

Министерство образования и науки Украины

Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет

Кафедра деталей машин и ТММ

## **МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ**

по выполнению эскизной компоновки редуктора привода машины  
к курсовому проекту по дисциплине «Детали машин»  
(для студентов специальности 6.090200)

Составители:      Момот Д. И.  
                             Янчевский И. В.

Утверждено методическим  
советом университета,  
протокол № \_\_ от \_\_\_\_\_ 2008 г.

Харьков, 2008 г.

## **ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ**

Курсовой проект по дисциплине «Детали машин» является первой самостоятельной расчетно-конструкторской работой студента, в которой приобретаются навыки проектирования и знания норм, правил и методов конструирования.

Выполнение проекта закрепляет и углубляет знания, полученные при изучении курса «Детали машин», а также других общеинженерных дисциплин: теоретической механики, теории механизмов и машин, сопротивления материалов, технологии машиностроения, технического черчения и др.

В помощь студентам кафедра выпустила методические указания, содержащие задания на курсовое проектирование и основные рекомендации по выполнению расчетной и графической частей курсового проекта.

Данные методические указания позволяют студентам расширить свои знания по эскизному проектированию привода машин. Приведены перечень и последовательность выполнения основных этапов проектирования различных типов зубчатых и червячных редукторов.

# 1. ЭСКИЗНАЯ КОМПОНОВКА РЕДУКТОРА

## 1.1. Общие замечания

Конструкторская разработка привода машины в курсовом проекте начинается с выполнения компоновочной схемы редуктора, в дальнейшем называемой компоновкой. Она выполняется в соответствии с требованиями Межгосударственного стандарта 2.119-73 «Эскизный проект» после того, как расчетами определены все необходимые геометрические размеры зубчатых (червячных) передач, предусмотренных кинематической схемой: межосевые расстояния  $a_w$ ; конусное расстояние  $R_e$  для конической передачи; диаметры колес  $d_{a1,2}$ ,  $d_{ea1,2}$ ; ширины зубчатых венцов  $b_w$ ; модули колес  $m$ ,  $m_e$ .

Компоновку следует рассматривать как обязательный этап конструирования, без которого невозможна дальнейшая разработка и расчет элементов редуктора как опытным, так и начинающим конструктором.

Цели компоновки:

- выбрать плоскость разъема редуктора;
- определить взаимное расположение деталей;
- проработать конструкцию как отдельных узлов с учетом реальных размеров деталей, так и редуктора в целом;
- установить линейные размеры валов, без чего невозможно рассчитать валы на прочность, жесткость и выносливость.

На этапе компоновки следует решить целый ряд взаимно увязанных вопросов, входящих в понятие «проработка конструкции». К ним относятся следующие вопросы:

- форма и размеры валов и сопряжений их с охватывающими деталями;
- крепление и фиксация в осевом направлении посаженных на вал деталей;
- выбор типа подшипников и схем их установки в проектируемом редукторе;
- определение размеров корпуса редуктора и зазоров между вращающимися колесами и стенками корпуса;
- определение размеров и количества болтов (винтов) для крепления половинок корпуса между собой, крышек и корпуса к фундаменту;
- учет технологичности сборки и разборки конструкции.

В табл. 1.1 приведен перечень основных вопросов для изучения в процессе работы над курсовым проектом, указаны страницы по пяти учебным пособиям, где можно прочесть и получить конкретные рекомендации по конструированию отдельных типов редукторов.

Таблица 1.1 – Перечень основных вопросов, подлежащих изучению

Вопрос для изучения	Литература				
	[2]	[3]	[4]	[5]	[6]
1	2	3	4	5	6
Расчеты и конструирование элементов механических передач:			21÷57	8÷24	
цилиндрических зубчатых колес	15÷60	325÷332	73÷141	34÷41	117÷121
	281÷283			41÷52	
конических колес	69÷93	325÷332	126÷141	48÷52	121÷124
	283÷284				
червяков и червячных колес	93÷103	332÷335	207÷238	52	131÷133
	284				
ременных	150÷164	199÷209	256÷274	260÷272	34÷37
Компоновка редукторов (эскизный проект): цилиндрических, конических, червячных	240÷257	475÷479		24÷34	134÷168
		335÷356			
Конструирование литых (корпусных) деталей, крышек, установочных плит и рам	312÷324	394÷407	413÷421	233÷260	
		488	449÷456	310÷318	244÷248
Конструкции редукторов:					
цилиндрических и конических	358÷366	117÷139			54÷57
червячных	377÷379	139÷148			82÷85
Расчеты и конструирование валов, осей и соединений вал-ступица	164÷183	322÷325	293÷309	137÷147	
Установка колес на валах	172÷183		431÷434	164÷188	169÷189
Базирование деталей	282			56÷79	
				34÷41	
Выбор и проверочный расчет подшипников качения	183÷194		309÷375	79÷88	194÷203
Конструирование опор с подшипниками качения	324÷344	217÷285	375÷413	79÷131	203÷205
Регулировка и контроль осевых зазоров радиально-упорных и упорных подшипников	326÷334	248÷254		97÷107	203÷205
Схемы установки подшипников	324÷336	231	316÷323	28÷31	
Посадки подшипников качения	334÷337	259÷276	437÷441	88÷89	
Смазка передач и подшипников. Уплотнительные устройства	344÷358	295÷322	441÷449	147÷164	205÷210
Муфты	227÷240	356÷487	456÷487	274÷310	211÷215
Расчет и проектирование резьбовых соединений	194÷200	24÷84			216÷231
Проектирование сварных соединений		102÷117			
Требования к рабочим чертежам	257÷280	407÷433		318÷361	

Продолжение таблицы 1.1

1	2	3	4	5	6
Допуски формы и расположения поверхностей	269÷278			321÷322	
Обозначения шероховатостей поверхностей на чертежах	278÷280			322÷325	
Простановка размеров и их предельные отклонения. Расположение на чертеже размеров, обозначений баз, допусков формы шероховатости и технических требований	280÷281			327	
Примеры рабочих чертежей типовых деталей	292÷304			327÷361	
Оформление курсового проекта	257÷280		497÷519	361÷372	
Общие правила оформления чертежей			506÷519		
Оформление чертежа общего вида привода				366÷368	
Техническая характеристика	262			367	
Составление спецификации	262÷266			368÷370	

Кинематические схемы отдельных типов редукторов, используемые в курсовом проектировании, показаны на рисунках 1.1÷1.3.

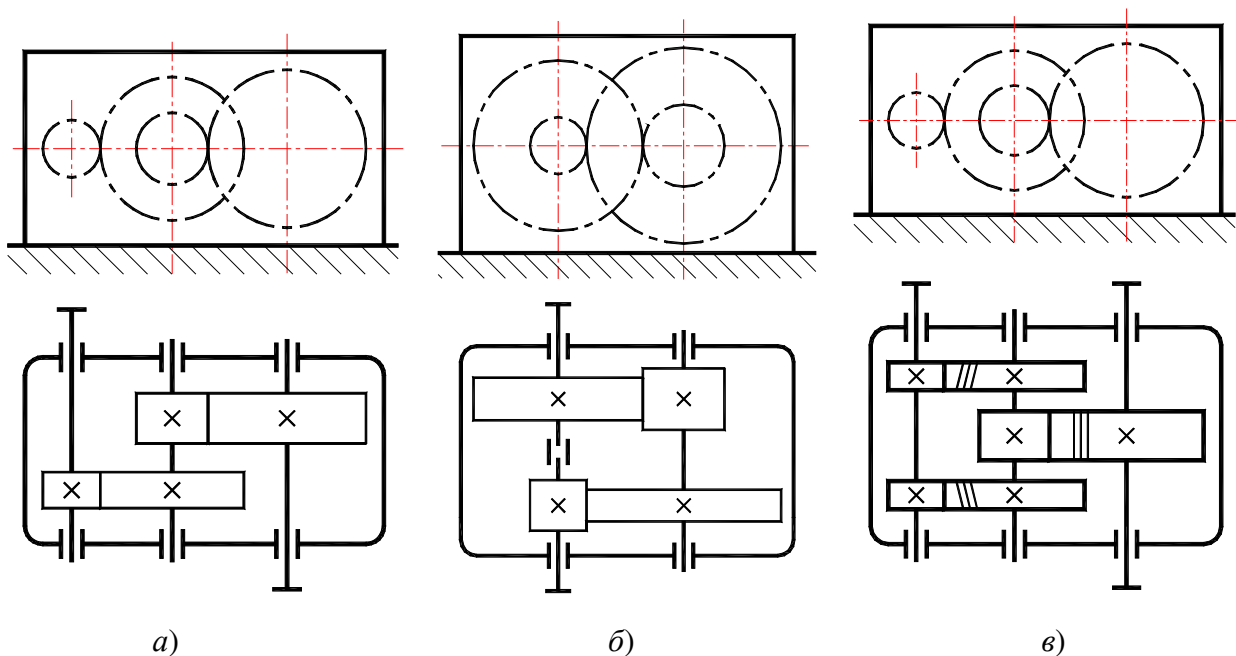


Рисунок 1.1 – Кинематические схемы цилиндрических двухступенчатых редукторов: а) развернутая схема; б) соосная схема; в) схема раздвоенный шеврон

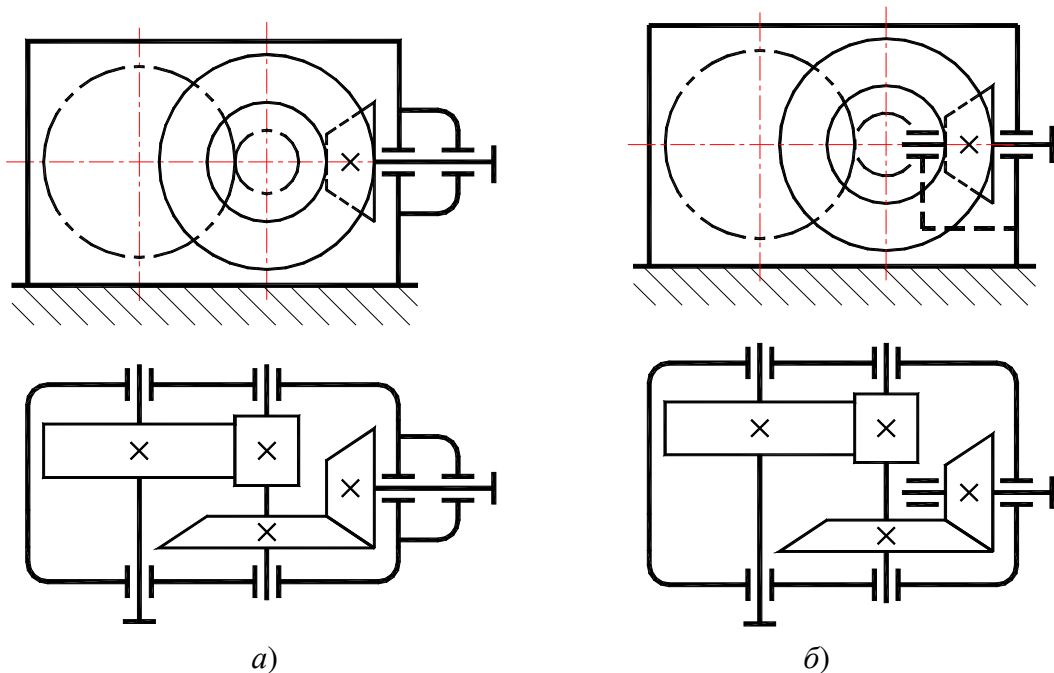


Рисунок 1.2 – Кинематические схемы коническо-цилиндрических редукторов:  
*а) шестерня консольная; б) шестерня между опорами*

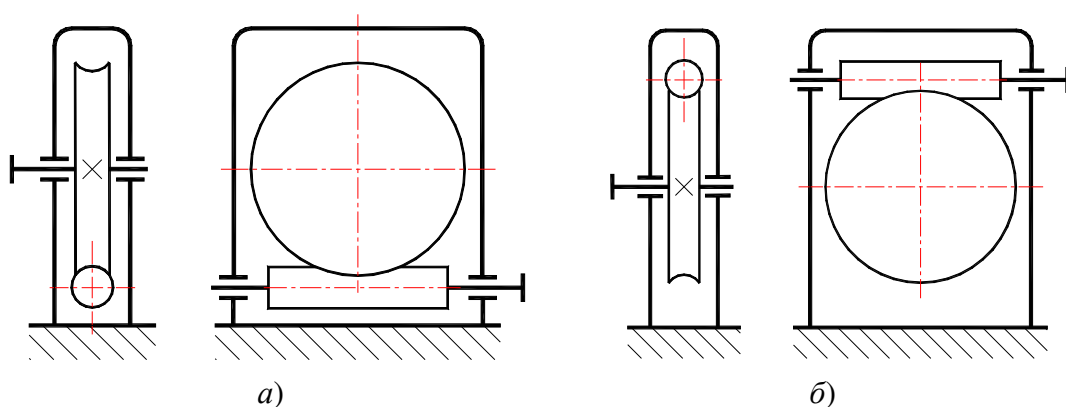


Рисунок 1.3 – Кинематические схемы червячных редукторов:  
*а) с нижним расположением червяка; б) с верхним расположением червяка*

Эскизная компоновка выполняется в соответствии с требованиями ЕСКД на миллиметровой бумаге формата А1 или А2 в контурных линиях в масштабе 1:1 или 1:2 и должна содержать эскизное изображение редуктора в двух проекциях, таблицу размеров и основную надпись по форме 1 [7].

## 2. ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТЬ РАЗРАБОТКИ ЭСКИЗНОЙ КОМПОНОВКИ РЕДУКТОРОВ

Основные исходные величины для разработки эскизной компоновки редуктора:

1. Кинематическая схема привода с указаниями типа зубчатых передач быстроходной (Б) и тихоходной (Т) ступеней.
2. Способ соединения с валом электродвигателя и валом рабочей машины (ременная передача, открытая зубчатая передача или муфта).
3. Крутящие моменты соответственно для быстроходного, промежуточного и тихоходного валов, Н·мм.
4. Основные геометрические параметры каждой передачи (модули  $(m)_i$ , межосевые расстояния  $(a_w)_i$  или конусное расстояние  $R_e$  для конической передачи, диаметры вершин  $d_{aj}$  и ширины зубчатых венцов  $b_{wj}$  всех зубчатых колес).

### 2.1. Двухступенчатый цилиндрический редуктор по развернутой схеме (рис. 1.1,а)

1. В выбранном масштабе построить фронтальную компоновку только комплекта зубчатых колес по принятым значениям линейных и диаметральных размеров в следующей последовательности:
  - провести координатные оси;
  - отметить межосевые расстояния  $(a_w)_Б$  и  $(a_w)_Т$ ;
  - провести осевые линии валов и нанести окружности вершин зубчатых колес с диаметрами  $(d_{a1})_Б$ ,  $(d_{a2})_Б$ ,  $(d_{a1})_Т$ ,  $(d_{a1})_Т$ :

$$d_{aj} = d_{wj} + 2 \cdot m;$$

- определить габаритный размер  $L$  (рис. 2.1):

$$L = \frac{(d_{a1})_Б}{2} + (a_w)_Б + (a_w)_Т + \frac{(d_{a2})_Т}{2}.$$

2. Выбрать плоскость разъема корпуса редуктора.
3. Для предотвращения задевания поверхностей вращающихся колес за внутренние стенки корпуса рассчитать зазоры:
  - между внутренними поверхностями боковых стенок и внешними торцевыми поверхностями вращающихся колес (боковой зазор), мм

$$e_1 = \sqrt[3]{L} + (2 \dots 3) \text{ мм} \geq 6 \text{ мм}; \quad (2.1)$$

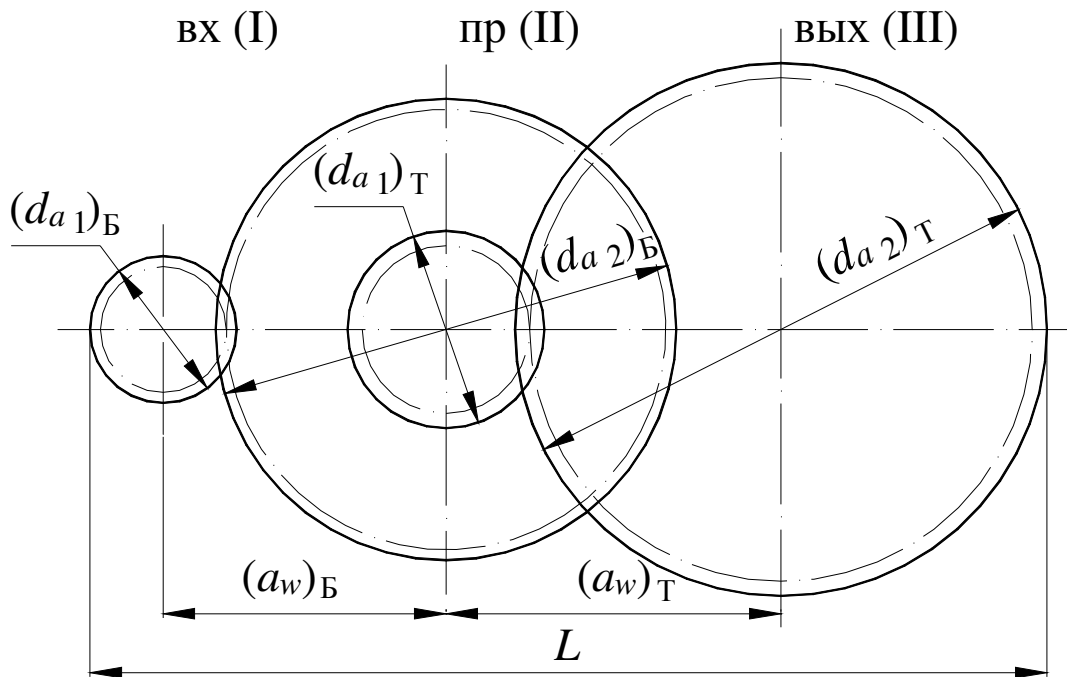


Рисунок 2.1 – Комплект цилиндрических зубчатых колес:  
 вх (I) – ось входного вала редуктора; пр (II) – ось промежуточного вала;  
 вых (III) – ось выходного вала;

- между внутренними поверхностями торцевых стенок корпуса и внешними цилиндрическими поверхностями вращающихся колес (радиальный зазор), мм

$$b_1 = 2 \cdot e_1; \quad (2.2)$$

- между торцевыми поверхностями вращающихся колес (зазор между колесами), мм

$$e_2 = 2 \cdot (m)_T \geq 6 \text{ мм};$$

- между внутренней поверхностью крышки корпуса (верхней половиной корпуса) и внешней цилиндрической поверхностью наибольшего по наружному диаметру зубчатого колеса, мм

$$b_2 = 2 \cdot e_1; \quad (2.3)$$

- между дном корпуса и внешним цилиндром окружности вершин зубьев наибольшего по диаметру зубчатого колеса, мм

$$b_3 \geq 6 \cdot (m)_T. \quad (2.4)$$

Все размеры зазоров округлить до ближайшего целого, желательно четного, числа.

Если по кинематической схеме привода предполагается крепить редуктор на боковину рамы привода, то принять  $b_2 = b_3$ .



4. Определить габаритные размеры внутренней полости корпуса редуктора по координатным осям, мм

$$L_1 = L + 2 \cdot b_1; \quad (2.5)$$

$$H = (d_{ai})_{\max} + b_2 + b_3; \quad (2.6)$$

$$B = (b_w)_B + (b_w)_T + 2 \cdot e_1 + e_2 + 5.$$

На рис. 2.1 нанести контуры внутренних стенок корпуса редуктора. При этом ширины зубчатых венцов шестерен вычислить по формуле

$$b_{w1} = b_w + 5; \quad b_{w2} = b_w.$$

5. Вычертить в выбранном масштабе контуры комплекта зубчатых передач для вида сверху и получить первый этап эскизной компоновки редуктора (рис. 2.2).

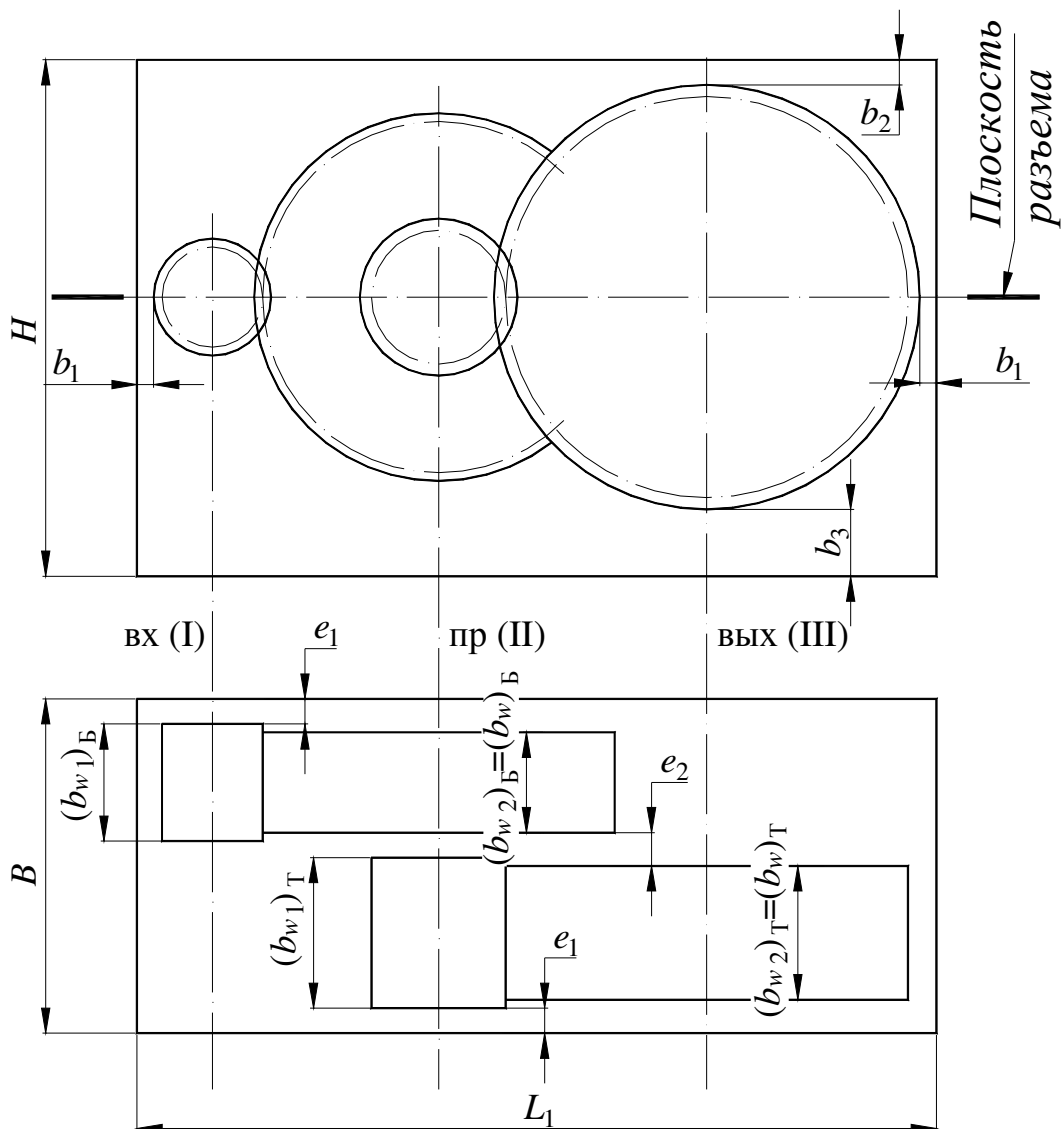


Рисунок 2.2 – Первый этап эскизной компоновки двухступенчатого цилиндрического редуктора по развернутой схеме

6. Определить предварительные диаметры валов по расчетному крутящему моменту, согласовать с диаметрами сопряженных элементов и округлить до стандартных размеров из нормального ряда по табл. 2.1\*.

Таблица 2.1 – Нормальные размеры (линейные и диаметральные), ГОСТ 6636-69, мм

R10	(8; 9; 10; 12; 20; 25; 32; 40; 50; 63) × 10
R20	(8; 9; 10; 11; 12; 14; 16; 18; 20; 22; 25; 28; 32; 36; 40; 45; 50; 56; 63; 71) × 10
R40	(8; 8.5; 9; 9.5; 10; 10.5; 11; 11.5; 12; 13; 14; 15; 16; 17; 18; 19; 20; 21; 22; 24; 25; 26; 28; 30; 32; 34; 36; 38; 40; 42; 45; 48; 50; 53; 56; 60; 63; 67; 71; 75) × 10
Дополн. размеры	(8.2; 8.8; 9.2; 9.8; 10.2; 10.8; 11.2; 11.8; 12.5; 13.5; 14.5; 15.5; 16.5; 17.5; 18.5; 19.5; 20.5; 21.5; 23; 27; 29; 31; 33; 35; 36; 37; 39; 41; 44; 46; 49; 52; 55; 58; 62; 65; 70; 73; 78) × 10

### **Быстроходный вал I**

1. Определить минимально возможный диаметр вала под элемент открытой передачи или полумуфты (согласно кинематической схемы) – первый участок, мм

$$(d_{1I})_{\min} = \sqrt[3]{\frac{T_I}{0.2 \cdot [\tau]}}$$

где  $T_I$  – крутящий момент на входном валу I редуктора, Н·мм;  $[\tau] = 15 \dots 30$  МПа – пониженное значение допускаемого напряжения по деформации кручения

и

$$(d_{1I})_{\min} = (0.8 \dots 1.2) \cdot d_{\text{эд}},$$

где  $d_{\text{эд}}$  – табличное значение диаметра хвостовика принятого электродвигателя, мм.

Из двух значений принять большее, округлив его до ближайшего значения из ряда R40 (см. табл. 2.1).

Длину первого участка вала принять

$$l_{1I} = (1.3 \dots 1.5) \cdot d_{1I}, \text{ мм.}$$

Расположение участков вала приведено на рис. 2.3.

\* Редукторные валы представляют собой ступенчатую цилиндрическую деталь, количество и размеры (диаметральные и линейные) ступеней которой зависят от количества и размеров посаженных на вал деталей. Диаметральные размеры определять расчетом, линейные – построением.

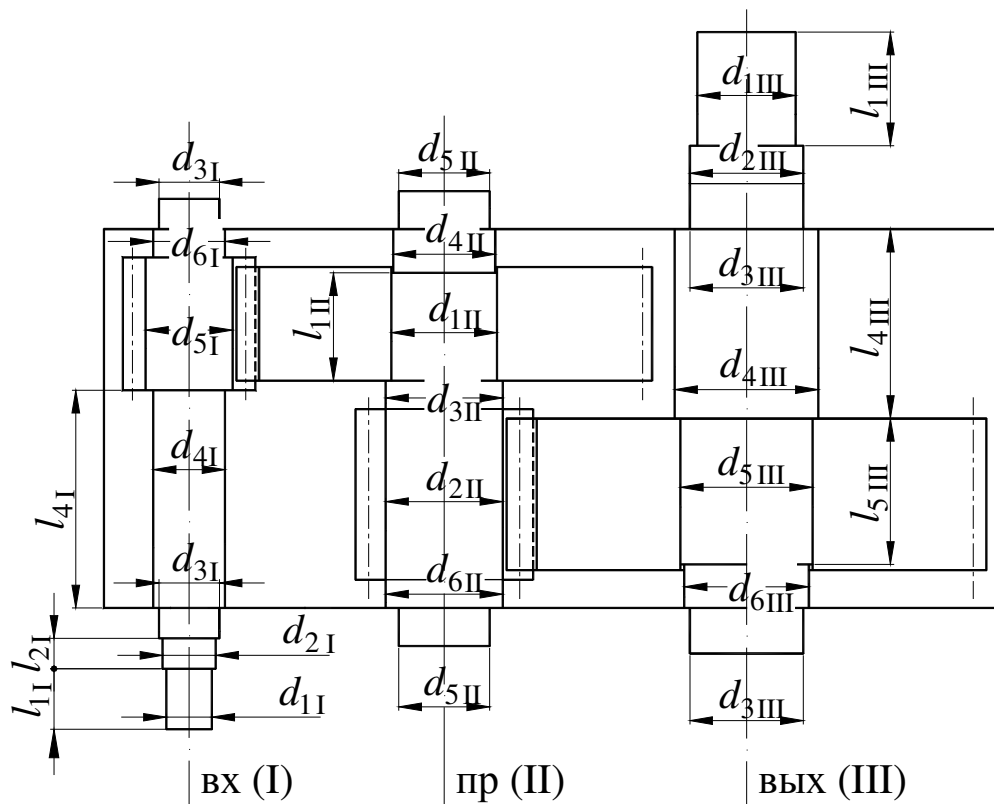


Рисунок 2.3 – Второй этап эскизной компоновки редуктора по развернутой схеме

2. Второй цилиндрический участок – под уплотнение

$$d_{2I} = d_{1I} + 2 \cdot t,$$

где  $t$  – высота упорного буртика для шкива или полумуфты (табл. 2.2).

Таблица 2.2 – Высота упорного буртика, мм

Диаметр вала $d$	17...24	25...30	32...40	42...50	52...60	62...70	71...85
Высота упорного буртика $t$	2	2.2	2.5	2.8	3	3.3	3.5

Длина участка

$$l_{2I} = 0.6 \cdot d_{2I}.$$

3. Диаметр третьего цилиндрического участка  $d_{3I}$  – под подшипник – принять как размер  $d_{2I}$ , увеличенный до ближайшего кратного **пяти** размера.
4. Принять предварительно для цилиндрической косозубой передачи быстрой ступени редуктора тип и габаритные размеры подшипника из условия:
  - $(a_w)_Б \leq 100$  мм – шариковый радиальный однорядный средней серии (ГОСТ 8335-75);
  - $(a_w)_Б > 100$  мм и отношение осевой  $F_a$  и радиальной  $F_r$  составляющих

усилия в зацеплении  $(F_a/F_r) \leq 0.25$  – шариковый радиальный одно-рядный средней серии (ГОСТ 8335-75):

$$F_t = \frac{2 \cdot T_I}{(d_{w1})_B}; \quad F_r = F_t \cdot \frac{\operatorname{tg}(\alpha)}{\cos(\beta)}; \quad F_a = F_t \cdot \operatorname{tg}(\beta),$$

где  $\alpha=20^\circ$  – угол зацепления;  $\beta$  – угол наклона зубьев быстроходной передачи;

- $(a_w)_B > 100$  мм и  $(F_a/F_r) > 0.25$  – роликовый конический радиально-упорный легкой серии типа 7200 (ГОСТ 333-79).

Размеры  $d, D, B$  и  $r$  для шарикового подшипника (рис. 2.4,а) и  $d, D, T, B, r$  и  $\alpha$  для роликового конического (рис. 2.4,б) принять по соответствующему стандарту [8].

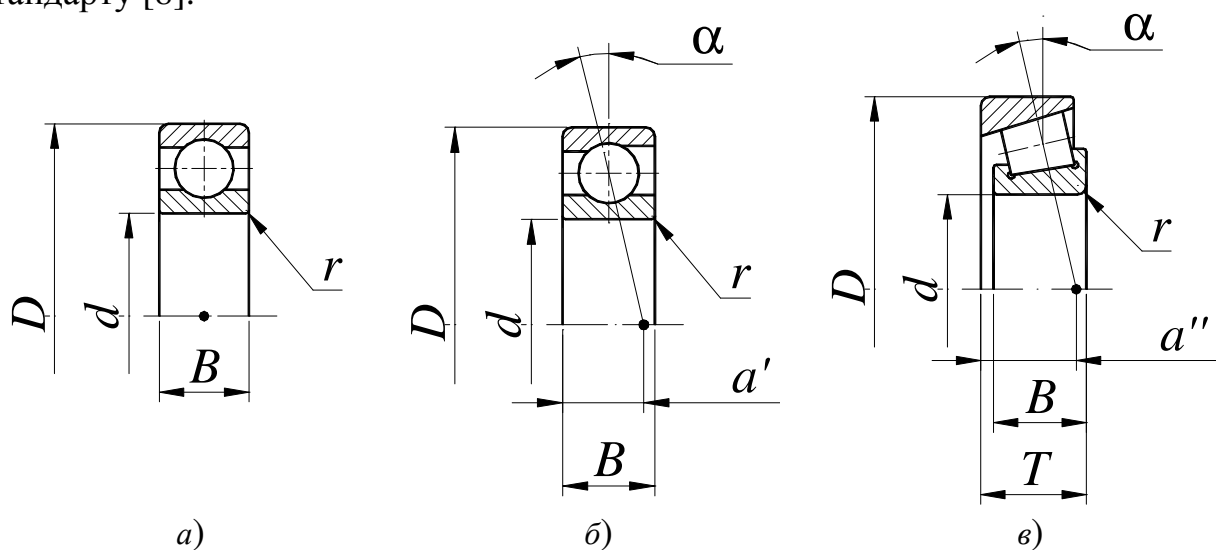


Рисунок 2.4 – Габаритные размеры подшипников:

- а) шарикового радиального типа 0000; б) шарикового радиально-упорного типа 6000; в) роликового конического радиально-упорного типа 7000

Длина посадочного участка вала под подшипник принять

$$l_{3I} = B_I - 2.$$

Для всех валов редуктора принять схему установки подшипников «в распор» (рис. 2.5,а).

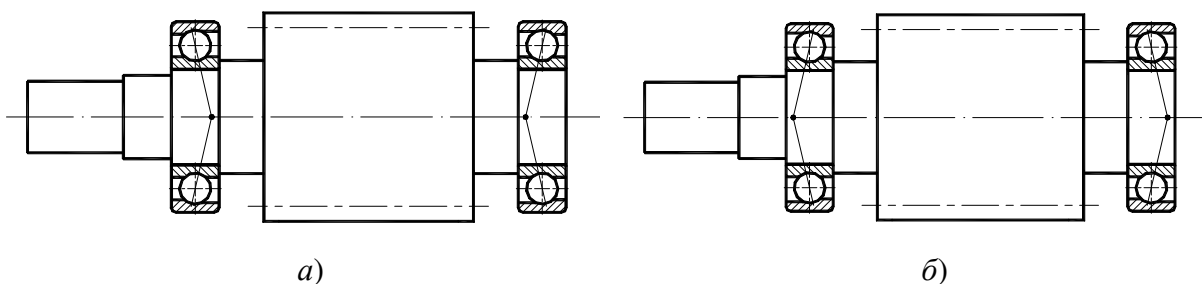


Рисунок 2.5 – Схемы установки подшипников:

- а) «в распор» (вал между подшипниками сжат);  
б) «в растяжку» (вал между подшипниками растянут)

## 5. Четвертый участок – свободный участок

$$d_{4I} = d_{3I} + 3.2 \cdot r,$$

где  $r$  – значение фаски подшипника, принятого для третьего участка.

Длина участка

$$l_{4I} = B_I - ((b_{w1})_B + e_1).$$

## 6. Теперь необходимо принять решение – делать ли шестерню съемной или выполнить за одно целое с валом (выполнить как вал-шестерню):

- если  $((d_{a1})_B - d_{4I})/2 > 6 \cdot (m)_B$ , то шестерню можно делать съемной;
- если  $((d_{a1})_B - d_{4I})/2 \leq 6 \cdot (m)_B$ , то необходимо проектировать вал-шестерню.

Если принято решение делать шестерню съемной, то диаметр под шестерней  $d_{5I} = d_{4I} + 2$ , длина участка –  $l_{5I} = (b_{w1})_B - 2$ . В противном случае  $l_{5I} = (b_{w1})_B$ .

## 7. Диаметр свободного участка вала принять $d_{6I} = d_{4I}$ . Длину этого участка определить графически по эскизной компоновке (см. рис. 2.3).

### **Промежуточный вал II**

#### 1. Рассчитать диаметр вала под колесом быстроходной ступени, мм

$$(d_{1II})_{\min} = \sqrt[3]{\frac{T_{II}}{0.2 \cdot [\tau]}}$$

где  $T_{II}$  – крутящий момент на промежуточном валу II редуктора, Н·мм.

Длина участка  $l_{1II} = (b_{w2})_B - 2$ .

#### 2. Определить диаметр участка под шестерней тихоходной ступени, мм

$$d_{2II} = d_{1II} + 2.$$

Принять решение о конструкции шестерни тихоходной передачи:

- если  $((d_{a1})_T - d_{2II})/2 > 6 \cdot (m)_T$ , то шестерня может быть съемной, длина участка –  $l_{2II} = ((b_{w1})_T - 2)$ ;
- если  $((d_{a1})_T - d_{2II})/2 \leq 6 \cdot (m)_T$ , то имеет место вал-шестерня –  $l_{2II} = (b_{w1})_T$ .

#### 3. Третий участок – свободный участок между колесами быстроходной ступени и шестерни тихоходной ступени, мм:

- если шестерня изготовлена заодно с валом

$$d_{3II} = d_{1II} + 2 \cdot t \quad (\text{см. табл. 2.2});$$

- если шестерня съемная

$$d_{3II} = d_{2II} - 2;$$

---

\* Для быстроходного вала редуктора рационально всегда принимать конструкцию вал-шестерни.

Длина участка

$$l_{3 \text{ II}} = e_2 - 2.5 .$$

4. Четвертый участок – свободный участок между зубчатым колесом быстроходной ступени и подшипником, мм

$$\begin{aligned} d_{4 \text{ II}} &= d_{1 \text{ II}} - 2; \\ l_{4 \text{ II}} &= e_1 + 2.5 . \end{aligned}$$

5. Пятый участок – участок под подшипники. Размер диаметра  $d_{5 \text{ II}}$  принять как размер  $d_{4 \text{ II}}$ , уменьшенный до ближайшего размера, кратного **пяти** мм.

Тип и серию подшипников промежуточного вала принять по аналогии с подшипниками быстроходного вала. Проверить  $d_{4 \text{ II}} > d_{5 \text{ II}} + 2 \cdot r$ , где  $r$  – значение фаски выбранного подшипника.

Размеры подшипников принять по соответствующему стандарту [8].

Длина участка:

$$l_{5 \text{ II}} = B_{\text{II}} + 2 . .$$

6. Шестой участок – свободный участок между шестерней тихоходной ступени и подшипниками, мм

$$d_{6 \text{ II}} = d_{5 \text{ II}} + 2 \cdot t ; \quad l_{6 \text{ II}} = e_1 .$$

### ***Тихоходный вал III***

1. Рассчитать минимальный диаметр вала под соединительную муфту (или элемент открытой передачи), мм (см. рис. 2.3)

$$(d_{1 \text{ III}})_{\min} = \sqrt[3]{\frac{T_{\text{III}}}{0.2 \cdot [\tau]}}$$

где  $T_{\text{III}}$  – крутящий момент на выходном валу III редуктора, Н·мм.

Полученное значение  $(d_{1 \text{ III}})_{\min}$  округлить до ближайшего значения из ряда R40 ГОСТ 6636-69 (см. табл. 2.1),  $d_{1 \text{ III}} = (d_{1 \text{ III}})_{\text{стандарт}}$ .

Длина участка, мм:

- под звездочку –  $l_{1 \text{ III}} = (0.8 \dots 1.5) \cdot d_{1 \text{ III}}$ ;
- под шестерню или полумуфту –  $l_{1 \text{ III}} = (1.2 \dots 1.5) \cdot d_{1 \text{ III}}$ .

2. Участок второй – под уплотнение

$$d_{2 \text{ III}} = d_{1 \text{ III}} + 2 \cdot t,$$

где  $t$  – размер упорного буртика (табл. 2.2);

$$l_{2 \text{ III}} = 0.6 \cdot d_{2 \text{ III}} .$$

3. Участок третий – под подшипник со стороны выходного хвостовика тихоходного вала.

Диаметр участка 3 под подшипник должен быть ближайшим большим целым по отношению к величине  $d_{2\text{ III}}$  и кратным **пяти**:  $d_{3\text{ III}} > d_{2\text{ III}}$ .

По выбранному значению диаметра  $d_{3\text{ III}}$  принять радиальный однорядный шариковый подшипник средней серии типа 0300 (ГОСТ 8338-75), если тихоходная зубчатая передача прямозубая. Если тихоходная зубчатая передача косозубая, принять радиально-упорный конический подшипник легкой серии типа 7200 (ГОСТ 333-79).

Размеры подшипника принять по каталогу. Длина участка равна ширине подшипника.

4. Участок четвертый – свободный участок вала между торцами подшипника и зубчатого колеса тихоходной ступени со стороны выходного хвостовика вала, мм

$$d_{4\text{ III}} = d_{3\text{ III}} + 3.2 \cdot r;$$
$$l_{4\text{ III}} = (e_1 + 2.5) + (b_{w2})_B + e_2 .$$

5. Участок пятый – под зубчатое колесо тихоходной ступени, мм

$$d_{5\text{ III}} = d_{3\text{ III}} + 5;$$
$$l_{5\text{ III}} = (b_{w2})_T - 2 .$$

6. Участок шестой – свободный участок вала между торцами зубчатого колеса тихоходной ступени и подшипником, мм

$$d_{6\text{ III}} = d_{5\text{ III}} - 2;$$
$$l_{6\text{ III}} = e_1 + 2.5 .$$

По полученным результатам построить контуры валов редуктора, дополнить рис. 2.3 и получить рис. 2.6 как окончательный результат второго этапа эскизной компоновки.

7. Оценить полученный зазор между зубчатым колесом быстроходной ступени и тихоходным валом, мм

$$e_3 = (a_w)_T - ((d_{a2})_B + d_{4\text{ III}})/2 . \quad (2.7)$$

Если  $e_3 < (m)_B$ , необходимо изменить конфигурацию тихоходного вала на четвертом участке.

В процессе дальнейшей конструкторской проработки диаметры участков всех валов и их длины уточняются и строятся расчетные схемы валов.

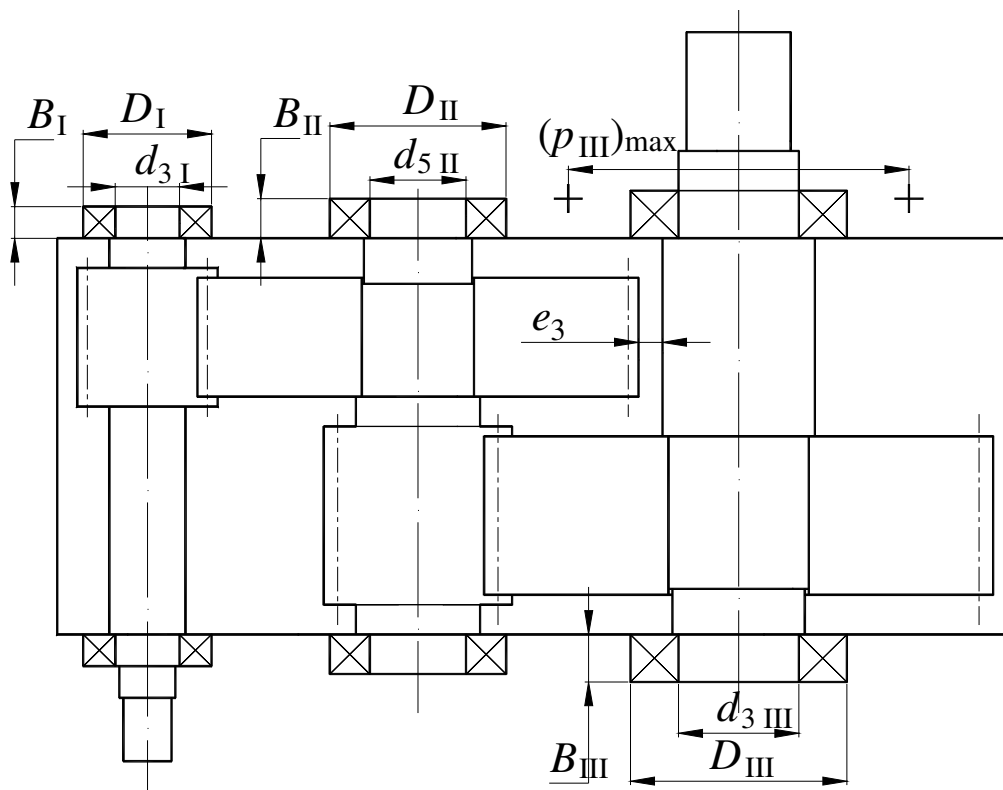


Рисунок 2.6 – Окончательный результат составления эскизной компоновки цилиндрического редуктора по развернутой схеме

## 2.2. Двухступенчатый цилиндрический редуктор по соосной схеме (рис. 1.1,б)

Особенностью этого редуктора является равенство межосевых расстояний быстроходной и тихоходной ступеней ( $(a_w)_Б = (a_w)_Т = a_w$ ), причем  $a_w$  вычислено по значению крутящего момента на валу шестерни тихоходной ступени  $T_{II}$ . Геометрически оси входного I и выходного III валов редуктора являются логическим продолжением друг друга. Одна из опор этих валов располагается на специальном приливе внутри корпуса редуктора. Редуктор по соосной схеме имеет меньший размер по длине, но несколько больший размер по ширине по сравнению с редуктором по развернутой схеме (рис. 1.1,а).

Последовательность построения компоновочной схемы заключается в выполнении следующих этапов.

1. В выбранном масштабе построить фронтальную компоновку только комплекта зубчатых колес по принятым расчетным значениям линейных и диаметральных размеров в следующей последовательности:
  - Провести координатные оси, отметить межосевое расстояние  $a_w$ ;
  - провести осевые линии валов, нанести окружности вершин зубчатых колес  $(d_{a2})_Б$  и  $(d_{a2})_Т$ ;
  - определить габаритный размер  $L$  (рис. 2.7)

$$L = 0.5 \cdot (d_{a2})_Б + a_w + 0.5 \cdot (d_{a2})_Т .$$



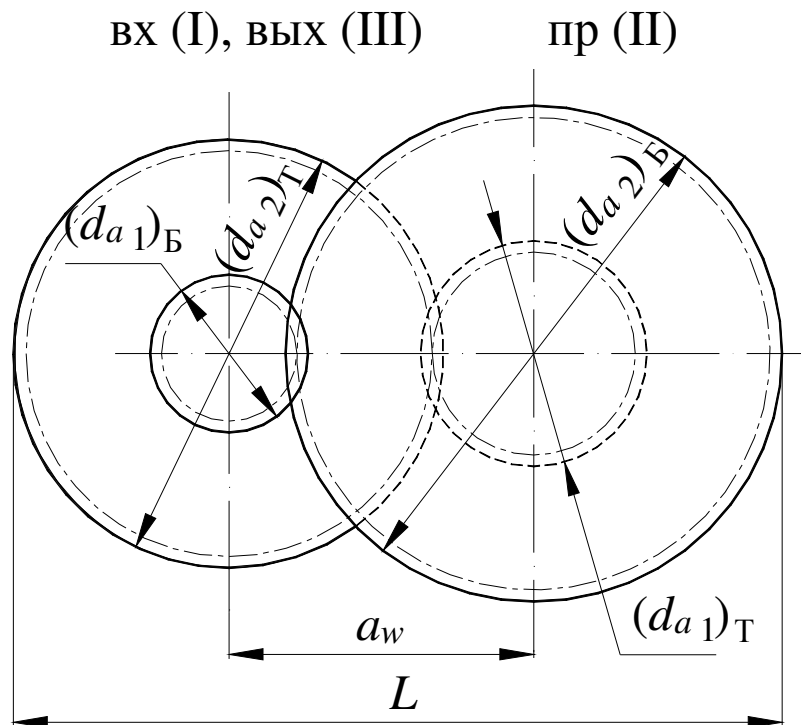


Рисунок 2.7 – Комплект цилиндрических зубчатых колес

2. Выбрать плоскость разреза корпуса редуктора.
3. По аналогии с компоновкой двухступенчатого цилиндрического редуктора по развернутой схеме рассчитать зазоры:
  - между внутренними поверхностями боковых стенок корпуса и внешними торцевыми поверхностями вращающихся колес (боковой зазор)  $e_1$  по формуле (2.1);
  - между внутренними поверхностями торцевых стенок корпуса и внешними цилиндрическими поверхностями вращающихся колес (радиальный зазор)  $b_1$  по формуле (2.2);
  - между внутренней поверхностью крышки корпуса (верхней половины корпуса) и внешней цилиндрической поверхностью настоящего по диаметру зубчатого колеса  $b_2$  по формуле (2.3) и между дном корпуса и внешним цилиндром окружности вершин зубьев наибольшего по диаметру зубчатого колеса  $b_3$  по формуле (2.4);
  - дополнить рисунок 2.7 контурами стенок корпуса редуктора с учетом полученных величин зазоров и получить рисунок 2.8.
4. Определить габариты  $L_1$  и  $H$  внутренней полости корпуса редуктора по формулам (2.5) и (2.6).

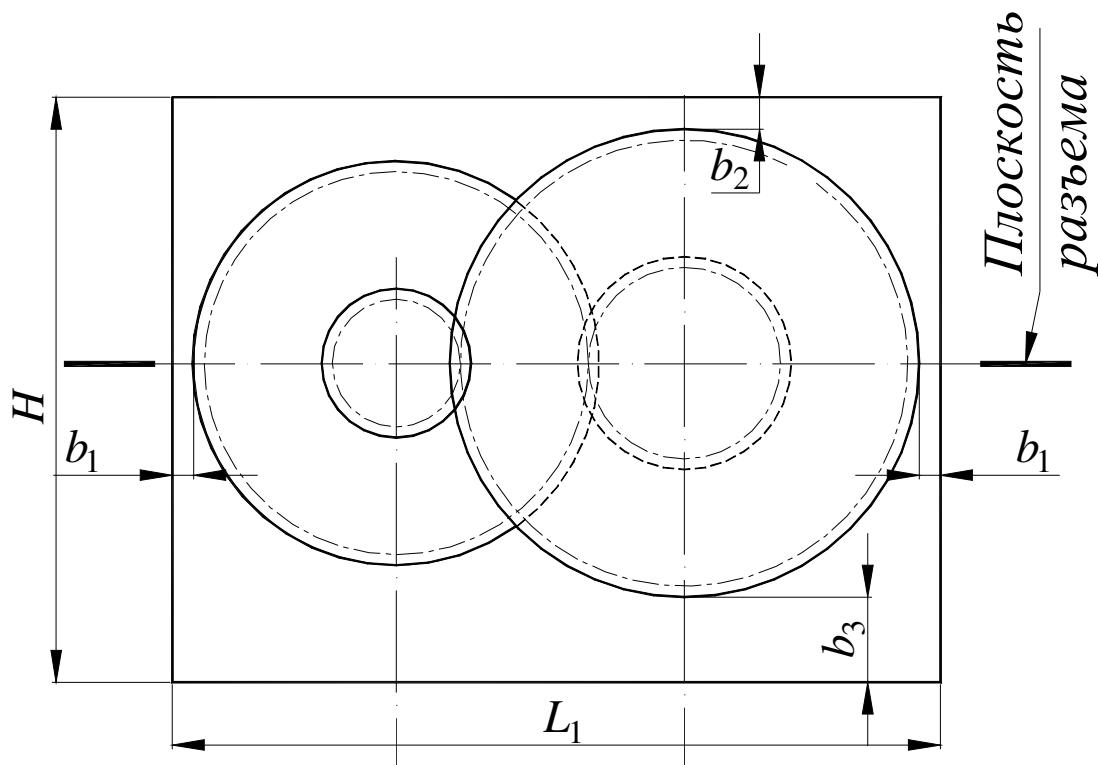


Рисунок 2.8 – Комплект цилиндрических зубчатых колес

5. Для построения вида сверху комплекта зубчатых передач соосного редуктора необходимо предварительно определить размеры комплексной опоры для внутренних подшипников входного быстроходного I и выходного тихоходного III валов соосного редуктора (рис. 2.9).

5.1. Рассчитать значения минимально возможных размеров валов, мм

$$(d_{1i})_{\min} = \sqrt[3]{\frac{T_i}{0.2[\tau]}} \quad (i=I, III),$$

где  $T_I, T_{III}$  – крутящие моменты на валах I и III, Н·мм;  $[\tau]=15\dots30$  МПа.

Полученные величины округлить до ближайшего значения из ряда R40 (см. табл. 2.1).

5.2. Определить диаметры участка валов под уплотнение

$$d_{2i} = d_{1i} + 2 \cdot t \quad (i=I, III),$$

где  $t$  – высота упорного буртика (см. табл. 2.2).

5.3. Диаметры третьего участка входного I и выходного III валов – под подшипник – принять как размеры  $d_{2i}$ , увеличенные до ближайшего целого значения, кратного **пяти**. Это диаметр цапфы под подшипник качения.

5.4. Принять тип и габаритные размеры подшипника для быстроходного I и тихоходного III валов по рекомендациям для цилиндрического редуктора по развернутой схеме.

5.5. Выполнить компоновку комплексной опоры в соответствии с рис. 2.9.

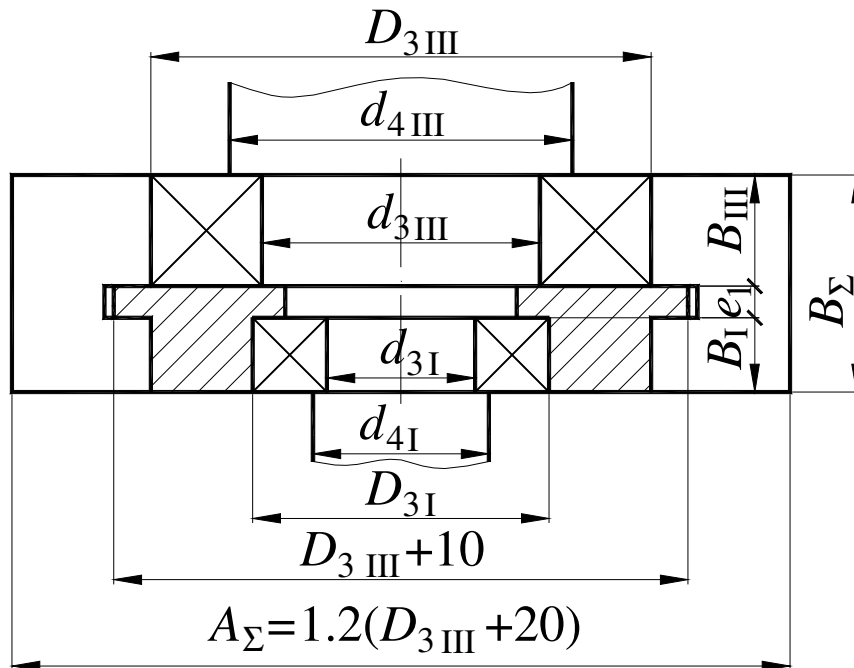


Рисунок 2.9 – Комплексная опора

5.6. Вычертить в выбранном масштабе контуры комплекта зубчатых передач для вида сверху и получить первый этап эскизной компоновки редуктора по соосной схеме.

6. Определить предварительные размеры всех оставшихся участков валов в соответствии с рекомендациями для быстроходного, промежуточного и тихоходного вала редуктора по развернутой схеме. Диаметры согласовать с диаметрами отверстий для сопряженных элементов и округлить до стандартных размеров из нормального ряда по табл. 2.1.
7. По полученным результатам построить контуры валов и получить рис. 2.10 как окончательный результат второго этапа эскизной компоновки.
8. В процессе дальнейшей конструкторской проработки размеры всех валов уточняются и строятся расчетные схемы валов.

### 2.3. Двухступенчатый редуктор по схеме раздвоенный шеврон (рис. 1.1,в)

Особенностью этого редуктора является раздвоение одной из ступеней на две параллельные косозубые передачи с противоположным направлением наклона линии зуба колес, посаженных на один вал (рис. 1.1,в).

В этом случае осевые силы в параллельных передачах уравновешиваются и не нагружают подшипники опор (угол наклона линии зуба может быть большим,  $\beta \leq 40^\circ$ ).

Для компенсации разности осевых сил, вызванных разностью углов наклона линий зуба в параллельных передачах, полученной в процессе нарезания колес, валы (или один вал) такой раздвоенной передачи должны

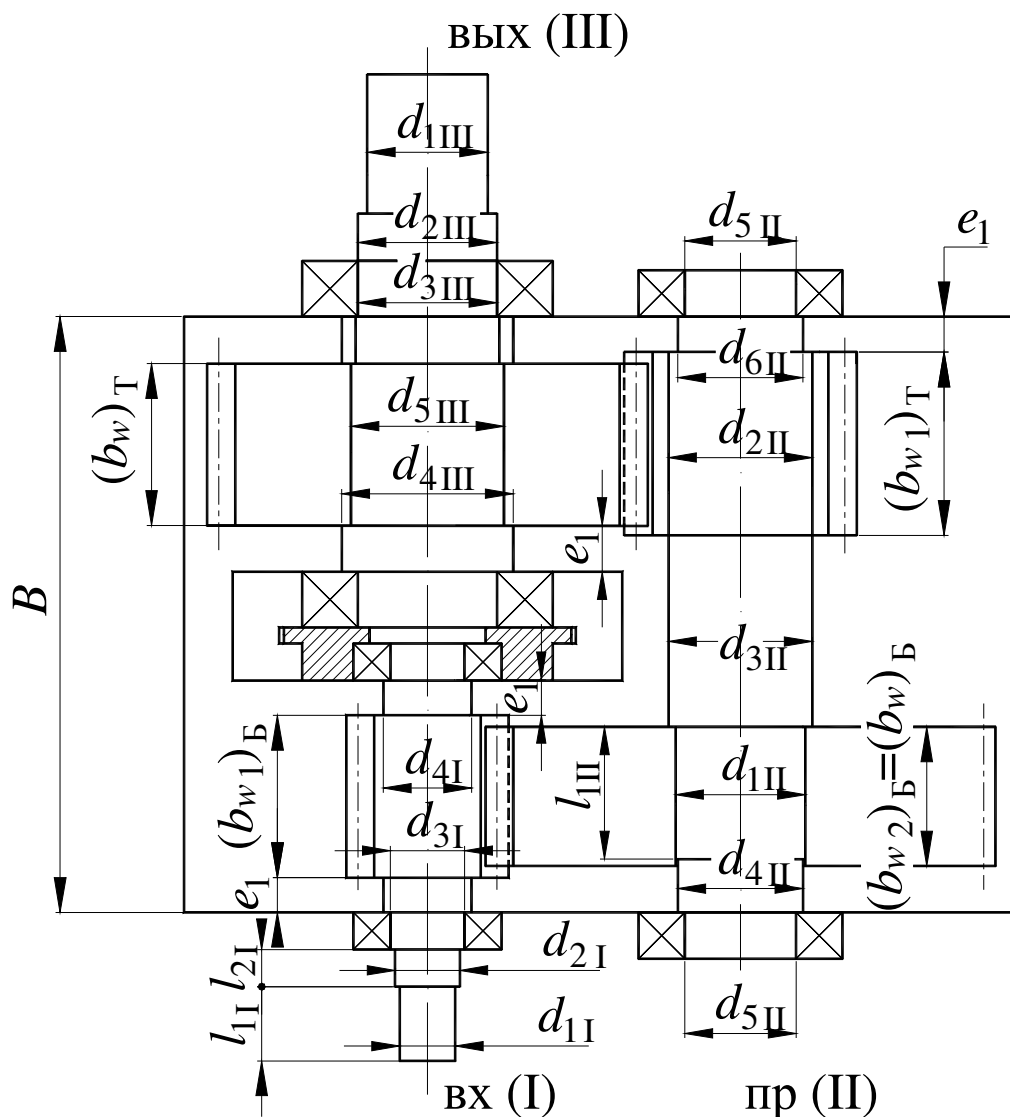


Рисунок 2.10 – Второй этап эскизной компоновки редуктора по соосной схеме

опираться на подшипники с короткими цилиндрическими роликами типа 2000, что дает возможность валу «плавать» в осевом направлении.

1. По аналогии с последовательностью построения компоновочной схемы двухступенчатого цилиндрического редуктора по развернутой схеме (рис. 1.1,а) выполнить пункты 1÷4, построить рис. 2.1 и нанести контуры внутренних стенок корпуса редуктора.

2. Вычертить в выбранном масштабе контуры комплекта зубчатых передач для вида сверху в соответствии с кинематической схемой. Причем ширину зубчатых колес раздвоенной параллельной ступени принять равной

$$(b_w 2)_Б = 0.6 (b_w)_Б,$$

где  $b_w$  – расчетная ширина колес косозубой передачи.

Получить рис. 2.11 как первый этап эскизной компоновки редуктора.

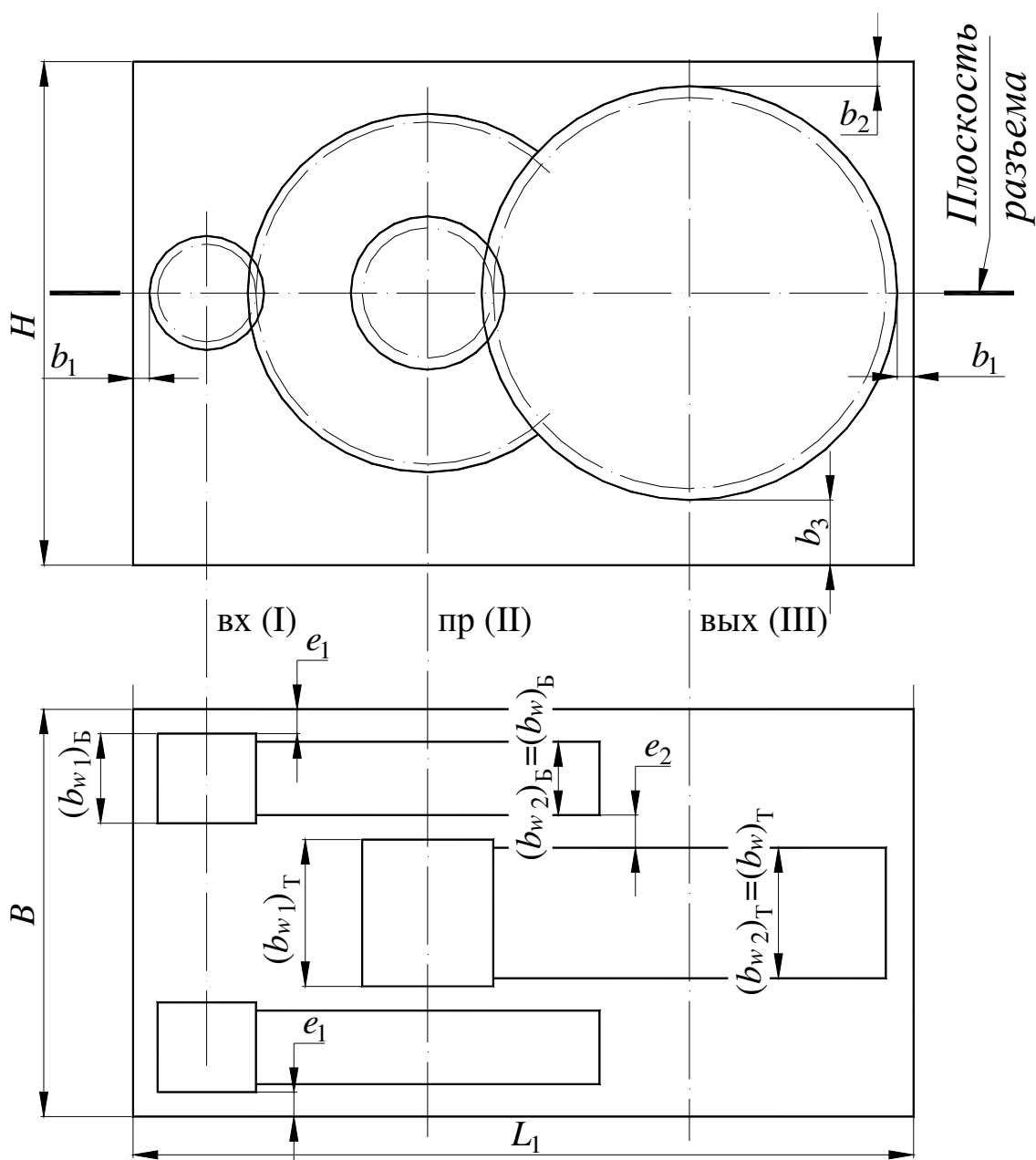


Рисунок 2.11 – Первый этап эскизной компоновки двухступенчатого цилиндрического редуктора по схеме раздвоенный шеврон

3. Определить предварительные диаметры валов по аналогии с требованиями для редуктора по схеме рис. 1.1,а.

4. Принять предварительно для валов раздвоенной косозубой передачи (раздвоенный шеврон) подшипники с короткими цилиндрическими роликами тип 2000 средней серии (ГОСТ 8328-75).

Диаметр шейки вала под подшипник должен быть кратным **пяти** мм. Конструктивно оправдано входной I и промежуточный II валы выполнять как вал-шестерня. Такое решение облегчает процесс сборки и разборки редуктора.

5. При определении диаметра промежуточного вала  $(d_{1 II})_{\min}$  под колесом быстроходной ступени в качестве расчетного момента принять половинное значение крутящего момента на промежуточном валу

$$(d_{1\text{ II}})_{\min} = \sqrt[3]{\frac{0.5 \cdot T_{\text{II}}}{0.2 \cdot [\tau]}}$$

Все остальные размеры валов получить по аналогии с размерами валов редуктора по развернутой схеме (рис. 1.1,а).

6. По полученным результатам построить контуры валов и получить рис. 2.12.

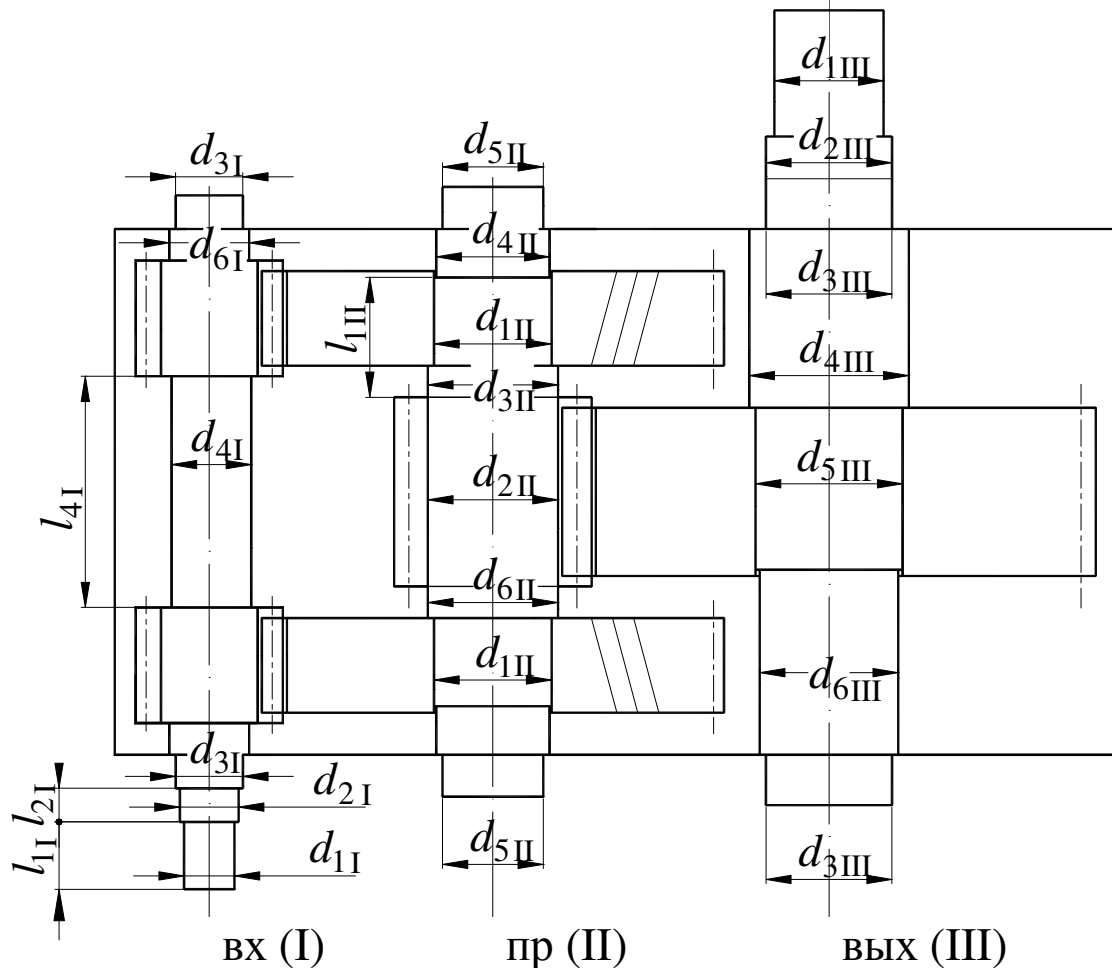


Рисунок 2.12 – Второй этап эскизной компоновки редуктора по схеме раздвоенный шеврон

7. Выбрать предварительно типоразмеры подшипников качения по каталогу, нанести их размеры на рис. 2.12 и получить рис. 2.13 как окончательный результат эскизной компоновки цилиндрического двухступенчатого редуктора по схеме раздвоенный шеврон.

Выходной вал редуктора установить на шариковые радиальные одно-рядные подшипники средней серии типа 0300 (ГОСТ 8338-75).

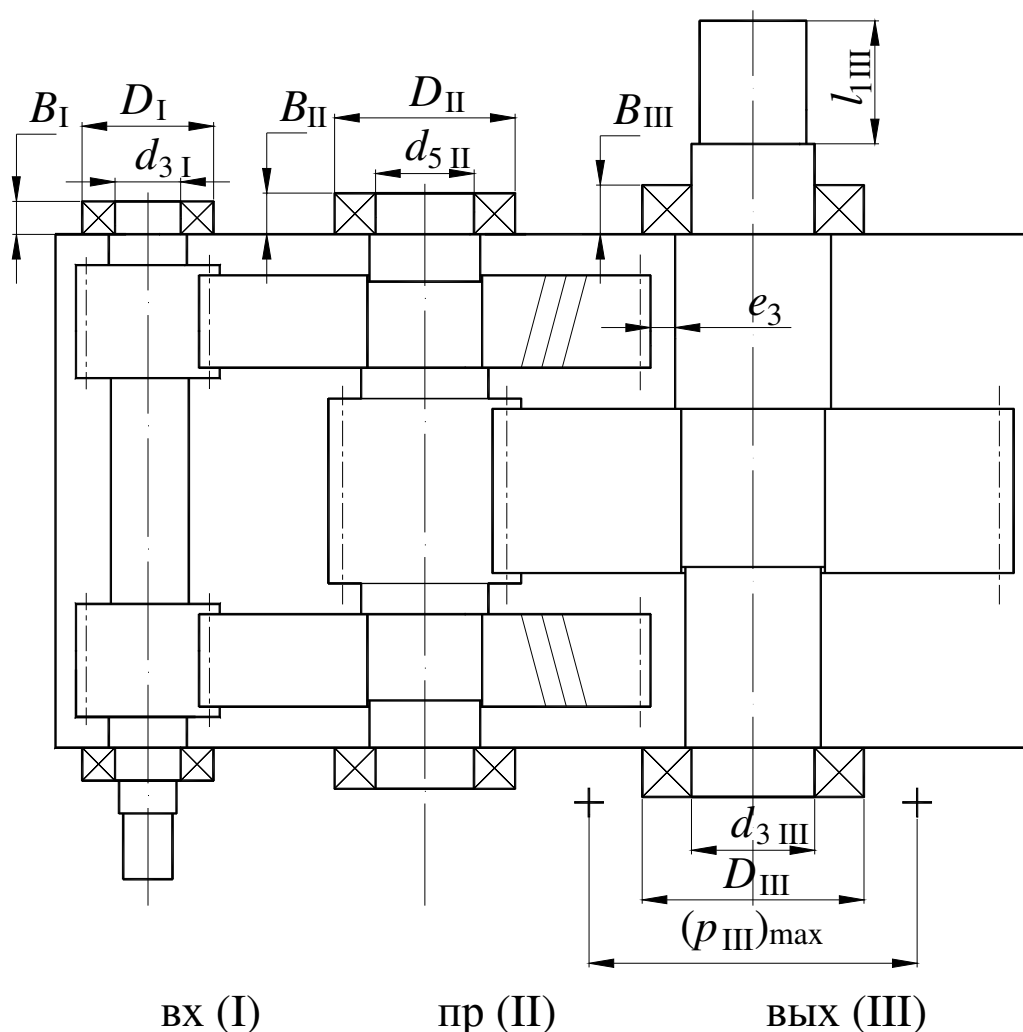


Рисунок 2.13 – Окончательный результат составления эскизной компоновки цилиндрического редуктора по схеме раздвоенный шеврон

8. Оценить полученный зазор между зубчатым колесом быстроходной ступени и тихоходным валом по формуле (2.7).

Если  $e_3 < (m)_Б$ , необходимо изменить конфигурацию тихоходного вала на четвертом участке.

9. Для дальнейшей конструкторской проработки и выбора оптимальной ширины пояса плоскости разъема корпуса редуктора необходимо принять максимальный шаг установки соединительных болтов  $(p_{III})_{max}$ , мм (см. рис. 2.13)

$$(p_{III})_{max} = D_{III} + 30,$$

где  $D_{III}$  – наружный диаметр выбранного подшипника тихоходного вала.

Для обеспечения герметичности плоскости разъема корпуса редуктора принять диаметр соединительных болтов, исходя из условия

$$(p_{III})_{max} = (10 \dots 12) \cdot d,$$

где  $d$  – диаметр соединительных болтов.

Это условие распространяется на корпуса редукторов, разработанных по любой схеме. По диаметру соединительных болтов  $d$  задают ширину пояса разъема корпуса редуктора.

#### 2.4. Двухступенчатый коническо-цилиндрический редуктор (рис. 1.2)

Рассматривается вариант коническо-цилиндрического редуктора, в котором шестерня быстроходной конической передачи расположена консольно (рис. 1.2,б) и выполнена как одно целое с валом (вал-шестерня), а коническое колесо съемное и расположено на валу между опорами. Межосевой угол  $\Sigma = 90^\circ$ . Для конической передачи использовать осевую форму зуба I с постоянным радиальным зазором по ширине зубчатого венца.

Тихоходная зубчатая пара – цилиндрическая прямозубая.

Внутренняя полость редуктора симметричная относительно продольной оси редуктора. Выходной конец тихоходного вала направлен в сторону конического колеса быстроходной ступени (противоположно ступени вала с насаженным цилиндрическим колесом) для более равномерного распределения нагрузки между подшипниками (рис. 1.2,а).

Исходные величины для разработки эскизной компоновки редуктора:

1. Кинематическая схема привода;
2. Геометрические параметры зубчатых передач, полученные расчетом:
  - для конической (быстроходной) передачи – внешнее конусное расстояние  $R_e$ ; углы делительных конусов  $\delta_1$  и  $\delta_2$  ( $\Sigma = \delta_1 + \delta_2 = 90^\circ$ ); ширина конусного венца  $b_w$ ; внешний окружной модуль  $m_e$ ; внешние делительные диаметры  $d_{e1}$  и  $d_{e2}$ ; внешние диаметры вершин зубьев  $d_{ae1}$  и  $d_{ae2}$ ; внешние высоты головки зуба шестерни  $h_{ae1}$  и колеса  $h_{ae2}$ ; расстояние от вершины конусов до плоскости внешней окружности вершин зубьев соответственно для шестерни  $B_1$  и колеса  $B_2$ ;
  - для цилиндрической (тихоходной) передачи – межосевое расстояние  $(a_w)_T$ ; диаметры  $(d_{w1})_T$  и  $(d_{w2})_T$ ; ширины зубчатых венцов  $(b_{w2})_T = (b_w)_T$  и  $(b_{w1})_T = (b_{w2})_T + 5$ ; модуль передачи  $(m)_T$ .
  - крутящие моменты на валах  $T_I, T_{II}, T_{III}$ , Н·м.

По принятым значениям линейных и диаметральных размеров в выбранном масштабе построить схему расположения только комплекта зубчатых колес коническо-цилиндрического редуктора в следующей последовательности.

1. Наметить расположение проекций компоновки на чертеже и провести координатные оси.

2. На продольной оси в произвольном месте зафиксировать вершину делительных конусов конической передачи  $O$ . Через эту точку под углом  $\Sigma = 90^\circ$  к оси I провести ось промежуточного вала II и далее на расстоянии  $(a_w)_T$  параллельно ей ось тихоходного вала III.



3. Через точку  $O$  провести образующие делительных конусов шестерни и колеса под углом  $\delta_1$  относительно оси I, расположив делительный конус шестерни в сторону, противоположную осям валов II и III.

4. По образующим делительных конусов отложить величину внешнего конусного расстояния  $R_e$  и через полученные точки провести перпендикуляры к образующим до пересечения с осью I.

Получим измерительные торцы конических шестерни и колеса.

5. Нанести размеры диаметров вершин зубьев колес конической пары ( $d_{ae1}$  и  $d_{ae2}$ ) на измерительные торцы. Измерить величину  $B_1$  (расстояние от вершины конуса до плоскости внешней окружности вершин для шестерни) на чертеже и сравнить с исходными величинами. Они должны быть равны.

6. Вычертить контуры тихоходной цилиндрической зубчатой пары в соответствии с расчетными параметрами и получить рис. 2.14 как комплект зубчатых колес на фронтальной проекции.

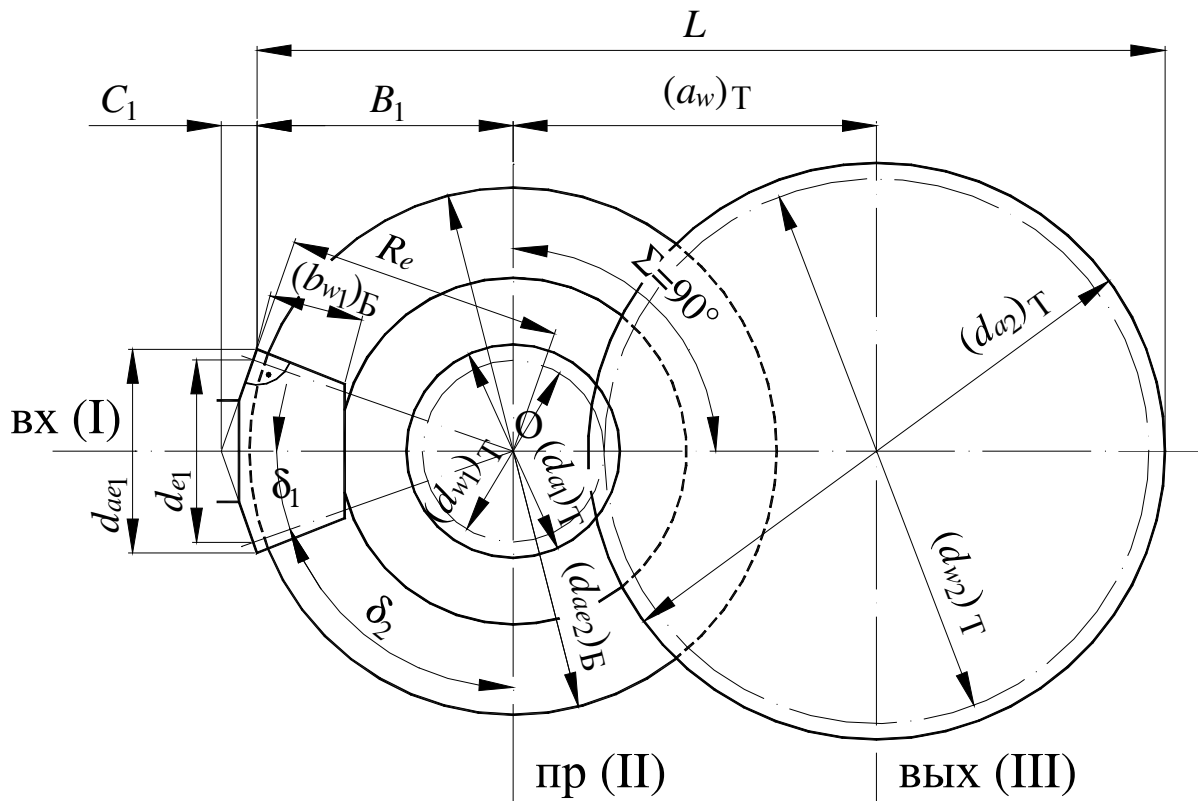


Рисунок 2.14 – Комплект зубчатых колес

7. Вычислить продольный габарит комплекта зубчатых колес  $L$ , мм

$$L = B_1 + (a_w)_T + 0.5 \cdot (d_{a2})_T .$$

и определить величину бокового зазора  $e_1$  между внутренними поверхностями боковых стенок корпуса и внешними поверхностями вращающихся колес по формуле (2.1).

Принять все остальные зазоры между корпусом и вращающимися зубчатыми колесами по формулам (2.2)÷(2.4).

8. Определить конструкторский размер  $C_1$  от плоскости вершин зубьев конической шестерни вдоль вала I до упорного торца первого подшипника конической вал-шестерни (как расстояние до точки пересечения линий базового торца с осью вала I) –  $C_1 \geq 10$  мм.

Вычислить размер  $C_2$  от плоскости вершин зубьев конического колеса до базовой плоскости того же колеса, мм

$$C_2 = (5 \cdot (m)_B + 2) \cdot \cos(\delta_1).$$

9. Дополнить рис. 2.14 контурами стенок внутренней полости корпуса редуктора, проведя линию переднего торца через размер  $C_1$  и заднего торца на расстоянии  $b_1$  от внешней поверхности цилиндрического зубчатого колеса. Получить фронтальную проекцию. Построить вид сверху комплекта зубчатых колес по расчетным размерам. Нанести линии боковых стенок внутренней полости корпуса редуктора, обеспечив построением его симметричность относительно продольной оси входного вала I (равенство размеров  $e_0$ ). Определить габаритные размеры внутренней полости редуктора по координатным осям.

Получить рис. 2.15 как второй этап эскизной компоновки редуктора.

10. Выбрать желаемую схему установки быстроходной конической вал-шестерни в подшипниковых узлах:

- подшипники установлены «в распор» (рис. 2.16,а);
- подшипники установлены «в растяжку» (рис. 2.16,б).

11. Определить предварительные диаметральные и линейные размеры входного (быстроходного) вала I, выполненного как вал-шестерня и установленного в подшипниковых узлах по выбранной схеме.

Рассмотрим вариант установки «в растяжку». Минимальный диаметр вала и минимальную длину первого участка под элемент открытой передачи или муфты, второго участка под уплотнение принять по рекомендациям пунктов 1 и 2 для быстроходного вала цилиндрического редуктора.

Третий участок – под подшипник. Диаметр этого участка  $d_{3\ I}$  увязан с размером резьбы для установки крепежной круглой гайки и стопорной многолапчатой шайбы  $d_{4\ I}$ . Диаметр  $d_{3\ I}$  должен быть кратным **пяти**. Размер резьбы и диаметр вала под подшипник  $d_{3\ I}$  принять по табл. 2.3 и рисунку 2.17 такими, чтобы внутренний диаметр резьбы  $d_f$  (или  $(d_{4\ I})_{\min}$ ) был больше диаметра  $d_{2\ I}$  под уплотнение. Длина резьбового участка вала  $l_{4\ I} = H + (4 \dots 5)$ , где  $H$  – высота шлицевой гайки (табл. 24 и 25 Приложения [6]).

Принять предварительно для быстроходного вала I роликовые радиально-упорные подшипники легкой серии типа 7200 (ГОСТ 338-79).

Диаметр упорного буртика со стороны конической шестерни, мм

$$d_{6\ I} = d_{3\ I} + 3.2 \cdot r,$$

где  $r$  – значение фаски принятого подшипника.

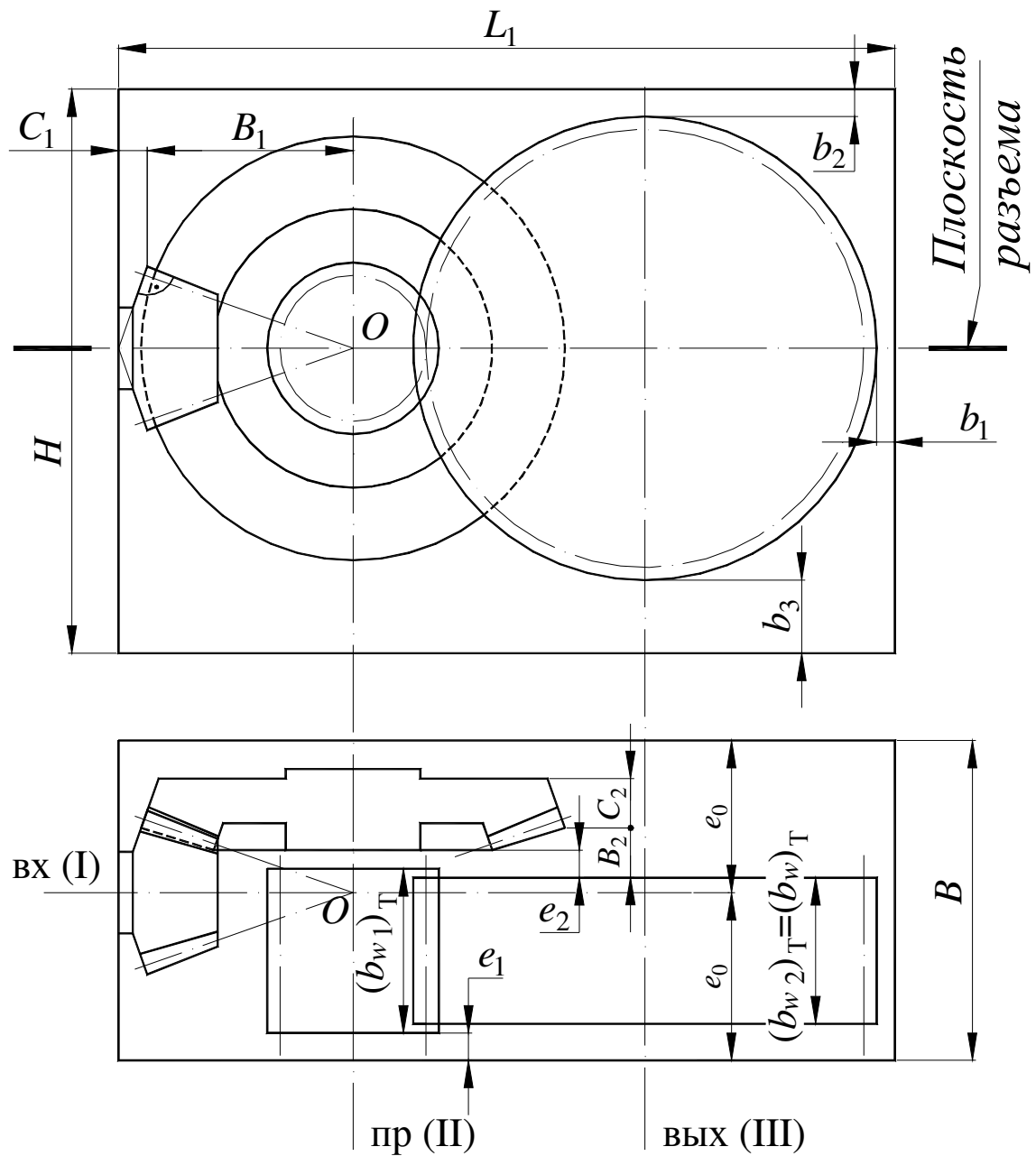


Рисунок 2.15 – Второй этап эскизной компоновки коническо-цилиндрического редуктора

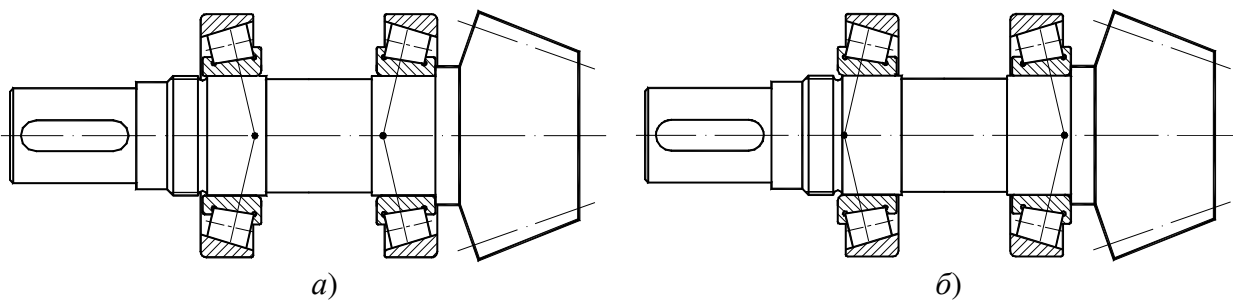
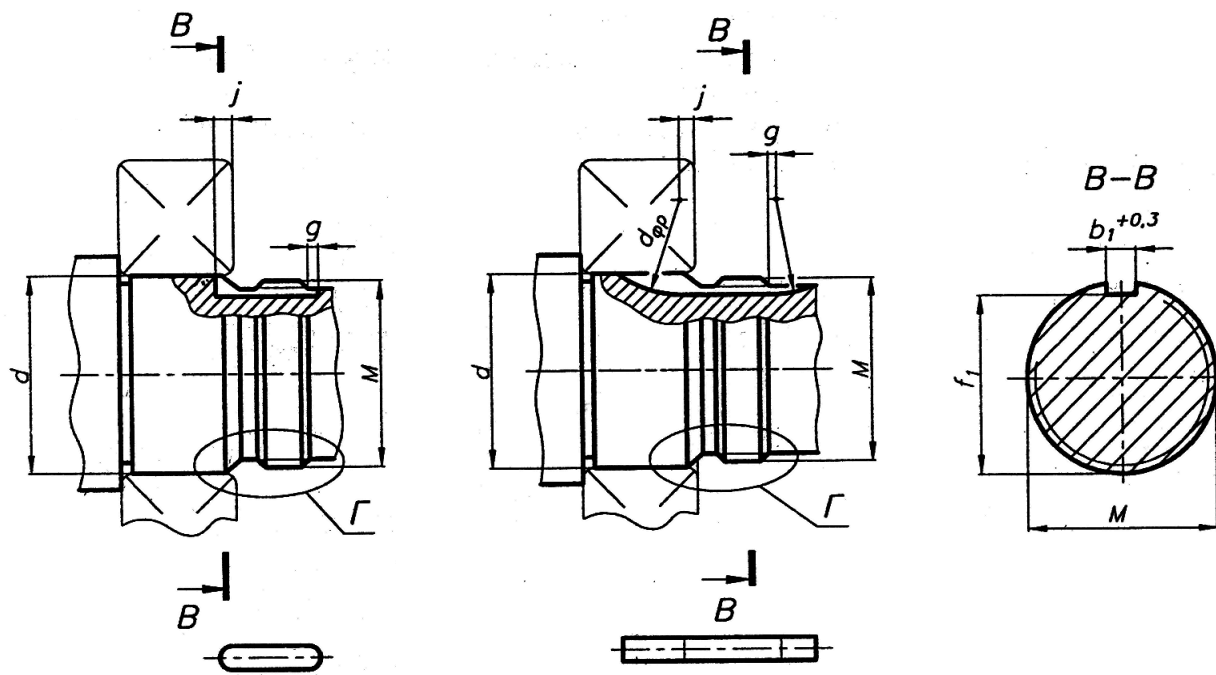


Рисунок 2.16 – Схемы установки подшипников:  
 а) «в распор» (вал между подшипниками сжат);  
 б) «в растяжку» (вал между подшипниками растянут)

Таблица 2.3 – Размеры вала в месте установки круглой шлицевой гайки и стопорной много лапчатой шайбы, мм

$d_3$	$M$	$d_f (h13),$ $(d_4 l)_{\min}$	$c$	$R_1$	$f_1$	$b_1$	$j_{\min}$	$g_{\min}$
20	M18×1.5	15.7	2.5	0.8	15	5.3	6	1.5
	M20×1.5	17.7			17	5.3		
25	M24×1.5	21.7	3.4	1.0	21	5.3	6	1.5
30	M27×1.5	24.7			24	5.3	8	1.5
	M30×1.5	27.7			27	5.3	8	1.5
35	M33×1.5	30.7			30	6.3	8	1.5
40	M39×1.5	36.7			36	6.3	8	1.5
45	M42×1.5	39.7			39	6.3	8	1.5
	M45×1.5	42.7			42	6.3	8	1.5
50	M48×1.5	45.7			45	8.3	8	1.5
55	M52×1.5	49.7			49	8.3	9	1.5
60	M60×2	57			57	8.3	9	1.5
65	M64×2	61			61	8.3	9	1.5
70	M68×2	65			65	10	9	1.5
75	M72×2	69			69	10	12	1.5
80	M80×2	77			76	10	12	1.5
85	M85×2	82			81	10	12	1.5
90	M90×2	87			86	12	12	1.5
95	M95×2	92			91	12	12	1.5
100	M100×2	97			96	12	12	1.5



а) паз на валу нарезается  
пальцевой фрезой

б) паз на валу нарезается  
дисконной фрезой,  $d_{фр} = 60...75$  мм  
– диаметр фрезы

в)

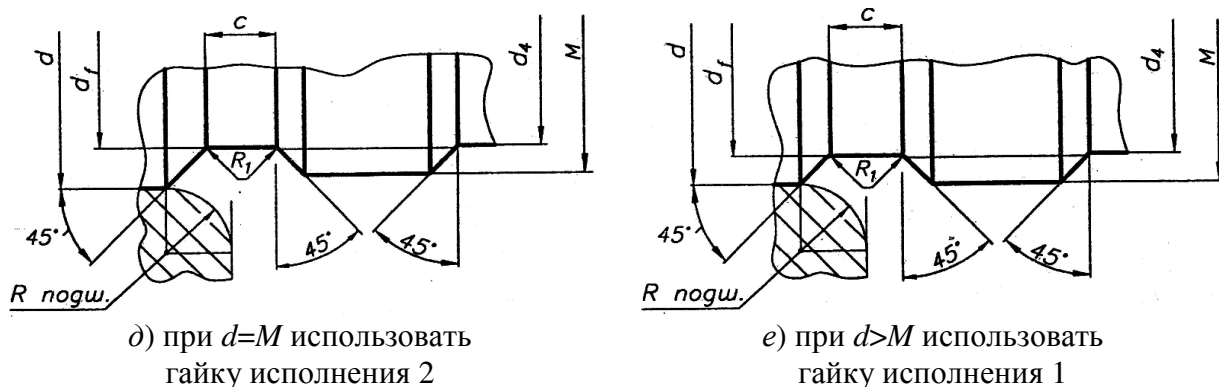


Рисунок 2.17 – Размеры вала в месте установки гайки и шайбы

Диаметр вала на участке между подшипниками  $d_{5 I}$  принять меньшим диаметра  $d_{3 I}$  на 1 мм.

Теперь необходимо определить точки приложения сил в зацеплении и реакций подшипников.

Точка приложения сил в зацеплении расположена в плоскости, перпендикулярной к оси вращения вала и проходящей через середину ширины зубчатого венца.

Для радиально-упорных конических подшипников точка приложения реакции смещена от средней плоскости на расстояние  $a''$ , измеренное от широкого торца наружного кольца подшипника (см. рис. 2.4,б)

$$a'' = 0.5 \left( T + \frac{d+D}{3} e \right),$$

где  $e$  – коэффициент влияния осевого нагружения ( $e \approx 0.35$  для подшипников типа 7200).

Внутренний подшипник расположить непосредственно у торца диаметра  $d_{6 I}$  и определить величину консоли  $K_B$  (рис. 2.18).

Второй наружный радиально-упорный подшипник расположить на быстросходном валу на удалении  $L_B = (2 \dots 2.5) \cdot K_B$ .

12. Диаметры и линейные размеры участков вала промежуточного II и выходного III принять по аналогии с цилиндрическим редуктором по развернутой схеме.

По полученным результатам построить контуры валов, дополнить рис. 2.15 и получить рис. 2.18 как окончательный результат эскизной компоновки.

В процессе дальнейшей конструкторской проработки диаметры участков всех валов и их длины уточняются и строятся расчетные схемы валов.

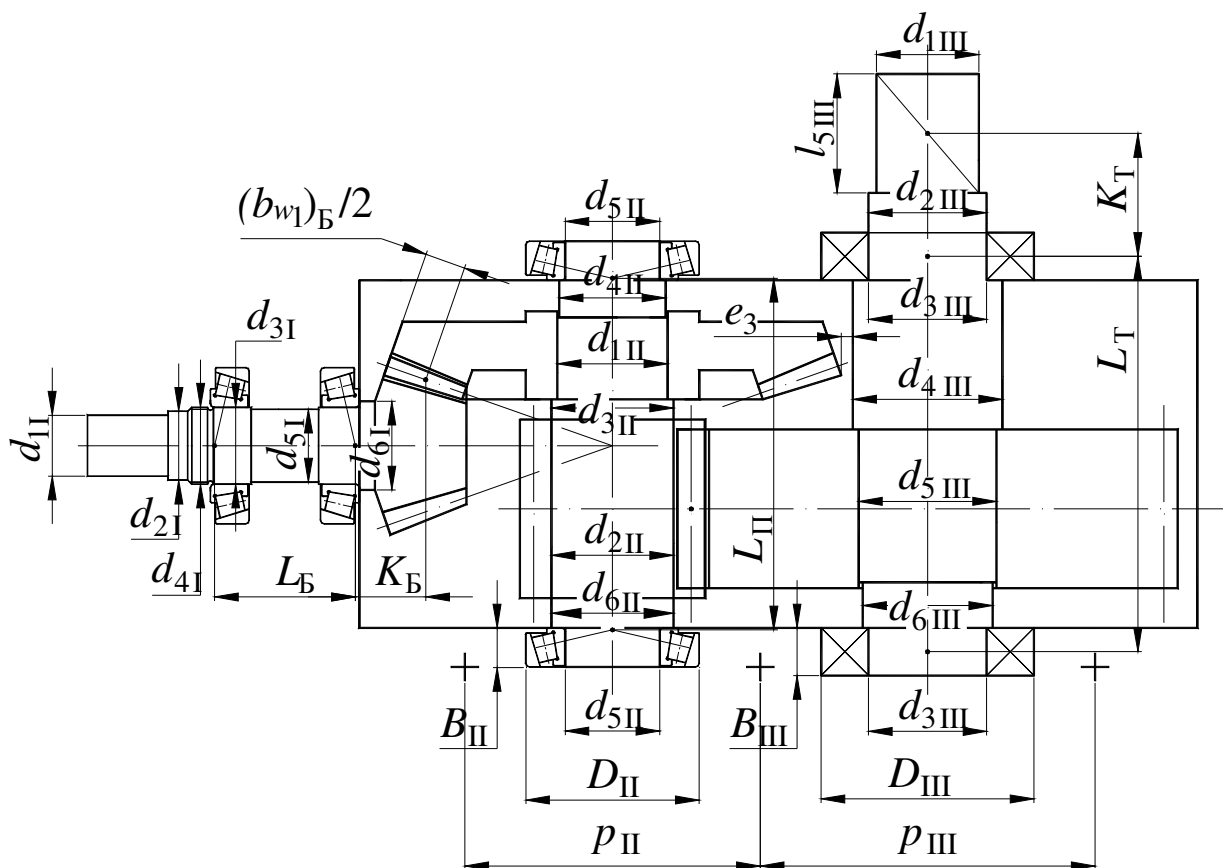


Рисунок 2.18 – Окончательный результат эскизной компоновки редуктора

## 2.5. Червячный редуктор (рис. 1.3)

Рассматривается вариант одноступенчатого червячного редуктора с нижним расположением червяка (см. рис. 1.2,а).

Исходные величины для разработки эскизной компоновки редуктора:

1. Кинематическая схема привода.
2. Геометрические параметры цилиндрической червячной пары, полученные расчетом:
  - межосевое расстояние  $a_w$ ;
  - расчетные делительные диаметры червяка  $d_1$  и червячного колеса  $d_2$ ;
  - диаметры вершин червяка  $d_{a1}$  и колеса  $d_{a2}$ ;
  - наибольший диаметр червячного колеса  $d_{am2}$ ;
  - длина нарезанной части червяка  $b_1$  и ширина червячного колеса  $b_2$ ;
  - модуль передачи  $m$ .
3. Крутящие моменты на валах  $T_I$  и  $T_{II}$ , Н·мм.

Последовательность разработки компоновочной схемы.

1. Построить в выбранном масштабе только цилиндрическую червячную передачу как фронтальный вид (рис. 2.19).

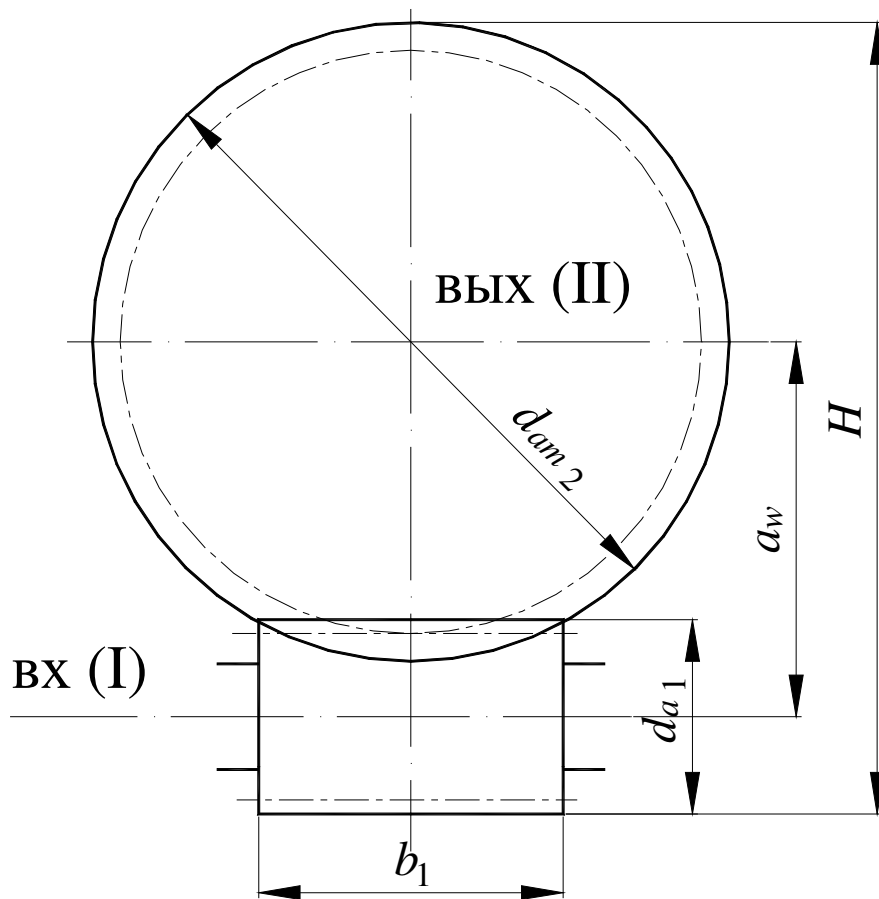


Рисунок 2.19 – Червячная передача

2. Определить наибольший габарит передачи  $H$ , мм.

$$H = 0.5 \cdot d_{a1} + a_w + 0.5 \cdot d_{am2}.$$

3. Рассчитать величину бокового зазора между внутренними поверхностями боковых стенок корпуса редуктора и наружным диаметром червячного колеса, мм

$$e_1 = \sqrt[3]{H} + (2...3) \text{ мм} \geq 6 \text{ мм}.$$

4. Принять величину радиального зазора между стенками корпуса редуктора и внешними торцевыми поверхностями червячного колеса

$$e_2 = 2 \cdot e_1;$$

5. Принять зазор между дном корпуса редуктора и наружным диаметром червяка, мм

$$e_3 \geq 6 \cdot t.$$

Все размеры зазоров округлить до ближайшего целого четного числа.

6. Определить габаритные размеры внутренней полости корпуса редуктора по координатным осям, мм:

$$L_1 = d_{am2} + 2e_2;$$

$$H_1 = H + e_2 + e_3;$$

$$B_1 = d_{a1} + 2e_1.$$

7. Дополнить рис. 2.19 видом сверху червячной передачи, нанести контуры стенок корпуса редуктора и получить первый этап эскизной компоновки редуктора.
8. Разработать конструкцию валов, воспользовавшись рекомендациями для определения диаметров и линейных размеров всех участков вала I и III цилиндрического двухступенчатого редуктора.
9. Выбрать схемы установки валов в подшипниковых узлах.

Целесообразно принять установку вала червяка, выполненного заодно с червяком, с плавающей опорой. Вал червячного колеса установить «в распор» (рис. 2.5,а).

10. Выбрать тип подшипников.

В фиксированной опоре червяка установить два конические радиально-упорные подшипника легкой серии типа 7200 (ГОСТ 333-79), развернув их навстречу друг другу как при установки «в распор». В плавающей опоре червяка установить один шариковый однорядный подшипник легкой серии типа 0200 (ГОСТ 8335-75). Для вала червячного колеса принять конические радиально-упорные подшипники легкой серии типа 7200.

Плоскость разъема корпуса принять по оси вала червячного колеса.

11. По полученным размерам участков валов построить их контуры, дополнить рис. 2.19 и получить рис. 2.20 как окончательный результат второго этапа эскизной компоновки червячного редуктора.
12. Подшипники опор червяка заключить в стаканы, наружный диаметр которых должен быть больше наружного диаметра червяка  $d_{a1}$ .

В процессе дальнейшей конструкторской проработки диаметры участков валов и их длины уточняются и строятся расчетные схемы валов.



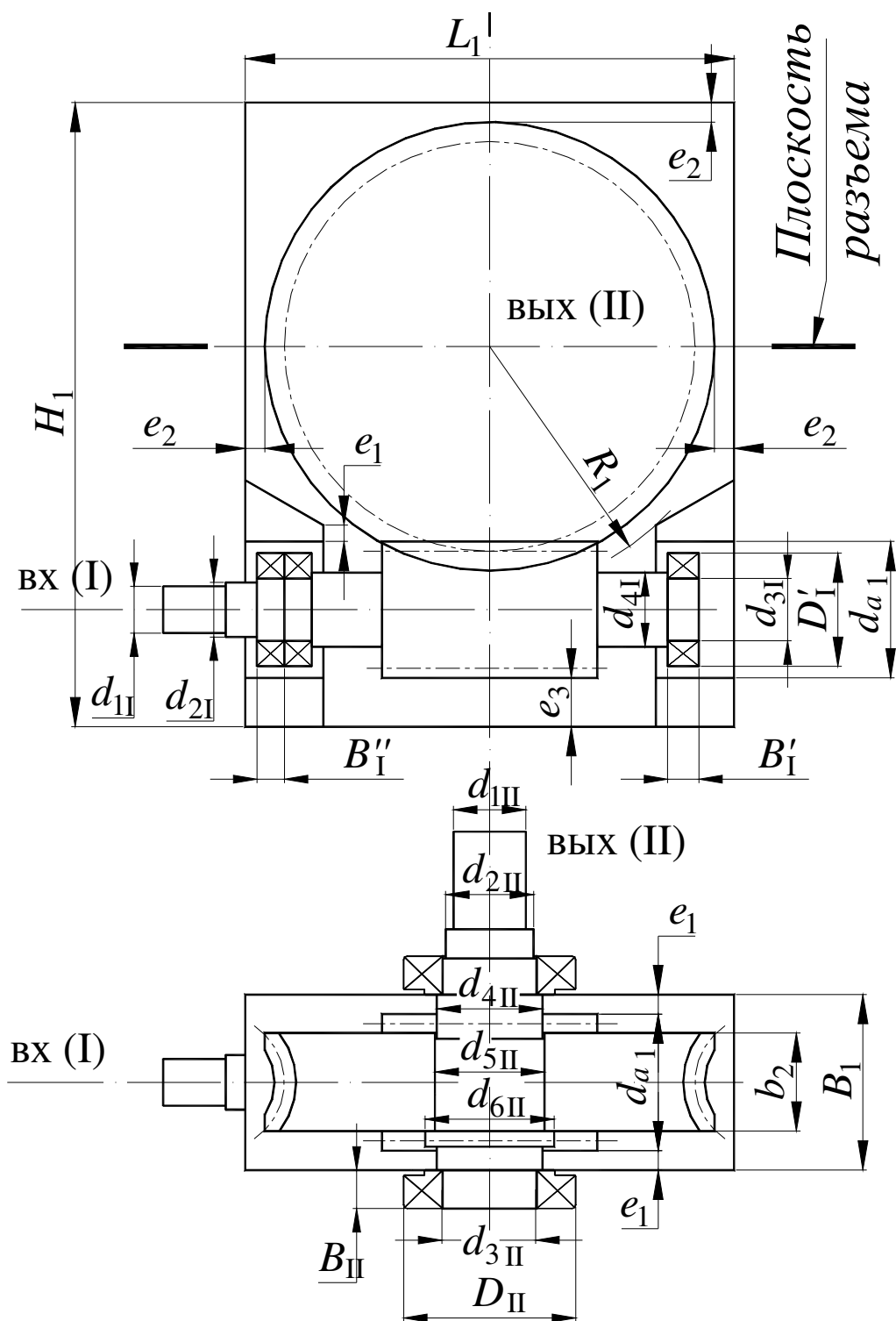


Рисунок 2.20 – Эскизная компоновка червячного редуктора с нижним расположением червяка

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Перегон В. А., Коряк А. А., Бобошко А. А., Момот Д. И. Методические указания к курсовому проекту по дисциплине «Детали машин» (раздел «Проектирование привода конвейера») для студентов дневной и заочной форм обучения специальностей 7.090210, 7.090211, 7.090214, 7.090258. – Харьков: Изд-во ХНАДУ, 2006. – 27 с.
2. Кудрявцев В. Н. Курсовое проектирование деталей машин. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отд., 1984. – 400 с.
3. Иванов М. Н., Иванов В. Н. Детали машин. Курсовое проектирование. – М.: Высш. шк., 1975. – 350 с.
4. Чернявский С. А. Проектирование механических передач. – М.: Машиностроение, 1984. – 357 с.
5. Дунаев Г. В., Леликов О. П. Конструирование узлов и деталей машин, – М.: Высш. шк., 1985. – 415 с.
6. Киркач Н. Б., Баласанян Р. А. Расчет и проектирование деталей машин. – Харьков: Основа, 1991. – 276 с.
7. Момот Д. И., Янчевский И. В. Методические указания к выполнению и оформлению чертежей к курсовому проекту по дисциплине «Детали машин». – Харьков: Изд-во ХНАДУ, 2008. – 48 с.
8. Подшипники качения: Справочник каталог / Под ред. В. Н. Нарышкина и Р. В. Коросташевского. – М.: Машиностроение, 1984. – 280 с.

*Учебное издание*

МОМОТ Дмитрий Иванович  
ЯНЧЕВСКИЙ Игорь Владиславович

**Методические указания**  
по выполнению эскизной компоновки редуктора привода машины  
к курсовому проекту по дисциплине «Детали машин»  
(для студентов специальности 6.090200)

Ответственный за выпуск *Янчевский И. В.*

Редактор *Каплунова Т. В.*

Компьютерная верстка авторская

План 2008 г. Поз. ##.

Подписано к печати ##.##.##.

Формат 60×84 1/16. Бумага офсетная. Гарнитура Times New Roman.

Печать RISO. Усл. печ. л. ##. Уч.-изд. л. ##.

Заказ № ###/0#. Тираж 150 экз. Цена договорная.

---

Издательство ХНАДУ, 61002, г. Харьков-ГСП, ул. Петровского, 25  
Тел./факс: (057) 700-38-64, 707-37-03; e-mail: [rio@khadi.kharkov.ua](mailto:rio@khadi.kharkov.ua)

---

*Свидетельство Государственного комитета информационной политики,  
телевидения и радиовещания Украины о внесении субъекта издательского  
дела в государственный реестр издателей, изготовителей и распространителей  
издательской продукции, серия ДК № 897 от 17.04.2002 г.*