2}{d(h-t_1)l_p} = \frac{2 \cdot 105000}{40(8-5)13} = 134,6 \text{ МПа,}$$

$134,6 < 140 \text{ МПа. Условие прочности соблюдается. Принимаем шпонку } 12 \times 8 \times 25 \text{ согласно ГОСТ 23360-78.}$

#### 4.16. Уточненный расчет выходного вала

Анализ эпюор изгибных и крутящих моментов на выходном валу показывает, что наиболее опасным является сечение, проходящее через подшипник 2 вследствие действия консольной силы. Принимаем, что сечение проходит через галтель.

**Расчетный коэффициент запаса прочности [1, с. 297]**

$$S = \frac{S_\sigma \cdot S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} \geq [S],$$

где  $S_\sigma, S_\tau$  - коэффициенты запаса прочности по нормальным и касательным напряжениям.

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma} \sigma_v + \Psi_\sigma \cdot \sigma_m}; \quad S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_\tau}{\varepsilon_\tau} \tau_v + \Psi_\tau \cdot \tau_m},$$

где  $\sigma_{-1}, \tau_{-1}$  - пределы выносливости, соответственно, для изгиба и кручения при симметричных циклах. Вал изготовлен из стали 40Х, для которой

$$\sigma_{-1} = 0,43 \quad \sigma_v = 0,43 \times 650 = 280 \text{ МПа};$$

$$\tau_{-1} = 0,6 \quad \sigma_{-1} = 0,6 \times 280 = 168 \text{ МПа};$$

$$\sigma_v = \sigma_u = \frac{M_u}{W_x}; \quad M_u = 85000 \text{ Н}\cdot\text{мм};$$

$$W_x = \frac{\pi d^3}{32} = \frac{3,14 \cdot 35^3}{32} = 4207 \text{ мм}^3;$$

$$\sigma_v = \frac{85000}{4207} = 20,20 \text{ МПа};$$

$$K_\sigma = 1,7 \text{ при } \frac{r}{d} = 0,035 \text{ [1, с. 298];}$$

$$K_\tau = 1,3 \text{ при } \frac{r}{d} = 0,035 \text{ [1, с. 298];}$$

$$\varepsilon_\tau = \varepsilon_\sigma = 0,7 \text{ [1, с. 301]; } \Psi_\sigma = 0,05; \quad \Psi_\tau = 0 \text{ [1, с. 299];}$$

$$\sigma_m = \frac{F_{A2}}{\pi d^2} = \frac{450}{3,14 \cdot 35^2} = 0,47 \text{ МПа;}$$

$$S_\sigma = \frac{280}{\frac{1,7}{0,75} \cdot 20,20 + 0,05 \cdot 0,47} = 6,11;$$

$$\tau_v = \tau_m = \frac{1}{2} \frac{T_2}{W_p} = \frac{1}{2} \frac{105000}{\pi d^3} = \frac{1}{2} \frac{105000}{3,14 \cdot 35^3} = 6,24 \text{ МПа;}$$

$$S_\tau = \frac{168}{\frac{1,3}{0,75} \cdot 6,24} = 15,5;$$

$$S = \frac{6,11 \cdot 15,5}{\sqrt{6,11^2 + 15,5^2}} = 5,68.$$

$$[S] = 1,8 \dots 2,5; \quad 5,68 > 2,5.$$

Условие прочности соблюдается. Так как  $5,68 > 2,5$ , то расчет на жесткость не требуется [2].

#### 4.17. Расчет допусков формы и расположения поверхностей

**Выходной вал (рис. 32)**

Допуск соосности  $T_\Theta$  посадочных поверхностей подшипников в диаметральном выражении. Для конических подшипников степень точности допуска соосности 5 [5, с. 89]. По табл. 8.4 источника [5, с. 91] для диаметра  $\varnothing 35 \text{ k6}$  следует, что  $T_\Theta = 0,012 \text{ мм}$ .

Допуск соосности посадочной поверхности колеса в диаметральном выражении. Для степени точности зубчатой передачи 9-В и делительном диаметре колеса  $\varnothing 162 \text{ мм}$  по табл. 8.4 источника [5, с. 91] находим, что степень точности допусков соосности будет 8. По табл. 8.4 [5, с. 91] для диаметра  $\varnothing 162 \text{ мм } T_\Theta = 0,08 \text{ мм}$ .

Допуск цилиндричности посадочных поверхностей подшипников определяем по формуле  $T_{10f} = 0,3 t$ , где  $t$  – допуск размера. По табл. 8.3 [5, с. 90] для диаметра  $\varnothing 35 \text{ k6}$  находим  $t = 0,016 \text{ мм}; T_{10f} = 0,3 \times 0,016 = 0,0048 \text{ мм}$ . Принимаем  $T_{10f} = 0,005 \text{ мм}$ .

Допуск цилиндричности посадочной поверхности колеса. По табл. 8.3 [5, с. 90] для диаметра  $\varnothing 40 \text{ pb}$  находим  $t = 0,016 \text{ мм}; T_{10f} = 0,3 t = 0,3 \times 0,016 = 0,0048 \text{ мм}$ . Принимаем  $T_{10f} = 0,005 \text{ мм}$ .

Допуск перпендикулярности упорных буртиков для подшипников. Для конических подшипников степень точности допусков перпендикулярности 6. По табл. 8.5 [5, с. 91] для диаметра  $\varnothing 43 \text{ мм } T_\perp = 0,01 \text{ мм}$ .

Допуск перпендикулярности упорного буртика для колеса. Диаметр буртика  $\varnothing 43$ ,  $\frac{l}{d} < 0,8$ , степень точности передач 9. По табл. 8.7 [5, с. 93] степень точности допуска перпендикулярности 7. По табл. 8.5 [5, с. 91] находим  $T_{\perp} = 0,016$  мм.

Допуск радиального биения. Так как  $n < 1000$  мин<sup>-1</sup>, то допуск радиального биения не определяем.

Допуск симметричности шпоночного паза конца вала в диаметральном выражении  $T_{\pm} = 4t_{шп}$ , где  $t_{шп}$  – допуск ширины шпоночного паза;  $t_{шп} = 0,036$  мм [5, с. 90].  $T_{\pm} = 4 \times 0,036 = 0,144$  мм. Принимаем  $T_{\pm} = 0,16$  мм.

Допуск симметричности шпоночного паза под колесо в диаметральном выражении  $T_{\pm} = 4t_{шп}$ ;  $t_{шп} = 0,043$  мм [5, с. 90].  $T_{\pm} = 4 \times 0,043 = 0,172$  мм. Принимаем  $T_{\pm} = 0,16$  мм.

Допуск параллельности шпоночного паза на конце вала  $T_{\parallel} = 0,6 t_{шп} = 0,6 \times 0,036 = 0,0216$  мм.. Принимаем  $T_{\parallel} = 0,02$  мм.

Допуск параллельности шпоночного паза под колесо  $T_{\parallel} = 0,6 t_{шп} = 0,6 \times 0,043 = 0,0258$  мм. Принимаем  $T_{\parallel} = 0,025$  мм.

#### Вал-шестерня (рис. 33)

$$\text{Допуск соосности посадочной поверхности конца вала } T_{\Theta} = \frac{48}{n_1}, \text{ мм.}$$

Расчет этого допуска производят только при  $n_1 > 1000$  мин<sup>-1</sup>.

Допуск цилиндричности посадочной поверхности конца вала  $T_{10/} = 0,3 t$ , где  $t$  – допуск размера поверхности диаметра  $\varnothing 16$  к6;  $t = 11$  мкм [5, с. 90].  $T_{10/} = 0,3 \times 11 = 3,3$  мкм, принимаем  $T_{10/} = 0,003$  мм.

Допуск радиального биения поверхности в месте установки резиновой манжеты  $T_{\perp} = \frac{48}{n_1}$  при  $n_1 \geq 1000$  мин<sup>-1</sup>. Так как  $n_1 = 950$  мин<sup>-1</sup>, то расчет допуска не производим.

Допуск соосности посадочной поверхности подшипников в диаметральном выражении. Для конических подшипников (группа III) степень точности допуска соосности 5 [5, с. 89]. По табл. 8.4 [5, с. 91] для диаметра  $\varnothing 20k6$  следует, что  $T_{\Theta} = 0,01$  мм.

Допуск цилиндричности посадочных поверхностей определяем по формуле  $T_{10/} = 0,3 t$ , где  $t$  – допуск размера поверхности диаметра  $\varnothing 20k6$ . По табл. 8.3. [5, с. 90] находим  $t = 13$  мкм,  $T_{10/} = 13 \times 0,3 = 3,9$  мкм. Принимаем  $T_{10/} = 0,004$  мм.

Допуск перпендикулярности упорного буртика на диаметре  $\varnothing 26$ . По табл. 8.2 [5, с. 89] для конических подшипников степень точности 6. По табл. 8.5 [5, с. 91]  $T_{\perp} = 0,008$  мм.

Допуск симметричности шпоночного паза  $T_{\pm} = 4 t_{шп}$ , где  $t_{шп}$  – допуск ширины шпоночного паза. Для размера 5р9  $t_{шп} = 30$  мкм [5, с. 90].  $T_{\pm} = 4 \times 30 = 120$  мкм. Принимаем  $T_{\pm} = 0,12$  мм.

Допуск параллельности шпоночного паза  $T_{\parallel} = 0,6 t_{шп} = 0,6 \times 30 = 18$  мкм. Принимаем  $T_{\parallel} = 0,02$  мм.

#### Нижняя часть корпуса (рис. 34)

Допуски рассчитаны по методике, изложенной в работе [2]. По ГОСТ 16162-78 допуски плоскостности: основания К  $T_{\Theta} = 0,05/100$  мм/мм; плоскости разъема  $T_{\square} = 0,01/100$  мм/мм; торцевые плоскости под крышки подшипников выходного вала  $T_{\square} = 0,03/100$  мм/мм.

Допуск параллельности плоскостей разъема и основания  $T_{\parallel} = 0,05/100$  мм/мм. Допуск перпендикулярности торцевых плоскостей  $T_{\perp} = (0,6...0,7) E_{\Sigma} L_o / R$ , где  $E_{\Sigma}$  – допуск перпендикулярности осей в передаче по ГОСТ 1758-81 или по табл. 22.17 [2];  $R$  – среднее конусное расстояние;  $L_o$  – расстояние от оси отверстий до торцовой плоскости корпуса со стороны входного вала. Для нашего случая  $R = 60$  мм,  $L_o = 175$  мм; при угле делительного конуса шестерни  $\delta_i = 11^{\circ}18'36''$  и сопряжении зубьев “B”  $E_{\Sigma} = 50$  мкм.

$T_{\perp} = (0,6...0,7) 0,05 \times 175/60 = 0,09...0,105$  мм. Принимаем  $T_{\perp} = 0,1$  мм.

Допуск соосности отверстий под подшипники в диаметральном выражении. Для конических подшипников (группа III) степень точности допуска 5. По табл. 22.6 [2] или 8.4. [5, с. 91] для диаметра 72H7 допуск  $T_{\Theta} = 0,016$  мм.

Допуск цилиндричности отверстий под подшипники качения  $T_{10/} = 0,3 t$ , где  $t$  – допуск диаметра отверстий. Для диаметра 72H7  $T_{10/} = 0,3 \times 0,03 = 0,009$  мм. Принимаем  $T_{10/} = 0,01$  мм. Для диаметра 57H7  $T_{10/} = 0,3 \times 0,024 = 0,0072$  мм. Принимаем  $T_{10/} = 0,007$  мм.

Позиционные допуски отверстий:

В основании корпуса  $T_{\Theta} = 0,2 (d_{отв} - d_B) = 0,2 (14 - 12) = 0,4$  мм;  
По фланцу  $T_{\Theta} = 0,4 (d_{отв} - d_B) = 0,4 (10 - 8) = 0,8$  мм; резьбовых отверстий в торцевых плоскостях  $T_{\Theta} = 0,4 (d_{отв} - d_B) = 0,4 (10 - 8) = 0,8$  мм.

#### Смазывание зацепления и подшипников

Способ смазывания – непрерывным жидким маслом посредством окунания. Погружение колеса в масло на глубину  $m < h_m < 0,25 d_{e2}$ , где  $m$  – модуль в зацеплении. Объема масла  $W = 0,5 P_1 = 0,5 \times 2,1 = 1$  л. Уровень смазки должен быть таким, чтобы зуб конического колеса погружался полностью в масло. Сорт масла назначаем в зависимости от  $\sigma_n$  в зацеплении и величины окружной скорости. Для нашего случая  $\sigma_n = 750$  МПа и  $V = 1,4$  м/с, принимаем по [1] масло И-Г-С-100 ГОСТ 17479.4-87. Подшипники смазывают масляным туманом.

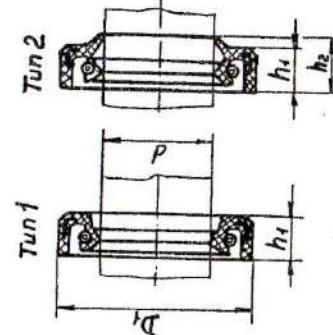
## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Чернавский С.А., Снесарев Г.А. и др. Проектирование механических передач. – М.: Машиностроение, 1984.- 560 с.
2. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин.- М.: Высш. Шк., 1985.- 416 с.
3. Цехнович Л.И., Петриченко И.П. Атлас конструкций редукторов: - Учебное пособие для вузов.- К.: Вища шк., 1979.- 128 с.
4. Часовников Л.Д. Передачи зацеплением (зубчатые и червячные).- М.: Машиностроение, 1969.- 486 с.
5. Методические указания к проектированию одноступенчатого цилиндрического редуктора / Сост. В.В. Калякин.- Днепропетровск: ДГИ, 1990.- 101 с.

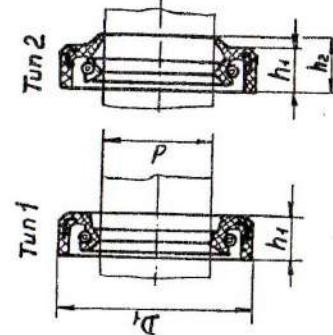
Таблица 6

Резиновые армированные манжеты для валов (ГОСТ 8752-79)

Диаметр вала d, мм	D, мм			h <sub>1</sub> , мм более вала d, мм	Диаметр вала d, мм	D <sub>1</sub> , мм		h <sub>1</sub> , мм	h <sub>2</sub> , мм не более 2-й ряд
	1-й ряд	2-й ряд	1-й ряд			1-й ряд	2-й ряд		
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
20	35	37	8	12	26	45	47	40	8
		38			28	-		47	
21	40	37	8	12				50	
		42	10	14				45	
22	42	42	10	14				47	
		35	8	12	30	52	50	50	
24	42	42	10	14				45	
		45			32			50	
25	42	40	8	12				47	
		45	10	14	35			50	
			10	14				55	
36	58	52			56	80		57	
		55			58			-	
38		60			60	85	80	10	14
		62						82	12
								10	14
								12	16
									82



Tunf



Turn 2

Число поездки: 11/08/2011 г.дата: ВЭДН.ИМБН-ИНН № 29461700877.Род.и.даты:

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
				Документация		
				Расчетно-пояснительная		
				записка	1	
			РК. 11.00.СБ	Сборочный чертеж	1	
			РК. 11.00.01.СБ	Сборочная единица	1	
				Детали		
1			РК. 11.01	Корпус	1	
2			РК. 11.02	Крышка корпуса	1	
3			РК. 11.03	Вал - шестерня	1	
4			РК. 11.04	Колесо зубчатое	1	
5			РК. 11.05	Вал выходной	1	
6			РК. 11.06	Крышка подшипника	1	
7			РК. 11.07	Крышка подшипника	1	
8			РК. 11.08	Крышка подшипника	1	
9			РК. 11.09	Стакан	1	
10			РК. 11.10	Втулка распорная	1	
11			РК. 11.11	Кольцо	1	
12			РК. 11.12	Кольцо распорное	1	
13			РК. 11.13	Втулка	1	
14			РК. 11.14	Прокладка	1	
15			РК. 11.15	Прокладка	1	
16			РК. 11.16	Крышка	1	
17			РК. 11.17	Отдушина	1	
18			РК. 11.18	Маслоуказатель	1	

PK. 11.00

№	Изм/лист	№ докум.	Подп.	Дат.
	Разраб.			
	Проб.			
	Н. контр.			
	Утв.			

редуктор  
конический  
одноступенчатый

Лист	Лист	Листов

ГГА України  
кафедра приклад-  
ної механіки

Формат Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Приме- чание
			Стандартные изделия		
	19		Болт М10 × 35.46	2	
			ГОСТ 7798-70		
	20		Болт М10 × 80.46	8	
			ГОСТ 7798-70		
	21		Винт М5 × 12	4	
			ГОСТ 7808-70		
	22		Винт М6 × 22	18	
			ГОСТ 7708-70		
	23		Гайка М10 × 1.5	10	
			ГОСТ - 5915-70		
	24		Гайка М20 × 1.5	1	
			ГОСТ 11871-80		
	25		Шайба 10.65 Г	10	
			ГОСТ 6402-70		
	26		Подшипник 7204	2	
			ГОСТ 6402-70		
	27		Подшипник 7207	2	
			ГОСТ 333-79		
	28		Пробка М16 × 1.5	1	
			Шпонка 5 × 5 × 28	1	
	29		ГОСТ 23360-79		
			Шпонка 10 × 8 × 45	1	
	30		ГОСТ 23360-79		
			Шпонка 12 × 8 × 25	1	
	31		ГОСТ 23360-79		
			Манжета 1.2-18 × 35-3	1	
	32		ГОСТ 8752-79		
			Манжета 1.2-40 × 60-3	1	
	33		ГОСТ 8752-79		

Составители:

# Методические указания и примерный расчет конического редуктора по дисциплинам «Прикладная механика», «Детали машин» для студентов специальностей 17.01, 09.02

## Редакционно-издательский комплекс

Подписано к печати 20.09.94 Формат 30 x 42/4  
Бумага PolSpeed. Ризография. Усл. печ. 4,0  
Уч.-изд. л. 4,0. Тираж 100 Заказ 96  
Цена договорная 8 л

НГА Украины  
320600, ГСП, г. Днепропетровск-27, просп. К. Маркса, 19.