

Документ подписан простой электронной подписью

Информация о документе

ФИО: Степанов Павел Иванович

Должность: Руководитель ИТ-НИИУ МИФИ

Дата подписания: 27.02.2026 08:25:33

Уникальный программный ключ:

8c65c591e26b2d8e460927740cf752622aa3b295

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

Федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего профессионального образования

«Национальный исследовательский ядерный университет «МИФИ» (НИЯУ МИФИ)

НОВОУРАЛЬСКИЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ

КАФЕДРА ТЕХНОЛОГИИ МАШИНОСТРОЕНИЯ

«Детали машин и основы конструирования», «Механика»

ИЗУЧЕНИЕ РЕДУКТОРОВ

Методические указания к лабораторно-практическим работам

для студентов специальностей

151001 «Технология машиностроения»,

151900 «Конструкторско-технологическое обеспечение

машиностроительных производств»,

220401 «Мехатроника»,

221000 «Мехатроника и робототехника»,

(все формы обучения)

Новоуральск

2011

УДК 621.81(075.8)

МиМ _____. 11

Автор (составитель): к.т.н., доцент кафедры ТМ, Лагуткин Станислав Владимирович

Изучение редукторов. Методические указания к лабораторно-практическим работам по курсам «Детали машин и основы конструирования», «Механика» для студентов специальности 151001 «Технология машиностроения», 220401 «Мехатроника», 220501 «Управление качеством» (все формы обучения). – Новоуральск: НТИ НИЯУ МИФИ, 2011. – 43 с.

Рецензент: д.т.н., профессор, Беляев Арнольд Ефреимович

Методические указания рассмотрены на заседании кафедры ТМ

« ____ » _____ 2011 г. Протокол №

Зав. кафедрой ТМ, к.т.н., доцент

Закураев В.В.

СОГЛАСОВАНО:

Председатель методкомиссии НТИ НИЯУ «МИФИ»

д.т.н., профессор

Беляев А.Е.

Содержание

1 Порядок выполнения работы.....	4
2 Общие сведения о редукторах.....	5
3 Двухступенчатые цилиндрические редукторы.....	6
3.1 Стандартные двухступенчатые цилиндрические редукторы по ГОСТ 20758-75	6
3.2 Кинематические схемы двухступенчатых цилиндрических редукторов.....	7
3.3 Сведения о геометрии цилиндрических зубчатых колес.....	8
3.4 Зубчатые колеса двухступенчатых цилиндрических редукторов.....	10
4 Червячные редукторы.....	12
4.1 Общие сведения.....	12
4.2 Определение геометрических параметров червячных передач.....	12
4.3 Конструктивные особенности червячных редукторов.....	17
5 Коническо-цилиндрические редукторы.....	18
5.1 Общие сведения.....	18
5.2 Сведения о геометрии конических колес с круговыми зубьями.....	19
5.3 Определение геометрических параметров конических передач.....	20
6 Силы, действующие в зубчатых и червячных передачах.....	24
6.1 Силы, действующие в косозубых цилиндрических передачах.....	24
6.2 Силы, действующие в червячных передачах.....	26
6.3 Силы, действующие в конических передачах.....	28
7 Опоры валов редукторов.....	29
7.1 Подшипниковые узлы цилиндрических передач.....	29
7.2 Подшипниковые узлы червячных редукторов.....	30
7.3 Подшипниковые узлы конических передач.....	31
7.4 Сведения о маркировке подшипников.....	32
8 Габаритные и присоединительные размеры редукторов.....	33
Литература.....	35
Приложение А. Номинальные значения передаточных отношений редукторов.....	36
Приложение Б. Цилиндрические концы валов (по ГОСТ 12080-66).....	37
Приложение В. Конические концы валов с конусностью 1:10 (по ГОСТ 12081-72).....	38
Приложение Г. Зависимость d_T от M_T	40
Приложение Д. Зависимость d_B от M_B	41
Приложение Е. Варианты сборки редукторов.....	42

ЦЕЛЬ РАБОТЫ – ознакомиться с конструкцией редукторов, их особенностями и закрепить теоретические сведения о передачах.

1 Порядок выполнения работы

Работа проводится с редукторами различных типов. Ознакомившись с конструкцией каждого из предложенных редукторов и изучив разделы 1...8, а также рекомендуемую литературу, выполнить следующее:

- 1) начертить кинематическую схему редуктора и кратко её охарактеризовать;
- 2) определить передаточное число каждой ступени и редуктора в целом, сравнить его с ближайшим передаточным числом из стандартного ряда (см. таблицу Приложения А);
- 3) составить обозначение рассматриваемого редуктора, принимая, что он изготовлен для умеренного климата;
- 4) определить модули передач и их основные геометрические параметры, указанные в разделах по отдельным типам редукторов;
- 5) составить схему сил, действующих на валы передач;
- 6) выполнить эскизы разрезов по каждому из валов редуктора в сборе с деталями передач, подшипниковых узлов, с частями корпуса редуктора и крышки (см. примеры в разделе 7);
- 7) указать, какие подшипники воспринимают осевые нагрузки в передачах;
- 8) для каждого из валов определить тип подшипников, привести и расшифровать его маркировку;
- 9) охарактеризовать средства регулировки радиального зазора в подшипниках (для радиально-упорных подшипников);
- 10) пояснить на схеме и описать, чем достигается регулировка конических и червячных передач (при рассмотрении соответствующих редукторов);
- 11) охарактеризовать систему смазки деталей передач и подшипников, как осуществляется заливка и слив масла, указать требуемый уровень масла в редукторе, средство контроля уровня масла;
- 12) охарактеризовать уплотнения выходных концов валов редукторов, изображенных на эскизах разрезов;
- 13) выполнить эскиз общего вида редуктора и проставить его габаритные и присоединительные размеры, как показано в приложении (см. раздел 7);
- 14) сопоставить, соответствуют ли размеры выходных концов валов и шпонок стандартным значениям (см. Приложения Б, В);
- 15) рассчитать напряжения кручения выходных концов валов и номинальную мощность передачи по известным стандартным вращающим моментам на валах при частоте быстрого вала $n_B = 1500 \text{ мин}^{-1}$;
- 16) выяснить назначение и наименование различных конструктивных элементов крышки и корпуса редуктора.

ПРИМЕЧАНИЯ:

1. Задания по п.6 выполняются индивидуально, т.е. каждый студент выполняет эскиз разреза для «своего» вала.
2. Отчёт по работе должен содержать информацию по п.п.1-15.
3. Для ответа на ряд вопросов требуется использование рекомендуемой литературы.

2 Общие сведения о редукторах

Редуктор – механизм, служащий для уменьшения частоты вращения при одновременном увеличении вращающего момента.

В корпусе редуктора размещены какие-либо зубчатые передачи (цилиндрические с прямыми или косыми зубьями, конические, планетарные, волновые, с зацеплением Новикова и др.) или червячные передачи. Детали передач закреплены на валах, а валы опираются на подшипники, размещённые в расточках корпуса. Редуктор имеет автономный корпус и является законченным механизмом.

Редукторы общемашиностроительного применения – это редукторы, которые отвечают техническим требованиям, общим для большинства случаев применения. В соответствии с ГОСТ 16162-93 к редукторам общемашиностроительного применения относят:

- ✓ цилиндрические одно-, двух- и трёхступенчатые с межосевым расстоянием тихоходной ступени $\alpha_{от} \leq 710$ мм;
- ✓ цилиндрические планетарные одно- и двухступенчатые с радиусом расположения осей сателлитов водила тихоходной ступени $r \leq 200$ мм;
- ✓ конические одноступенчатые с номинальным внешним делительным диаметром ведомого колеса $d_e \leq 630$ мм;
- ✓ коническо-цилиндрические двух- и трёхступенчатые с межосевым расстоянием тихоходной ступени $\alpha_{от} \leq 630$ мм;
- ✓ червячные и глобоидные одно- и двухступенчатые с межосевым расстоянием тихоходной ступени $\alpha_{от} \leq 250$ мм;
- ✓ червячно-цилиндрические двухступенчатые с межосевым расстоянием тихоходной ступени $\alpha_{от} \leq 250$ мм.

Редукторы общемашиностроительного применения комплектуются электродвигателем с номинальной частотой вращения $n = 1500$ мин⁻¹, и параметры редукторов рассчитываются при этой частоте.

Промышленностью выпускаются редукторы различных типов, типоразмеров, исполнений. Тип редуктора определяется составом передач, порядком их размещения в направлении от быстроходного вала к тихоходному, а также положением осей в пространстве.

Для обозначения передач используются буквы: **Ц** – цилиндрическая, **П** – планетарная, **К** – коническая, **Ч** – червячная, **Г** – глобоидная, **В** – волновая. Если одинаковых передач две или три, то за буквой ставятся соответствующие цифры. В мотор-редукторах к обозначению вначале добавляют букву **М**.

Обозначение редуктора содержит также важнейшие параметры – межосевое расстояние тихоходной ступени (для цилиндрических зубчатых и червячных передач), или радиус водила – для планетарной передачи, или диаметр основания делительного конуса колеса – для конического редуктора и т.д. Обозначение редуктора включает также обозначение исполнения. Под исполнением понимают передаточное число, вариант сборки и формы концов валов.

Номинальные значения передаточных чисел стандартных редукторов приведены в Приложении А.

Размеры концов валов редукторов принимают по ГОСТ 12080-55 и 12081-72 (см. Приложения Б, В).

Устанавливается также ряд вращающих моментов на тихоходных и быстроходных валах (см. Приложения Г, Д).

Схема вариантов сборки различных редукторов и их обозначение приведены в Приложении Е.

Примеры обозначения редукторов некоторых типов и более подробные сведения о них рассмотрены в следующих разделах.

3 Двухступенчатые цилиндрические редукторы

3.1 Стандартные двухступенчатые цилиндрические редукторы по ГОСТ 20758-75

Цилиндрические редукторы имеют наибольшее распространение благодаря относительной простоте, высокому КПД, большому диапазону скоростей и нагрузок, долговечности.

Большинство редукторов изготавливают с косозубыми колёсами с углом наклона зубьев $8^\circ..15^\circ$.

Возможные варианты сборки редукторов имеют числовые обозначения (Рисунок 1).

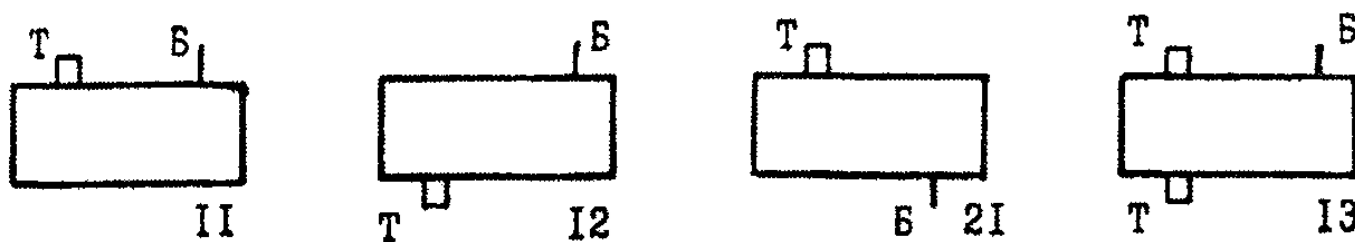


Рисунок 1 – Некоторые варианты сборки редукторов
(Т - тихоходный вал, Б – быстроходный вал)

Передаточное число двухступенчатых редукторов назначают из ряда:

8, 10, 12.5, 16, 18, 20, 22.4, 25, 28, 31.5, 35.5, 40

Межосевые расстояния двухступенчатых редукторов α_w , мм:

80, 100, 125, 160, 200, 250

Климатическое исполнение редукторов маркируется буквами:

У - для работы в умеренном климате; Т - тропическое исполнение

Пример обозначения цилиндрического двухступенчатого редуктора по схеме - уступом (У), с межосевым расстоянием тихоходной ступени 200 мм, номинальным передаточным числом 25, вариантом сборки 13, коническими концами тихоходного вала (К), климатического исполнения У:

Редуктор Ц2У-200-25-13 КУ ГОСТ 20758-75

3.2 Кинематические схемы двухступенчатых цилиндрических редукторов

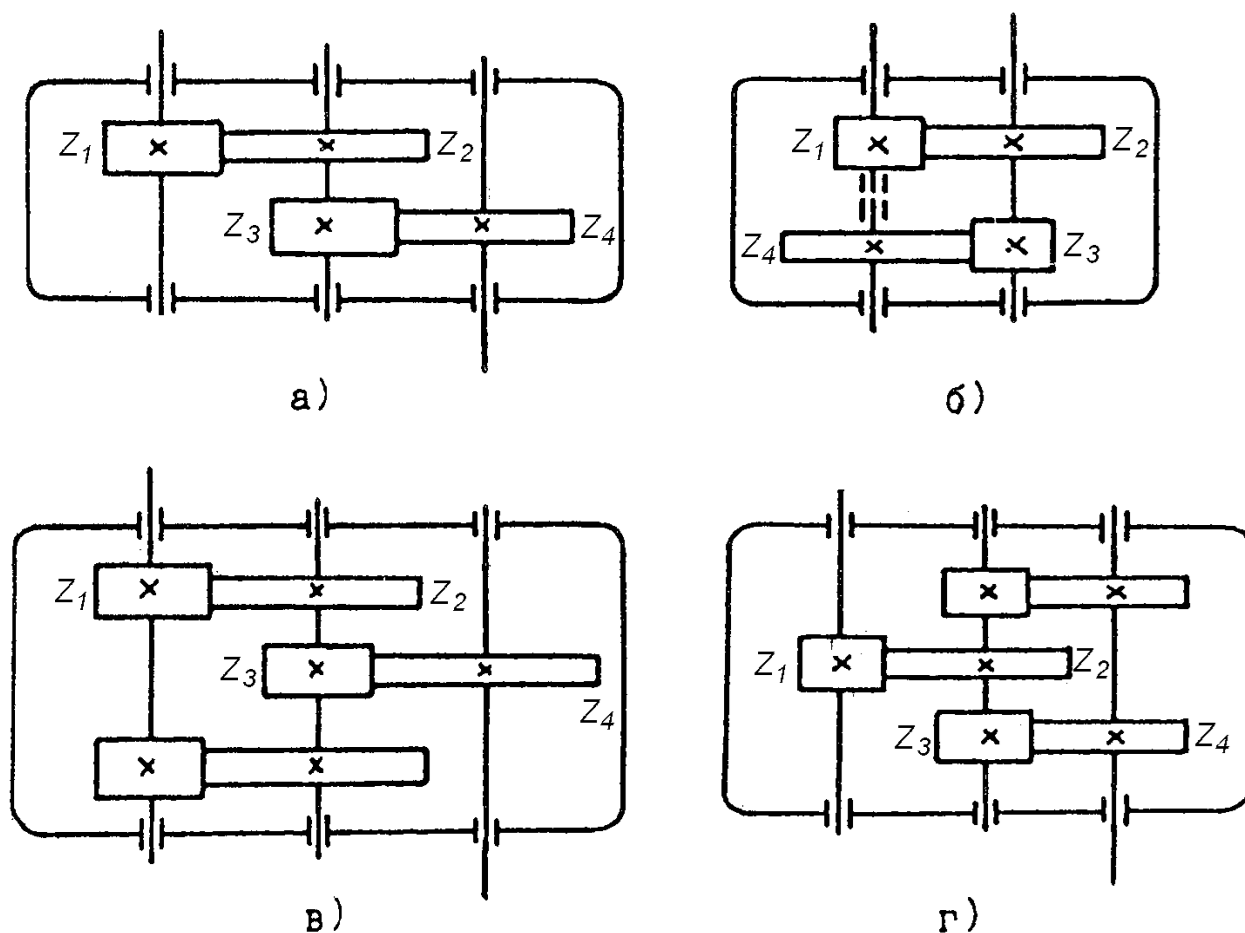


Рисунок 2 – Кинематические схемы двухступенчатых цилиндрических редукторов

На рисунке 2а изображён редуктор, выполненный по **развернутой схеме** (уступом). Зубчатые колёса Z_1 и Z_2 образуют первую ступень, быстроходную, а колёса Z_3 и Z_4 тихоходную ступень.

Передаточное число редуктора U определится:

$$U = U_1 \cdot U_2 = \frac{Z_2}{Z_1} \cdot \frac{Z_4}{Z_3}$$

На рисунке 2б изображён редуктор, выполненный по **соосной схеме**, имеющий меньшие габариты в длину.

На рисунках 2в и 2г показаны схемы редукторов с **раздвоенными быстроходной и тихоходной ступенями** соответственно, причём схема 2в имеет большее применение. Раздвоение ступеней даёт симметричное расположение колёс относительно опор, что обеспечивает улучшение условий зацепления - нагрузка более равномерно распределяется по длине зуба. При раздвоении ступеней уменьшается также межосевое расстояние за счёт уменьшения вдвое момента, передаваемого каждой зубчатой парой ступени.

3.3 Сведения о геометрии цилиндрических зубчатых колес

Основные геометрические параметры косозубых цилиндрических зубчатых передач без смещения приведены на рисунке 3.

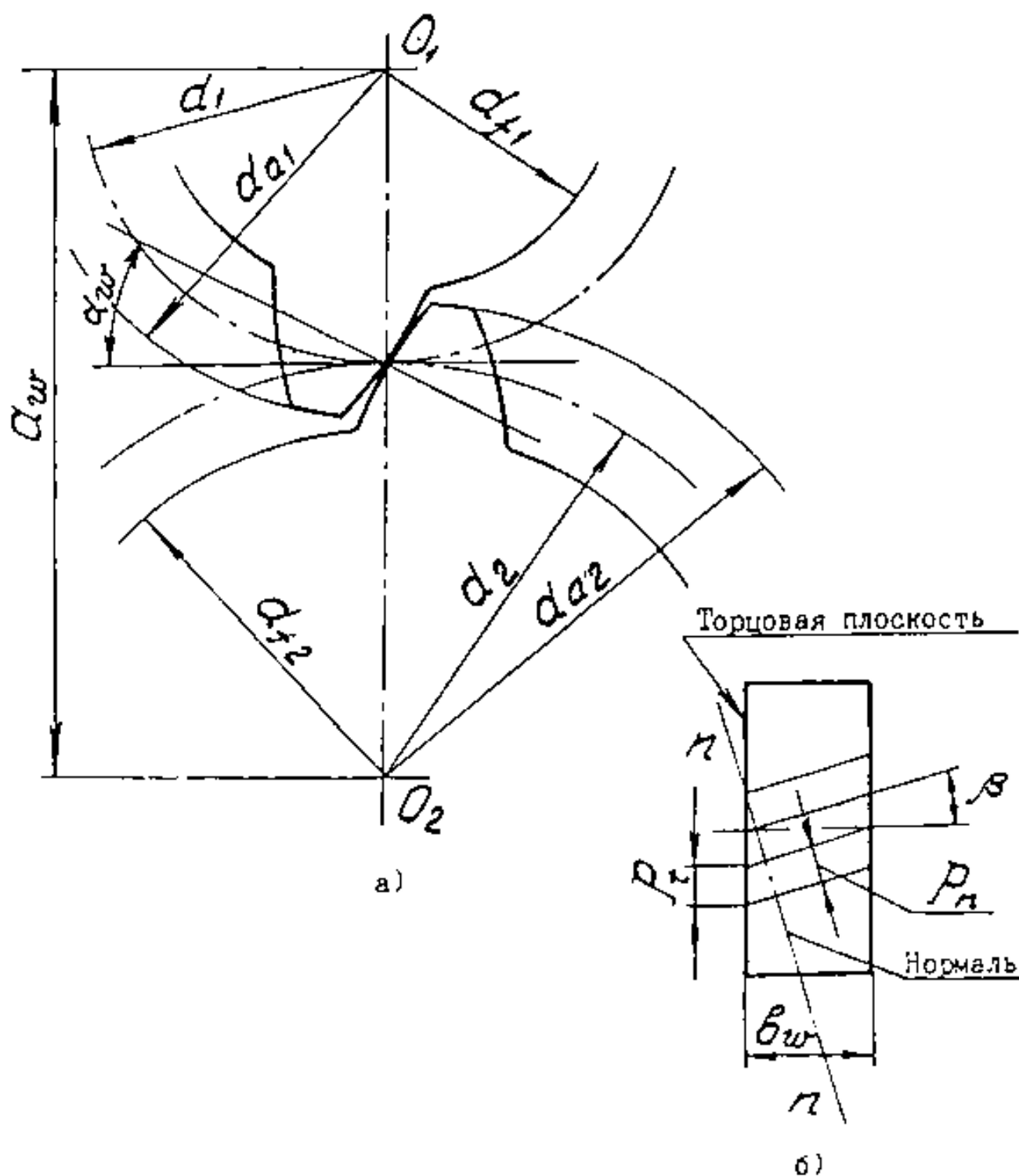


Рисунок 3 – Основные геометрические параметры косозубых цилиндрических зубчатых передач

Наименования указанных параметров и расчётные формулы для их определения приведены в таблице 1.

Таблица 1 – Расчёт геометрических параметров цилиндрической зубчатой передачи без смещения

Исходные данные	Обозначения, сведения, расчётные формулы	Расчетное значение	Измеренное значение
Число зубьев: шестерни колеса	Z_1 Z_2		
Модуль, мм: нормальный торцовый	m (см. таблицу 2) $m_t = \frac{m}{\cos \beta}$		
Угол наклона зубьев	$\beta = 8..15^\circ$		
Нормальный исходный контур	по ГОСТ 13755-81		
Угол главного профиля исходного контура	$\alpha = 20^\circ$		
Ширина венца, мм: шестерни колеса	b_1 $b_2 = b_w$		
Расчёт основных параметров			
1. Межосевое расстояние, мм	a_w		
2. Делительное межосевое расстояние	a для передач без смещения $a = a_w = \frac{Z_1 + Z_2}{2 \cdot \cos \beta} \cdot m$		
3. Делительный диаметр, мм: шестерни колеса	$d_1 = m \cdot z_1 / \cos \beta$ $d_2 = m \cdot z_2 / \cos \beta$		
4. Диаметр вершин зубьев, мм: шестерни колеса	$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m$ $d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m$		
5. Диаметр впадин зубьев, мм: шестерни колеса	$d_{f1} = d_1 - 2,5 \cdot m$ $d_{f2} = d_2 - 2,5 \cdot m$		

Таблица 2 – Модули, мм, по ГОСТ 9563-60

1-й ряд	2-й ряд	1-й ряд	2-й ряд	1-й ряд	2-й ряд	1-й ряд	2-й ряд
0,05			0,35	2,5			18
	0,055	0,4			2,75	20	
0,06			0,45	3			22
	0,07	0,5			3,5	25	
0,08			0,55	4			28
	0,09	0,6			4,5	32	
0,1			0,7	5			36
	0,11	0,8			5,5	40	
0,12			0,9	6			45
	0,14	1,0			7	50	
0,15			1,125	8			55
	0,18	1,25			9	60	
0,2			1,375	10			70
	0,22	1,5			II	80	
0,25			1,75	12			90
	0,28	2			14	100	
0,3			2,25	16			

3.4 Зубчатые колеса двухступенчатых цилиндрических редукторов

Зубчатые колёса, как правило, косозубые, что повышает плавность, бесшумность работы и увеличивает нагрузочную способность передач. Вообще косозубые колёса вместо прямозубых необходимо применять при скоростях $V \geq 10..15$ м/с. Но при изготовлении стандартных редукторов есть рекомендации, что все цилиндрические зубчатые передачи должны быть косозубыми.

Необходимо обратить внимание на то, что шестерни имеют большую ширину, чем колеса. Это необходимо для того, чтобы при регулировке зазоров или при сборке вал будет смещаться вдоль оси зубья шестерни, как более циклически нагруженные, контактировали бы с зубьями колеса на ширине, не менее расчётной b_w .

В редукторах с межосевым расстоянием тихоходной ступени $a_w < 315$ мм зубчатые колёса изготавливаются либо из стали 25ХГМ ГОСТ 4543-71 с последующей нитроцементацией, либо из стали 20ХН2МА с последующей цементацией и шлифовкой, либо из стали 40ХН2МА с азотированием.

Шестерни выполняют заодно с валом (вал-шестерни) при передаточном числе пары $U > 3.15$, при меньших – значениях U шестерни выполняют насадными. Заготовки насадных зубчатых колёс получают штамповкой.

Таблица 3 – Марки сталей, применяемых для изготовления зубчатых колес

Способ обработки	Марка сталей	Достигаемая твёрдость (верхний предел)	Рекомендуемое применение
Объемная закалка	45, 40Х, 40ХН, 35ХМ, 40ХН4МА, 33ХС и др.	HRC _э 55-65	Слабо- и средне-нагруженные передачи
Цементация, Объемная закалка	15Х; 20Х; 12ХН3А; 15ХФ; 12ХН2; 12Х2Н4А; 20ХН3А; 20ХН2МА; 20Х24А; 20ХН; 18Х2Н4ВА; 26ХГМ, 18ХГТ; 30ХГТ; 5ХГН2ТА; 20ХГР; 20ХГНР; 20ХГНТР, 20ХГСА и др.	HRC _э 58-63	Тяжелонагруженные ответственные зубчатые колёса
Нитро-цементация	20, 40Х, 25ХГТ, 25ХГМ, 12ХН3А, 20ХН3А, 20ХГНР, 20ХГР, 20Х, 18ХГТ, 20ХГТ и др.	HRC _э 57-63	Средненагруженные нешлифуемые зубчатые колёса
Закалка ТВЧ	40, 45, 50, 50Г, 40Х, 40ХН, 38ХС, 40ХН2МА, 50ПП, У6 и др.	HRC _э 50-60	Слабо- и средне-нагруженные зубчатые колёса при изготовлении их из стали с пониженной прокаливаемостью
Азотирование	38Х2МЮА, 38Х2Ю, 38ХМЮА, 40ХФА и др.	HRC _э 52-60	Средненагруженные зубчатые колёса в случае невозможности зубошлифования; зубчатые колёса, работающие при высоких температурах

4 Червячные редукторы

4.1 Общие сведения

Червячные передачи (редукторы) применяются для передачи вращения между перекрещивающимися валами.

Достоинства передач: плавность и бесшумность в работе, большие передаточные числа при сравнительно небольших габаритах. Передаточное число червячной передачи определяют по формуле:

$$U = \frac{Z_2}{Z_1} \quad (4.1)$$

где Z_2 – число зубьев червячного колеса;

Z_1 - число заходов червяка.

Минимальное число зубьев червячного колеса $Z_{2\min} = 27$. По ГОСТ 2144-93 червяки выполняют с $Z_1 = 1, 2$, и 4. Чем больше заходов, тем меньше потерь на трение и выше КПД (таблица 4).

Таблица 4

Число витков червяка	1	2	4
К.П.Д.	0,7..0,75	0,75..0,82	0,87..0,92

Передаточное число червячных передач может быть в диапазоне $U = 8 \dots 80$ и должно соответствовать одному из значений ряда по ГОСТ 2144-93 (таблица 5).

Таблица 5

$U_{ном}$	8	9	10	11,2	12,5	14	16
	18	20	22,4	25	28	31,5	35,5
	40	45	50	56	63	71	80

Фактическое передаточное отношение стандартного редуктора не должно отличаться от приведенного в таблице более чем на 4%.

4.2 Определение геометрических параметров червячных передач

Одной из задач работы является определение геометрических параметров передачи.

Рекомендуется следующий порядок измерения.

4.2.1 Измерить приближённую величину осевого шага P червяка (см. рисунок 4а). Для этого штангенциркулем измерить длину пяти шагов P_5 и найти $P = P_5/5$.

4.2.2 Определить приближенное значение модуля m

$$m = \frac{P}{\pi} \quad (4.2)$$

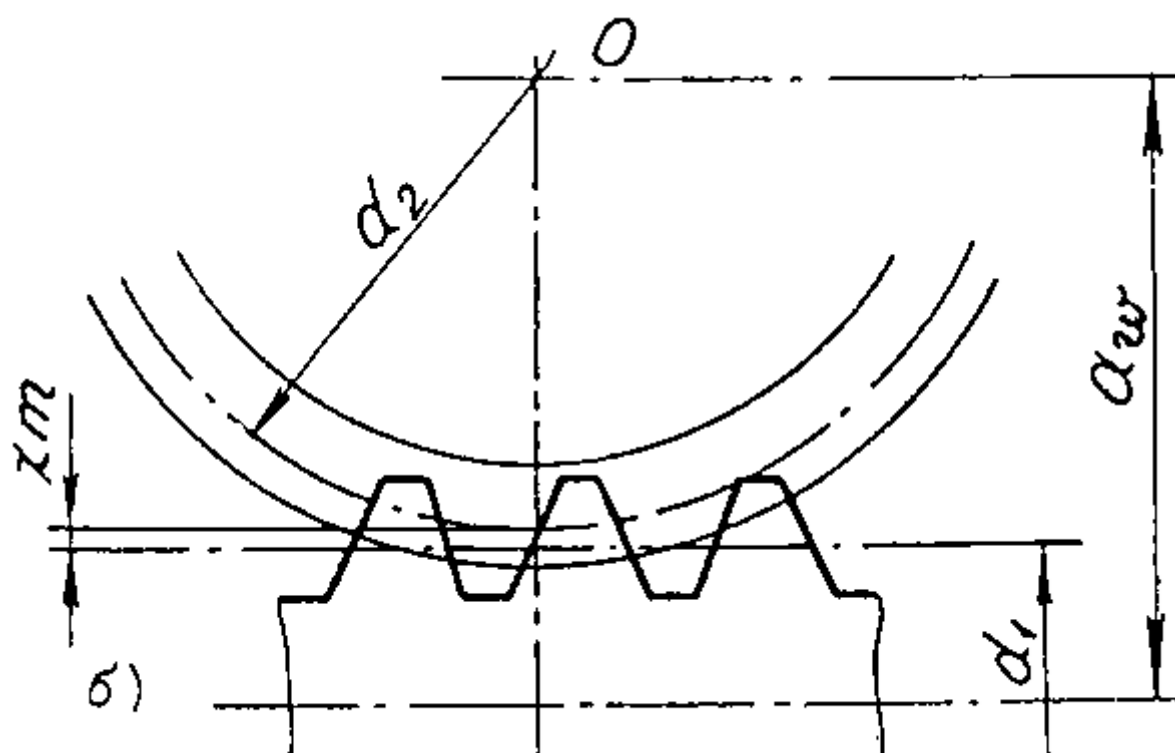
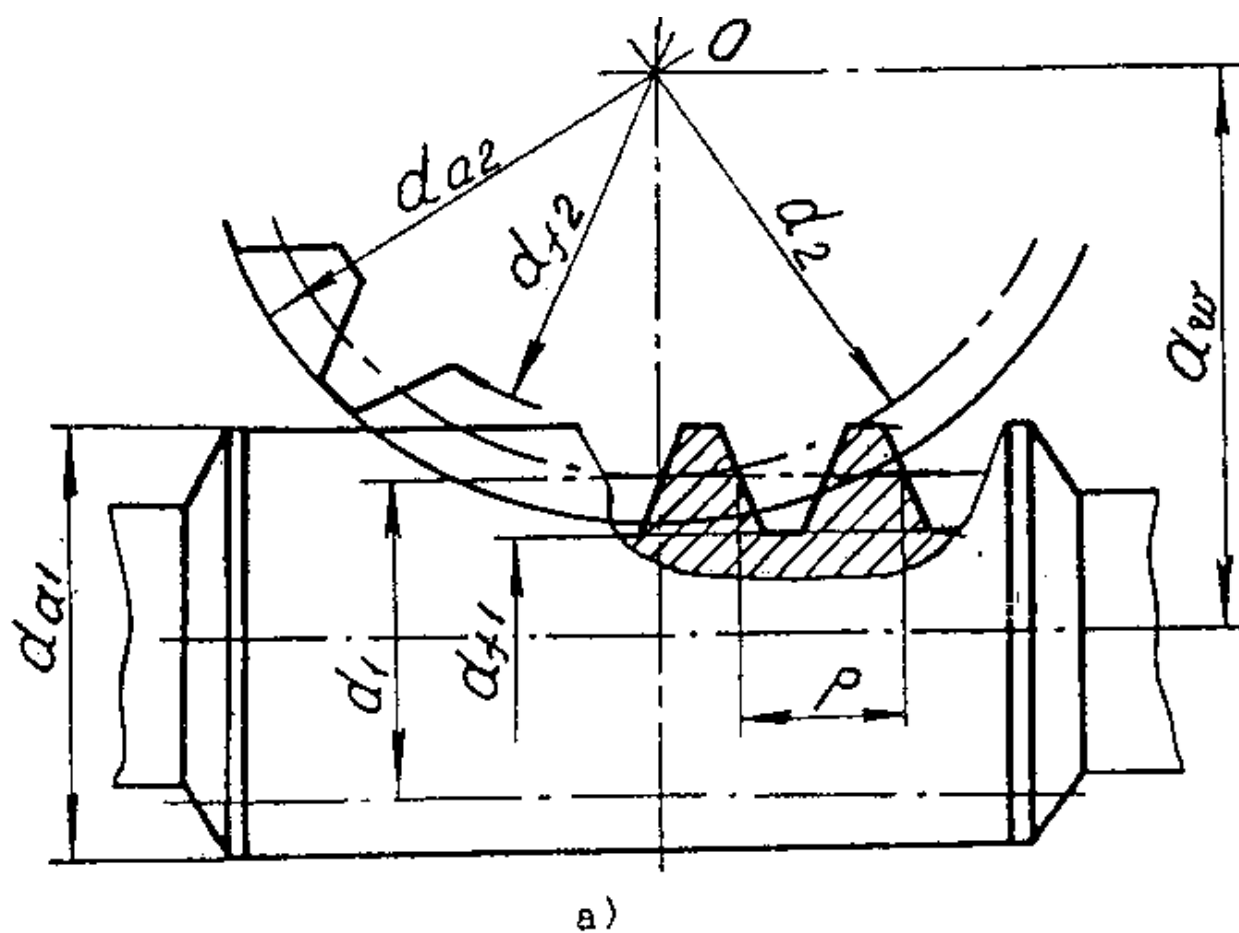


Рисунок 4 – Геометрия червячных передач:

а) передача без смещения $a_w = a$

б) передача со смещением $a_w \neq a$

4.2.3 Определить уточнённое значение модуля m , а также коэффициент диаметра q по таблице 6, приведенной в [4, с.19] и соответствующей ГОСТ 2144-93.

Таблица 6 – Рекомендуемые для применения в редукторах сочетания значений модулей m в зависимости от коэффициента диаметра червяка q и числа его витков Z_1

m	q	Z_1
2.0, 2.5, 3.15, 4.0, 5.0, 6.3, 8.0, 1.25, 1.6 4.0 (6.0) 1.6 (3.0,3.5,6.0) 2.0, 2.5 (3.0,7.0) (1.5) 1.0 (1.5) 1.0 (1.5)	8.0, 10.0, 12.5, 16.0, 20.0, 12.5, 16.0, 20.0 9.0 10.0 12.0 14.0 16.0 20.0	1, 2, 4 1 1, 2, 4
<i>Примечание:</i> значения модулей, заключенные в скобки, а также сочетания с использованием $q = 9, 12, 14$ по возможности применять не следует.		

Обращаем внимание, что в рассматриваемых редукторах могут встречаться и не рекомендуемые, хотя и стандартные значения модулей.

4.2.4 Проверить значения m и q . Для этого измерить штангенциркулем величину d_{a1} . Рассчитать d_{a1} по формуле

$$d_{a1} = q \cdot m + 2 \cdot m \quad (4.3)$$

Сопоставить измеренное и рассчитанное значения d_{a1} , принимая во внимание, что при изготовлении червяка на наружный его диаметр дается допуск "в минус" 0,2-0,4 мм. При явном несовпадении результатов выбирают другое значение q . Если не удастся таким образом подобрать стандартные значения m и q , то это означает, что параметры передачи не соответствуют ГОСТ 19036-81. Этот стандарт определяет исходный контур витков, то есть коэффициент высоты головки $h_a^* = 1$, коэффициент высоты витка $h^* = 2,2$, угол профиля $\alpha = 20^\circ$.

В общем виде

$$d_{a1} = q \cdot m + 2 \cdot h_a^* \cdot m \quad (4.4)$$

Если параметры редуктора не соответствуют ГОСТ 19036-81, то по формуле (4.4) определяют фактический коэффициент h_a^* .

4.2.5 Определение параметров червячного колеса

У червячного колеса необходимо измерить наибольший наружный диаметр d_{am2} (рисунок 5).

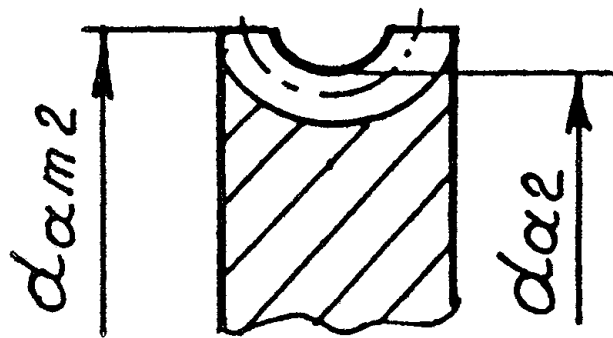


Рисунок 5

Измеренный диаметр сопоставляют с расчётным значением:

$$d_{am2} = d_{a2} + \frac{6 \cdot m}{z_1 + 2} \quad (4.5)$$

Если червячное колесо без смещения (т.е. $\chi = 0$), то:

$$d_{a2} = m \cdot z_2 + 2 \cdot m \quad (4.6)$$

Если червячное колесо со смещением, то:

$$d_{a2} = m \cdot z_2 + 2 \cdot (1 + \chi) \cdot m \quad (4.7)$$

где χ - коэффициент смещения.

Вначале считают, что $\chi = 0$.

ПРИМЕЧАНИЕ: если разность расчетного и измеренного значений d_{am2} не превышает 0.4 мм, то результат считается идентичным, т.к. при изготовлении червячного колеса даётся допуск на изготовление "в минус" порядка 0.2 – 0.4 мм.

Если при расчёте d_{a2} по формуле (4.6) измеренное и расчётное значения d_{am2} не совпадают, то это означает, что колесо нарезано со смещением, и надо определить величину коэффициента смещения χ .

Из формул (4.5) и (4.7) получим:

$$d'_{a2} = (d_{am2})_{изм} - \frac{6 \cdot m}{z_1 + 2} \quad (4.8)$$

$$\chi = \frac{d'_{a2} - m \cdot z_2}{2 \cdot m} - 1 \quad (4.9)$$

здесь $(d_{am2})_{изм}$ - измеренное значение.

Найденный коэффициент смещения проверяют по расчётному межосевому расстоянию.

4.2.6 Измерить межосевое расстояние a_w

Измерение межосевого расстояния следует проводить с помощью штангенрейсмуса, установив редуктор на измерительную плиту. Как правило, межосевое расстояние

редуктора при проектировании задаётся из стандартного ряда. Измерив a_w , выберем ближайшее значение из стандартного ряда.

Таблица 7

a_w , мм	40	50	63	80	100	125	140
	160	180	200	225	250	280	315

4.2.7 Расчётное межосевое расстояние для передачи без смещения

$$a_w = \frac{m}{2} \cdot (q + z_2) \quad (4.10)$$

Расчётное межосевое расстояние в червячной передаче со смещением

$$a_w = \frac{m}{2} \cdot (q + z_2) + \chi m \quad (4.11)$$

Сопоставить расчетное и измеренное межосевые расстояния. Если расхождение не превышает предельного отклонения межосевого расстояния корпуса Δ , то результат считается идентичным.

$$\Delta = \pm(0.6 - 0.7) \cdot f_a, \quad (4.12)$$

где f_a - предельное отклонение межосевого расстояния передачи по ГОСТ 3675-81, [3, с.358] (см. табл.8).

Таблица 8

Степень точности	Предельное отклонение f_a , мкм, при расстоянии a_w , мм					
	до 80	св.80 до 120	св.120 до 180	св.180 до 250	св.250 до 315	св.315 до 400
6	28	32	38	42	45	50
7	45	50	60	67	75	80
8	71	80	90	105	110	125
9	110	130	150	160	180	200

Таблица 9 – Итоговая таблица расчётных геометрических параметров червячной передачи

Параметр	Обозначение и расчётная формула	Числовое значение
Модуль	m	
Коэффициент диаметра	q	
Делительный диаметр червяка	$d_1 = q \cdot m$	
Диаметр вершин червяка	$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot h_a^* \cdot m$	
Диаметр впадин червяка	$d_{f1} = d_1 - 2.4 \cdot m$	
Шаг червяка	$P = \pi \cdot m$	
Число заходов червяка	z_1	
Число зубьев колеса	z_2	
Делительный диаметр колеса	$d_2 = m \cdot z_2$	
Коэффициент смещения	χ	
Диаметр вершин колеса	$d_{a2} = m \cdot z_2 + 2 \cdot m + 2 \cdot \chi \cdot m$	
Наибольший диаметр червячного колеса	$d_{am2} = d_{a2} + \frac{6 \cdot m}{z_1 + 2}$	
Межосевое расстояние	$a_w = \frac{m}{2} \cdot (q + z_2) + \chi m$	
Передаточное число передачи	$U = \frac{z_2}{z_1}$	

4.3 Конструктивные особенности червячных редукторов

Червячные редукторы могут быть с верхним расположением червяка и с нижним. При окружных скоростях червяка до 4...5 м/с следует отдавать предпочтение редукторам с нижним расположением червяка, это обеспечивает лучшие условия смазки.

При больших скоростях очень возрастают потери на разбрызгивание смазки, поэтому червяк следует располагать над колесом. Вследствие низкого К.П.Д. работа редуктора сопровождается значительным нагревом. Для лучшего охлаждения корпуса редукторов часто приходится изготавливать с рёбрами.

Червячные валы редукторов выполняют из сталей 18ХГТ, 20Х, 35ХГСА с цементацией рабочих поверхностей витков и шеек вала под манжеты (твёрдость этих поверхностей HRC_э 56-63 и HRC_э 53-62 соответственно) и из стали 40Х с закалкой (HRC_э 50-55).

После термообработки рабочие поверхности витков червячных валов шлифуют и полируют.

Венцы червячных колес отливают, как правило, из бронзы БрО10Ф1, БрА9ЖЗЛ, реже латуни ЛАЖМц66-6-3-2 и чугуна СЧ15, СЧ20 с непосредственной заливкой на ступицу или напрессовывают на ступицу, изготавливаемую из стали 45Л.

5 Коническо-цилиндрические редукторы

5.1 Общие сведения

Коническо-цилиндрические двухступенчатые редукторы общего назначения типов КЦ1 по ТУ 24-9-268-72 выпускаются пяти типоразмеров, трёх исполнений по сборке и пяти исполнений по передаточному числу (таблица 10).

Типоразмеры редукторов: КЦ1-200, КЦ1-250, КЦ1-300, КЦ1-400, КЦ1-500. Цифра 1 рядом с буквой Ц означает, что редуктор имеет одну цилиндрическую передачу (ступень), а трёхзначные числа - это величина межосевого расстояния тихоходной цилиндрической зубчатой передачи.

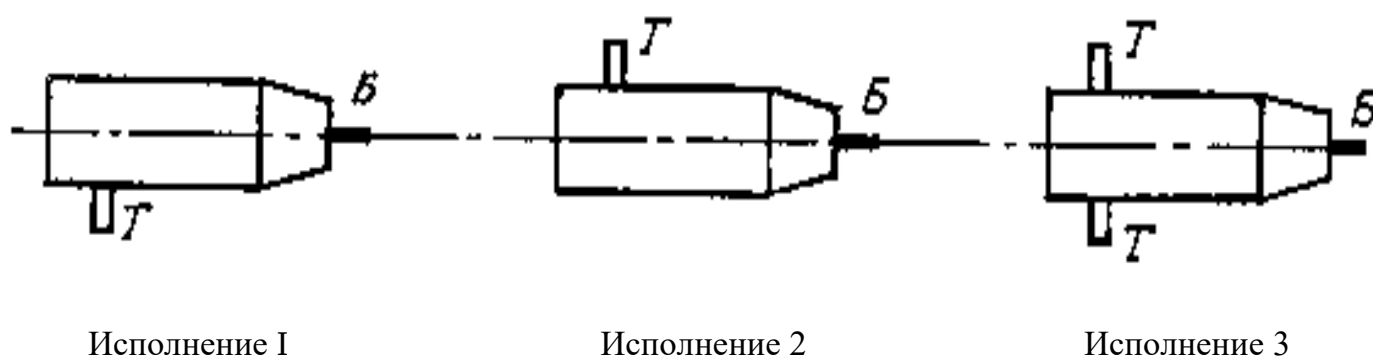


Рисунок 5 – Схемы исполнений по сборке
(Б – быстроходный вал, Т – тихоходный вал)

Таблица 10

Исполнение	I	II	III	IV	V
Передаточное число	28	20	14	10	5,3

Обозначение редуктора должно состоять из обозначения типоразмера, номера исполнения по передаточному числу, номера сборки и прочих обозначений.

Пример обозначения редуктора КЦ1-200 с исполнением по передаточному числу II, исполнения по сборке 2:

Редуктор КЦ 1-200- II -2

Конические зубчатые колёса могут иметь зубья различных видов: прямые, тангенциальные и криволинейные (рисунок 7).

Конические колёса с прямыми зубьями находят широкое применение при окружных скоростях до 3 м/с. Колёса с тангенциальными зубьями, при наличии оборудования для их изготовления, целесообразно использовать взамен прямозубых, при этом окружная скорость колёс может быть доведена до 15 м/с. Наиболее эффективны колеса с тангенциальными зубьями при $m \geq 8$ мм. Колёса с круговыми зубьями применяются при окружных скоростях до 30 м/с и более, так как круговая форма снижает динамические нагрузки.

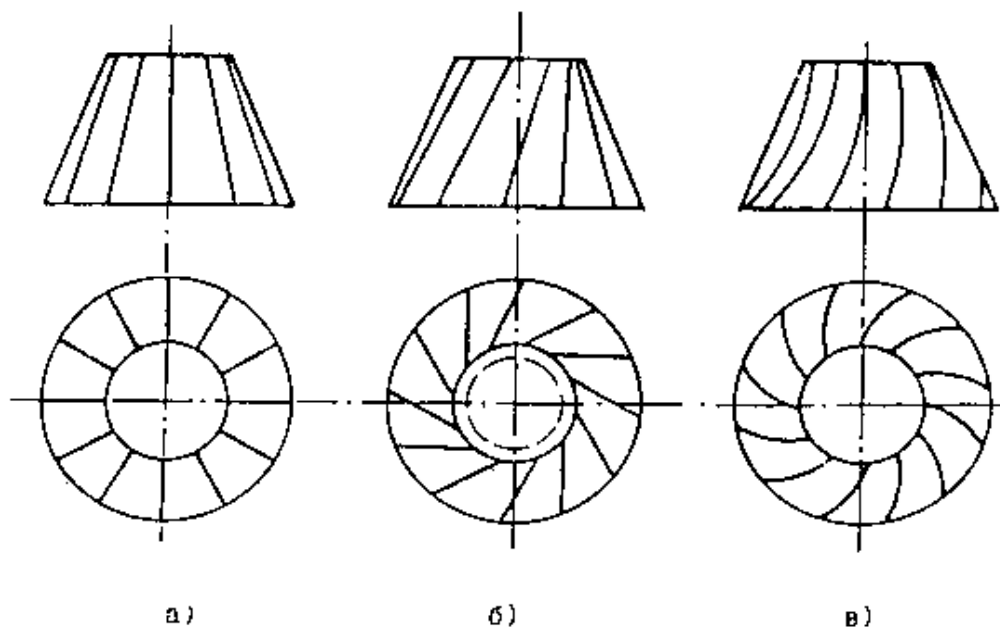


Рисунок 7 – Виды зубьев конических передач:
а) с прямыми; б) с тангенциальными; в) с круговыми.

5.2 Сведения о геометрии конических колес с круговыми зубьями без смещения

Основные геометрические параметры конических передач, показанные на рисунке 8, рисунке 9 и рисунке 10, соответствуют ГОСТ 19326-73.

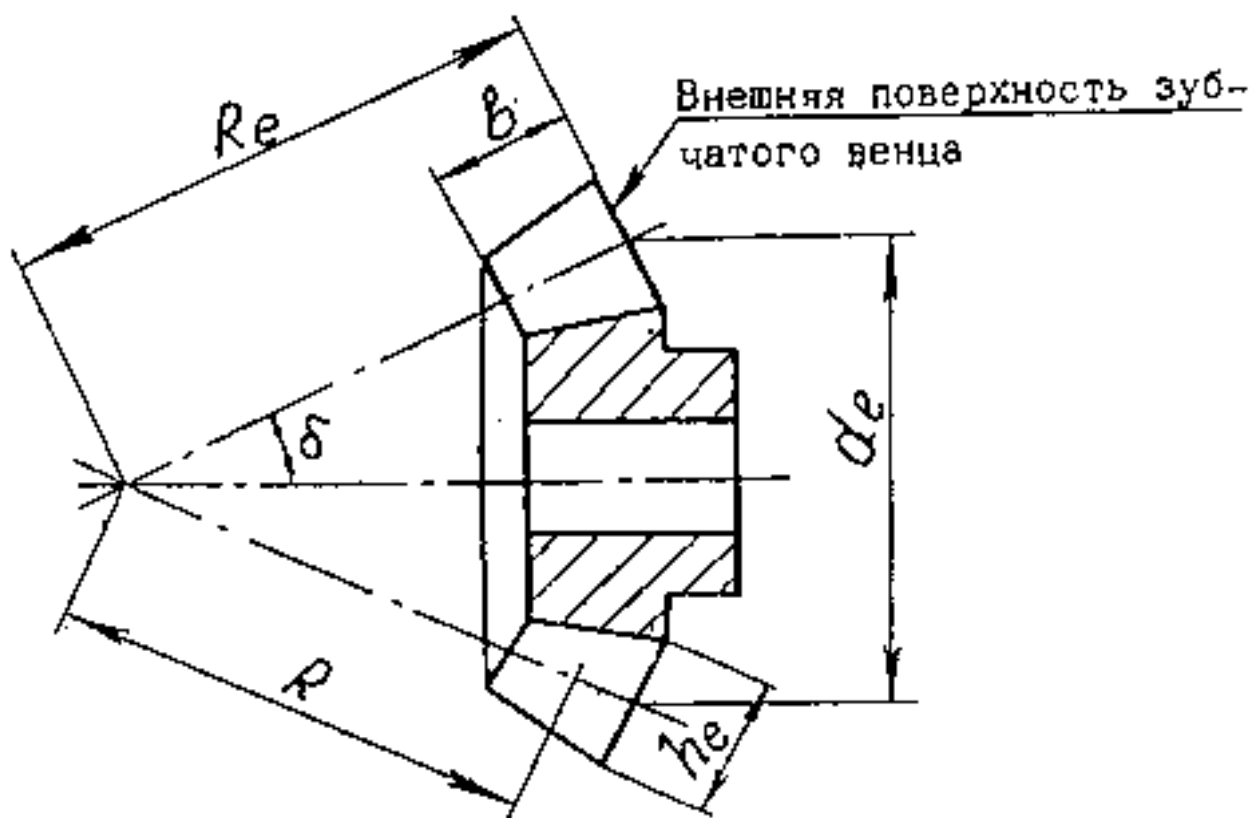


Рисунок 8 – Геометрические параметры конического зубчатого колеса

Здесь обозначено:

R_e – внешнее конусное расстояние;

R – среднее конусное расстояние;

b – ширина зубчатого венца;

δ – угол делительного конуса: для шестерни – δ_1
для колеса – δ_2

d_e – внешний делительный диаметр: для шестерни – d_{e1}
для колеса – d_{e2}

h_e – внешняя высота зуба: для шестерни – h_{e1}
для колеса – h_{e2}

Σ – межосевой угол. При $\Sigma = 90^\circ$ передача называется ортогональной (рисунок 10);

β_n – угол наклона зуба в среднем сечении (см. рисунок 9). Для колёс с круговым зубом $\beta_n = 30 - 40^\circ$, рекомендуется $\beta_n = 35^\circ$.

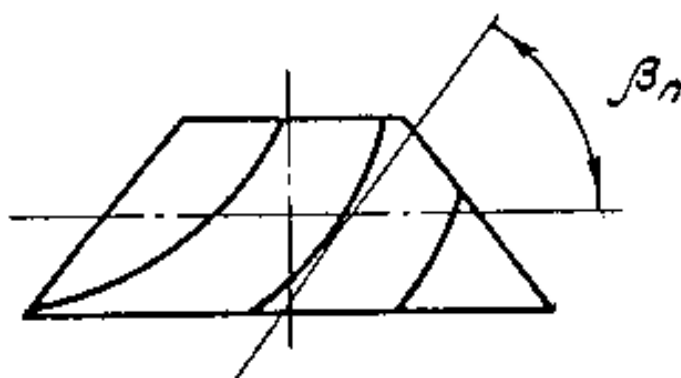


Рисунок 9 – Определение угла β_n

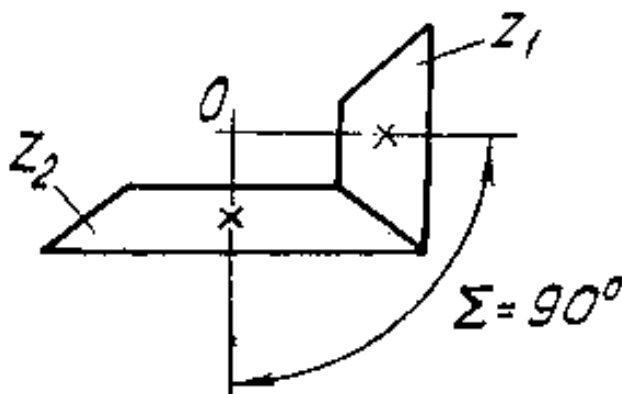


Рисунок 10 – Схема ортогональной конической зубчатой передачи

5.3 Определение геометрических параметров конической передачи редуктора

Для точного измерения геометрических параметров конических зубчатых колес и передачи в целом, требуется специальное оборудование и приборы.

Цель приближённого измерения некоторых геометрических параметров в данной работе – закрепление знаний о геометрии конических передач в процессе практического изучения.

5.3.1 Измерение внешнего конусного расстояния R_e

Для этого необходимо снять узел конической шестерни со стаканом, надёжно установить в горизонтальном положении. Приложив две линейки к наружной поверхности шестерни (рисунок 11), приближённо определить R_e .

Величина R_e является общим параметром шестерни и колеса, т.е. является параметром передачи.

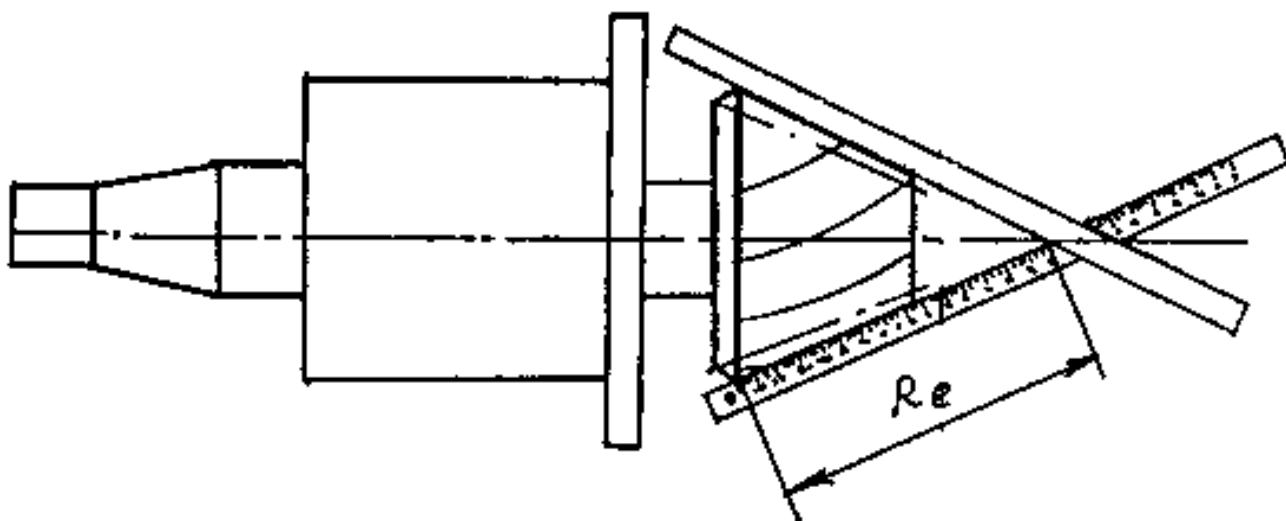


Рисунок 11 – Схема измерения R_e

5.3.2 Определение внешнего окружного (торцового) модуля m_{te} .

Измерить с помощью штангенциркуля внешний наружный диаметр конической шестерни d_{ae1} (рисунок 12).

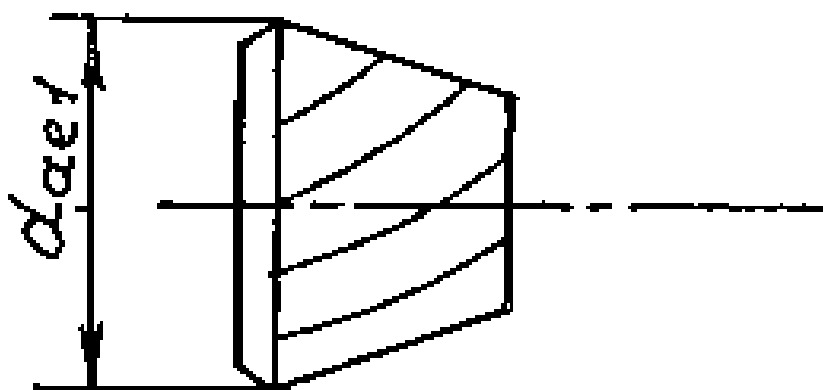


Рисунок 12

Для конической передачи без смещения формула для определения d_{ae1} :

$$d_{ae1} = m_{te} \cdot z_1 + 2 \cdot m_{te} \quad (5.1)$$

Отсюда

$$m_{te} = \frac{d_{ae1}}{z_1 + 2} \quad (5.2)$$

Здесь d_{ae1} - измеренное значение.

Полученное значение m_{te} можно приближенно определить по внешнему торцовому шагу p_{te} (рисунок 13) колеса, так как там измерять удобнее.

$$m_{te} = \frac{p_{te}}{\pi} \quad (5.3)$$

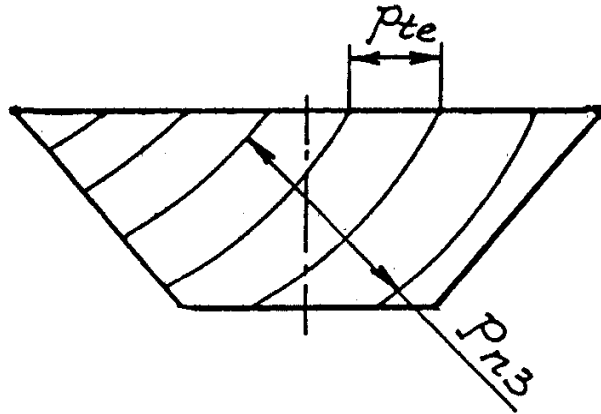


Рисунок 13

Сопоставить полученные значения m_{te} . Необходимо указать, что значения m_{te} нестандартны и зависят от настройки и геометрии зуборезного инструмента.

5.3.3 Измерить ширину b и определить среднее конусное расстояние R .

Ширину b следует определять по венцу колеса, так как у конической шестерни (как и всегда у шестерён) ширина несколько больше расчетной.

Проверить, соблюдаются ли рекомендации:

$$b \leq 10 \cdot m_{te} \text{ или } b \leq 0.3 \cdot R_e$$

Определить R :

$$R = R_e - 0.5 \cdot b \quad (5.4)$$

5.3.4 Измерить по нормали к линиям зубьев величину трёх шагов p_{n3} . Определить приближённо нормальный модуль

$$m_n \approx \frac{p_{n3}}{3 \cdot \pi} \quad (5.5)$$

5.3.5 Рассчитать величину угла β_n :

$$\cos \beta_n = \frac{m_n \cdot \sqrt{z_1^2 + z_2^2}}{2 \cdot R} \quad (5.6)$$

С помощью приспособления и угломера измерить приближённое значение β_n и сопоставить оба результата.

5.3.6 Определить внешнюю высоту зуба h_e . Измерить h_e штангенциркулем ШЦ-I. Рассчитать h_e :

$$h_e = 2 \cdot m_{te} \cdot (\cos \beta_n + 0.1) \quad (5.7)$$

Сопоставить результаты. Расхождение зависит от точности определения β_n и m_{te} , а также от величины допуска изготовления на размер h_e .

5.3.7 Рассчитать δ_1 и δ_2

$$\operatorname{tg} \delta_1 = \frac{z_1}{z_2} \quad (5.8)$$

$$\delta_2 = 90^\circ - \delta_1 \quad (5.9)$$

5.3.8 Результаты измерений и расчётов свести в таблицу 11.

Таблица 11 – Результаты измерений и расчётов параметров конической передачи*

Параметр	Обозначение	Измеренное значение	Расчетное значение
Внешнее конусное расстояние, мм	R_e		—
Внешний наружный диаметр шестерни, мм	d_{ae1}		—
Внешний торцовый шаг, мм	p_{te}		—
Внешний окружной модуль, мм	m_{te}	—	
Ширина зубчатого венца, мм	b		
Среднее конусное расстояние, мм	R	—	
Нормальный модуль, мм	m_n		
Угол наклона зуба в среднем сечении, град.	β_n	—	
Внешняя высота зуба, мм	h_e		

* При изучении коническо-цилиндрического двухступенчатого редуктора приводятся 2 таблицы (отдельно для параметров конической и цилиндрической передач).

6 Силы, действующие в зубчатых и червячных передачах

6.1 Силы, действующие в косозубых цилиндрических передачах

В косозубых зубчатых передачах действуют силы:

- окружная – F_t ;
- радиальная – F_r ;
- осевая – F_a .

Силы, действующие на шестерню, отмечаются индексом 1, а силы, действующие на колесо – индексом 2.

Методика определения направления сил:

1) определяют направление вращения колеса (ведомого звена) и обозначают угловую скорость ω_2 (рисунок 14а);

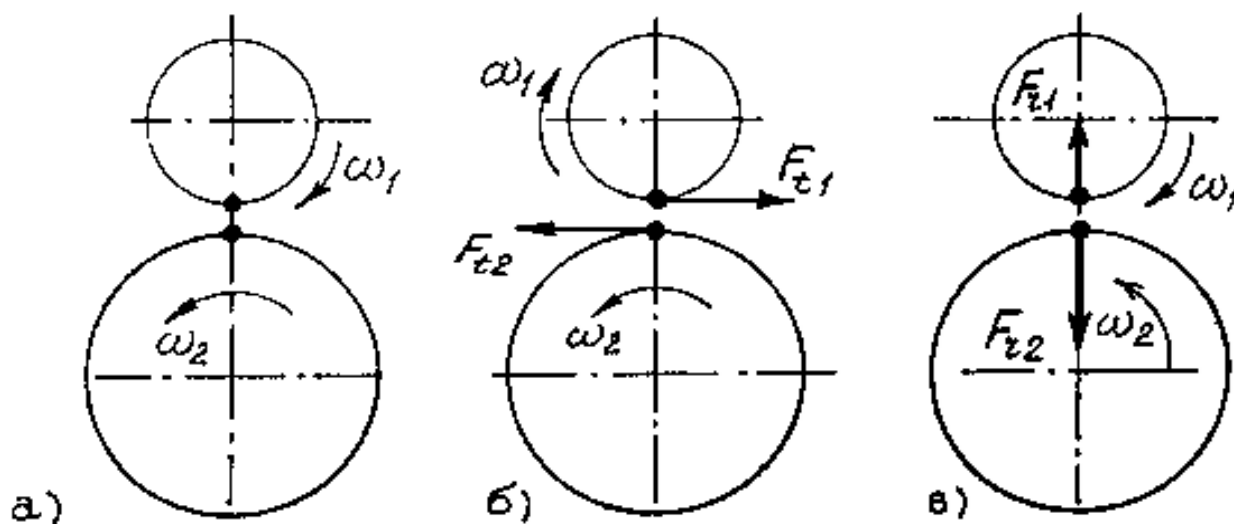


Рисунок 14 – Определение сил в зубчатой передаче

2) указывают направление действия окружной силы колеса F_{t2} , она вызывает вращение колеса, т.е. направление в сторону его вращения (рисунок 14б);

3) окружная сила, приложенная к шестерне F_{t1} , направлена противоположно F_{t2} и противоположно ω_1 ;

4) радиальные силы F_{r1} и F_{r2} приложены к шестерне и колесу и направлены от точки контакта к осям зубчатых колёс;

5) определяют направление осевой F_{a1} , действующей на шестерню. Для этого условно на пути движения зуба шестерни ставят точку, заменяющую зуб колеса (рисунок 15а). Зуб колеса препятствует движению зуба шестерни, поэтому из этой точки проводим перпендикулярно зубу шестерни силу F (рисунок 15б).

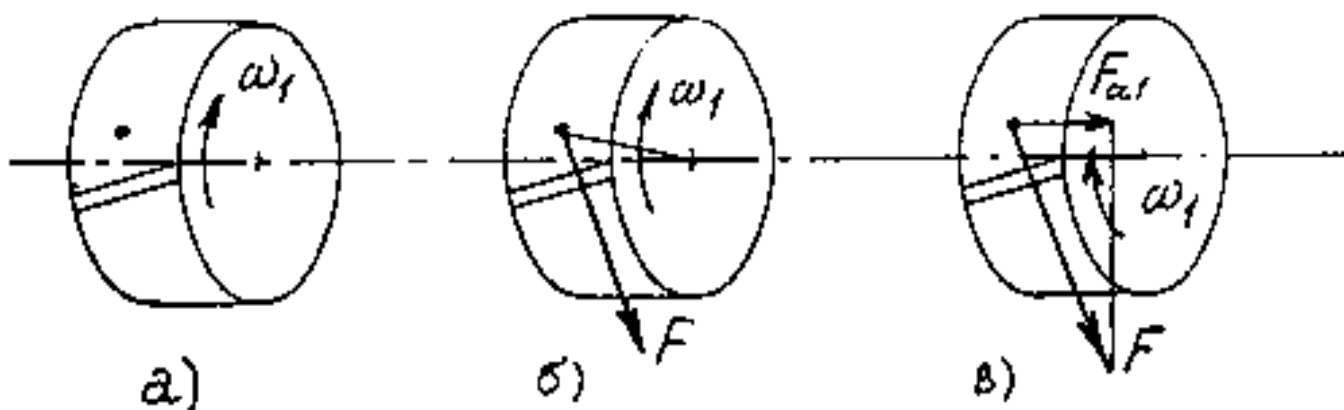


Рисунок 15 – Определение направления осевой силы F_{a1} шестерни

Проецируя силу F на ось шестерни, получим направление осевой силы F_{a1} , действующей на шестерню. Вспомогательные построения, показанные на рисунке 15, выполняют отдельно или мысленно, а на схеме сил из точки контакта проводят силу F_{a1} (как на рисунке 16);

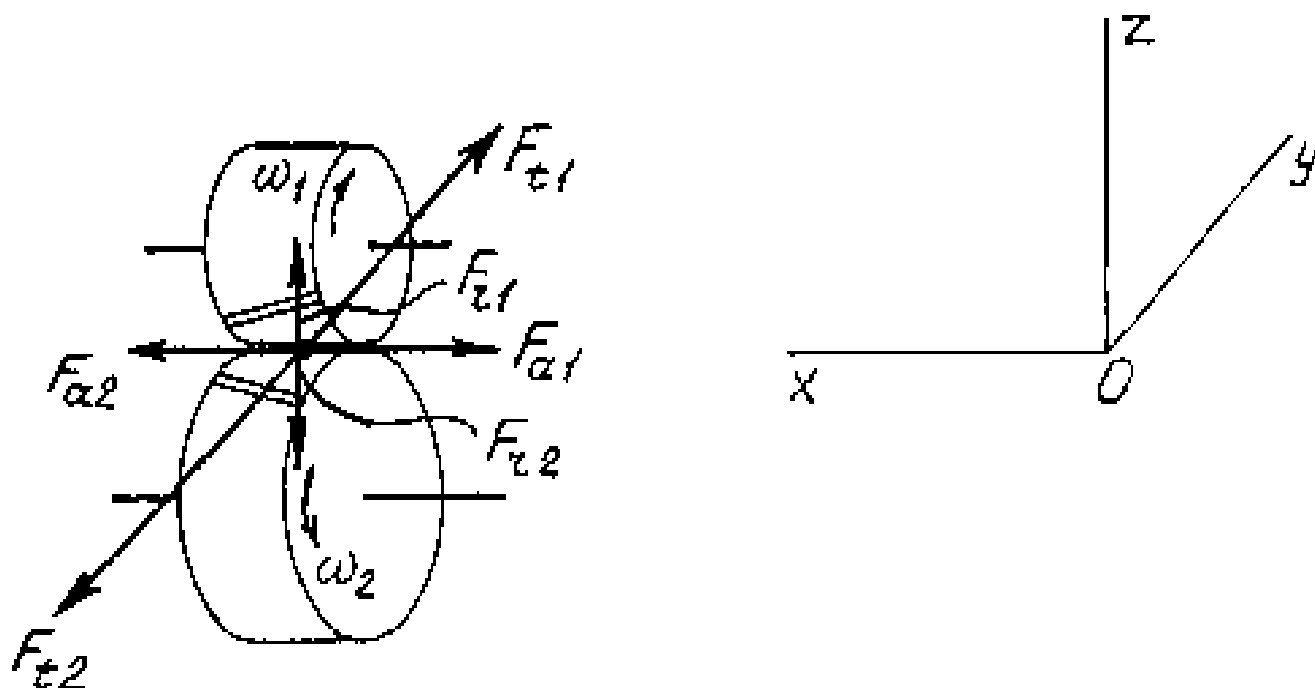


Рисунок 16 – Пример изображения схемы сил, действующих в косозубой зубчатой передаче

б) сила F_{a2} приложенная к колесу, направлена противоположно и равна по величине силе F_{a1} .

6.2 Силы, действующие в червячных передачах

В червячных передачах ведущим является червяк, ведомым звеном - червячное колесо, поэтому все силовые и кинематические параметры червяка имеют индекс 1, а червячное колесо 2.

Предлагается следующая методика определения сил, действующих в червячной передаче:

1) определяют направление перемещения витков червяка при заданном направлении ω_1 ; у червяка на рисунке 17а витки перемещаются к левому торцу.

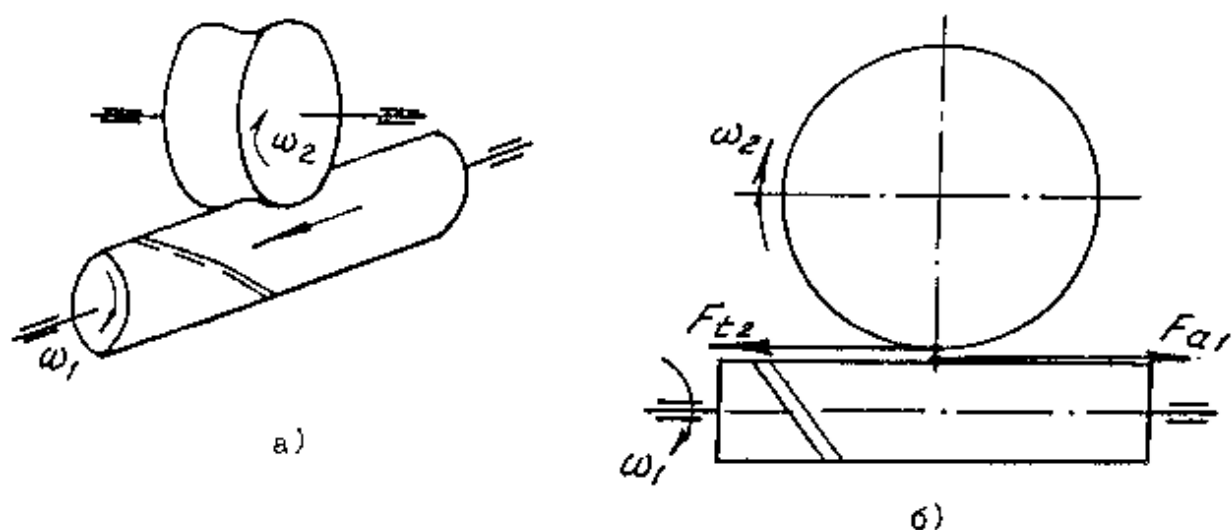


Рисунок 17 – Определение сил в червячной передаче

2) витки червяка, действуют на зубья червячного колеса и "ведут" их также в направлении левого торца червяка. Таким образом определяют направление ω_2 ;

3) у червячного колеса (ведомого звена) направление ω_2 совпадает с направлением окружной силы F_{t2} (рисунок 17б);

4) по третьему закону Ньютона у действующей силы F_{t2} должна быть противодействующая, приложенная к виткам червяка. Но эта сила направлена вдоль оси червяка, т.е. является осевой для червяка - F_{a1} (рисунок 17б);

5) окружная сила червяка F_{t1} направлена противоположно ω_1 (так как червяк - ведущее звено), (рисунок 18а);

6) сила, противодействующая силе F_{t1} , приложена к зубьям колеса и направлена в противоположную сторону вдоль оси червячного колеса, т.е. является осевой для червячного колеса F_{a2} (рисунок 18б);

7) радиальные силы F_{r1} и F_{r2} , направлены от точки контакта к осям.

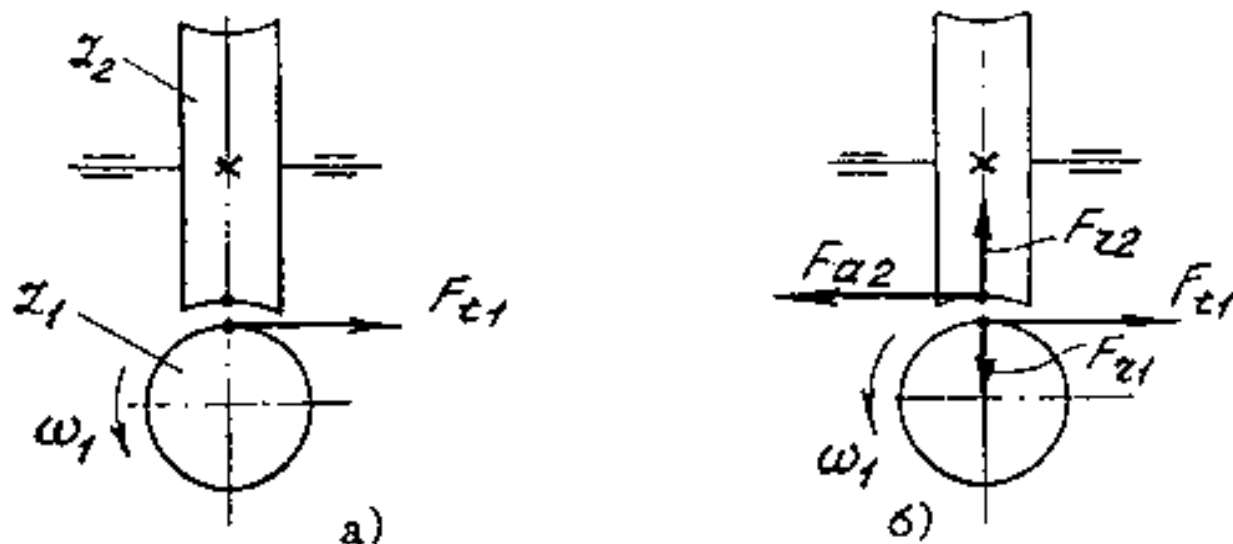


Рисунок 18

Силы, действующие в червячной передаче можно, изображать или на двух проекциях передачи, или на аксонометрическом её изображении (рисунок 19).

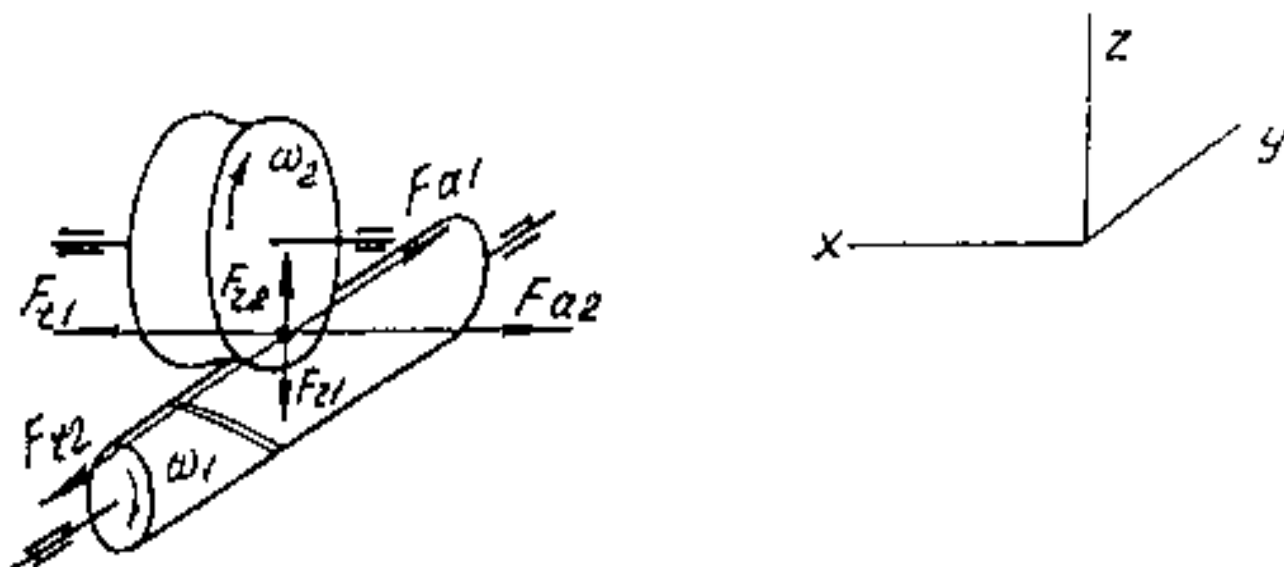


Рисунок 19 – Схема сил в червячной передаче

6.3 Силы, действующие в конических передачах

Обозначения сил аналогичны п.п. 6.1 и 6.2.

Схема осевых и радиальных сил показана на рисунке 20.

Вне зависимости от направления вращения и направления зубьев колёса как бы отталкивают друг друга и, соответственно, направляются силы F_{a1} и F_{r2} , F_{r1} и F_{a2} .

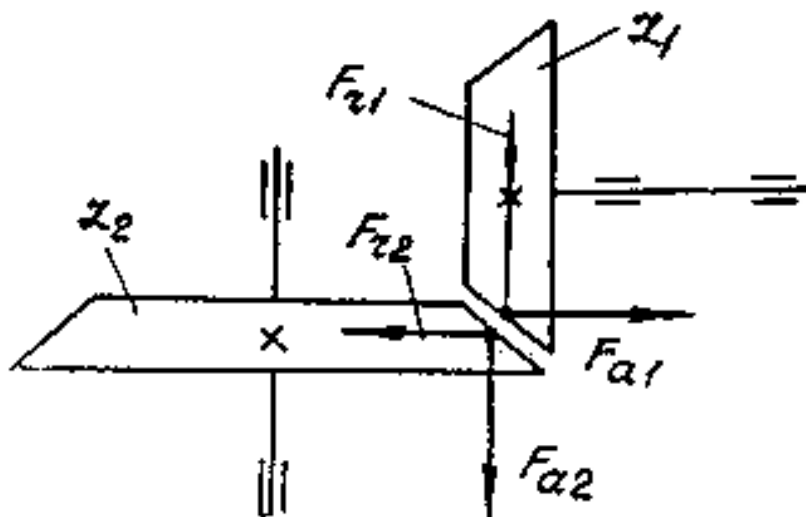


Рисунок 20

Окружные силы направляются по общему правилу: для ведомого звена (колеса) F_{t2} совпадает по направлению с ω_2 , а для ведущего звена (шестерни) F_{t1} противоположно ω_1 (рисунок 21).

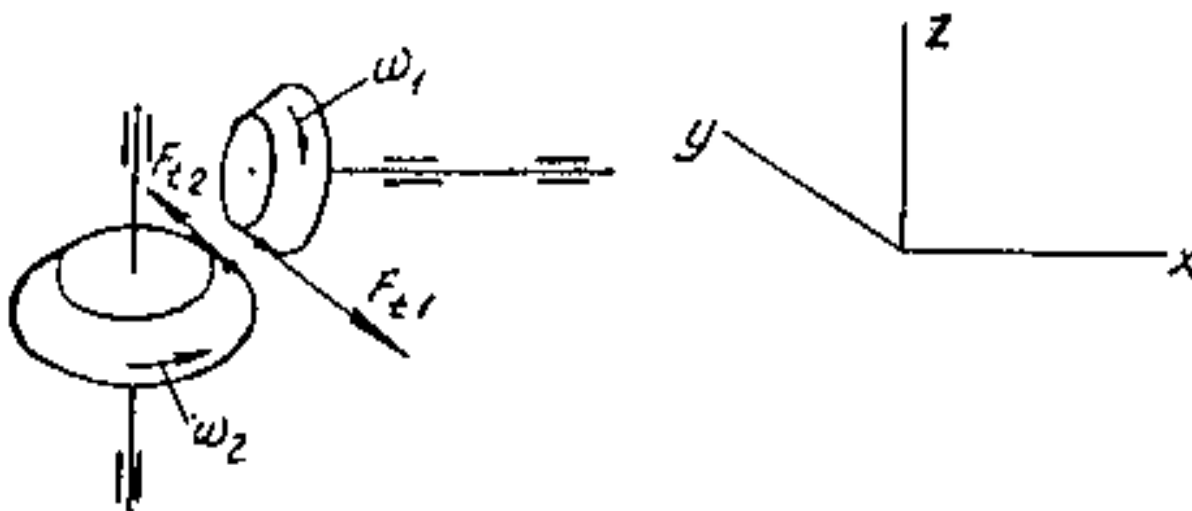


Рисунок 21

7 Опоры валов редукторов

7.1 Подшипниковые узлы цилиндрических передач

Опорами валов двухступенчатых цилиндрических редукторов, как правило, являются радиально-упорные конические роликоподшипники или радиальные однорядные шарикоподшипники, установленные по схеме "враспор". На рисунке 22 приведен пример конструкции выходного вала редуктора.

В рассматриваемой конструкции крышки подшипников 1 крепятся с помощью болтов 2, а регулировка радиального зазора в радиально-упорных подшипниках осуществляется с помощью прокладок 3.

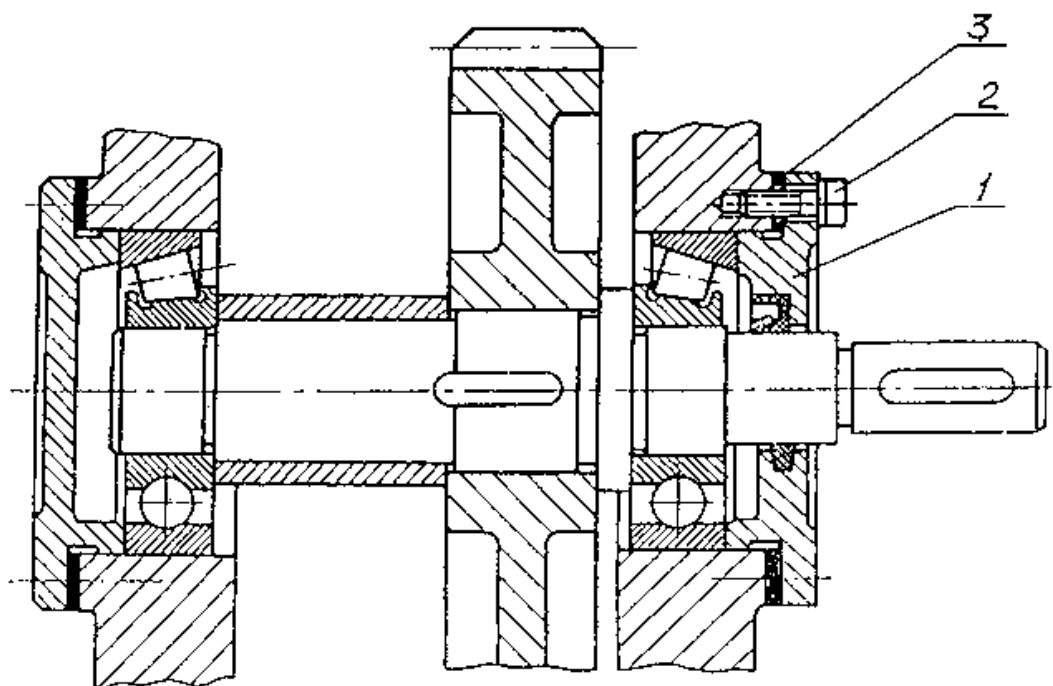


Рисунок 22 – Узел выходного вала

В конструкции рисунок 23а используется закладная крышка подшипника I, а регулировка радиального зазора в радиально-упорных подшипниках осуществляется винтом 2, который через шайбу 3 поджимает наружное кольцо подшипника.

В конструкции, представленной на рисунке 23б применяется торцовая крышка, но регулировка радиального зазора в радиально-упорных подшипниках (здесь шариковых) тоже осуществляется винтом, упирающимся в шайбу.

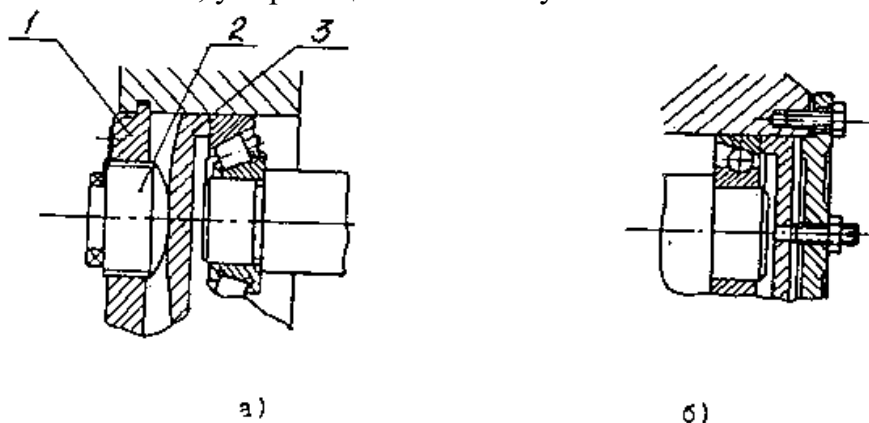


Рисунок 23 – Регулировка радиального зазора винтами

7.2 Подшипниковые узлы червячных редукторов

В червячной передаче действуют значительные осевые нагрузки, поэтому в качестве опор валов червяка и колеса применяют радиально-упорные подшипники, чаще роликовые конические.

Валы червячных колес, как правило, устанавливают на радиально-упорных конических роликоподшипниках враспор.

Регулировку радиальных зазоров в подшипниках, а также совмещение средней плоскости червячного колеса с диаметральной плоскостью червяка осуществляют с помощью набора прокладок между торцами крышки подшипников и корпуса.

В червячных редукторах при межосевом расстоянии $a_w = 150 \dots 80$ мм и расстоянии между опорами червячного вала до 400 мм вал червяка можно устанавливать на радиально-упорных подшипниках враспор.

Примерная конструкция показана на рисунке 24.

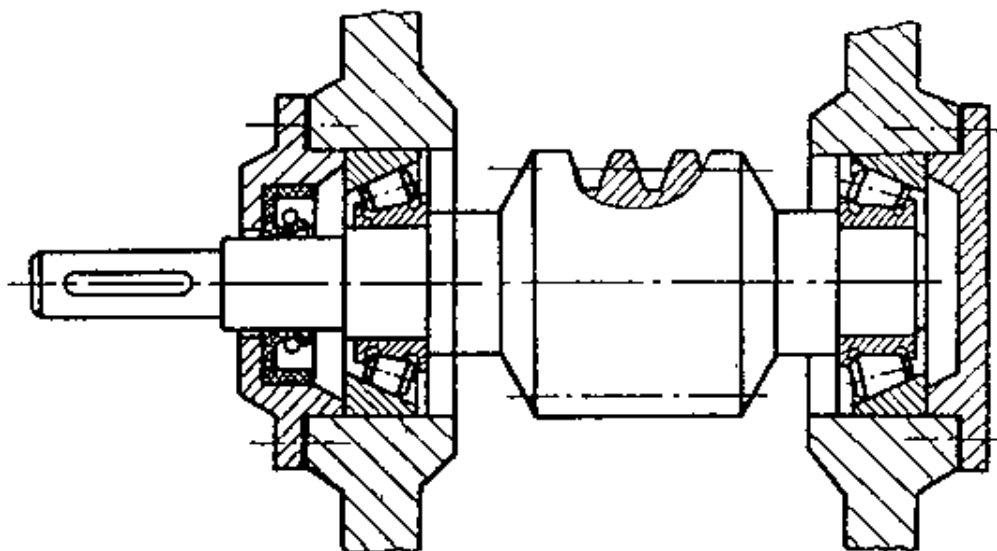


Рисунок 24 – Схема установки подшипника враспор

При расстоянии между опорами вала более 400 мм оба радиально-упорных подшипника следует устанавливать в одной опоре, а другую делать плавающей (рисунок 25).

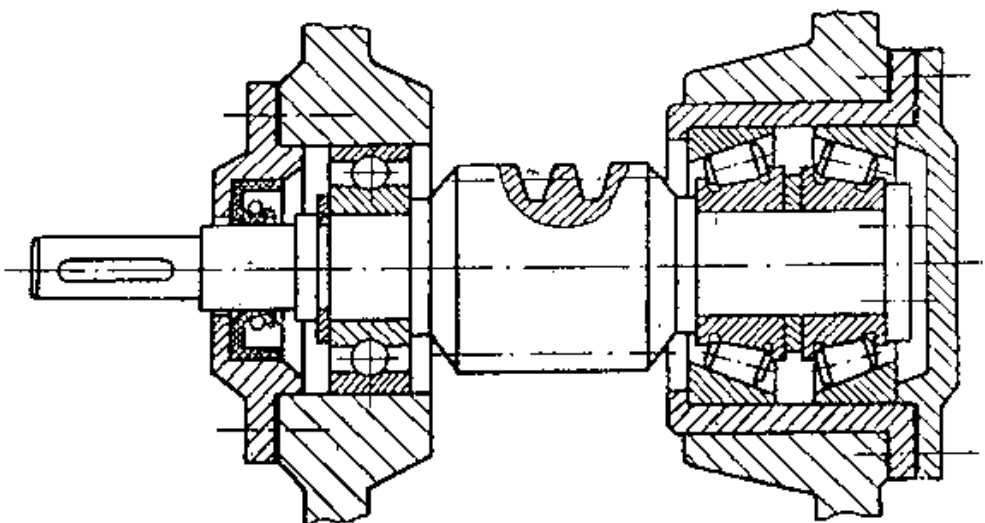


Рисунок 25 – Пример конструкции подшипниковых узлов с плавающей опорой

7.3 Подшипниковые узлы конических передач

Подшипниковые узлы конических передач также имеют особенности (рисунок 26).

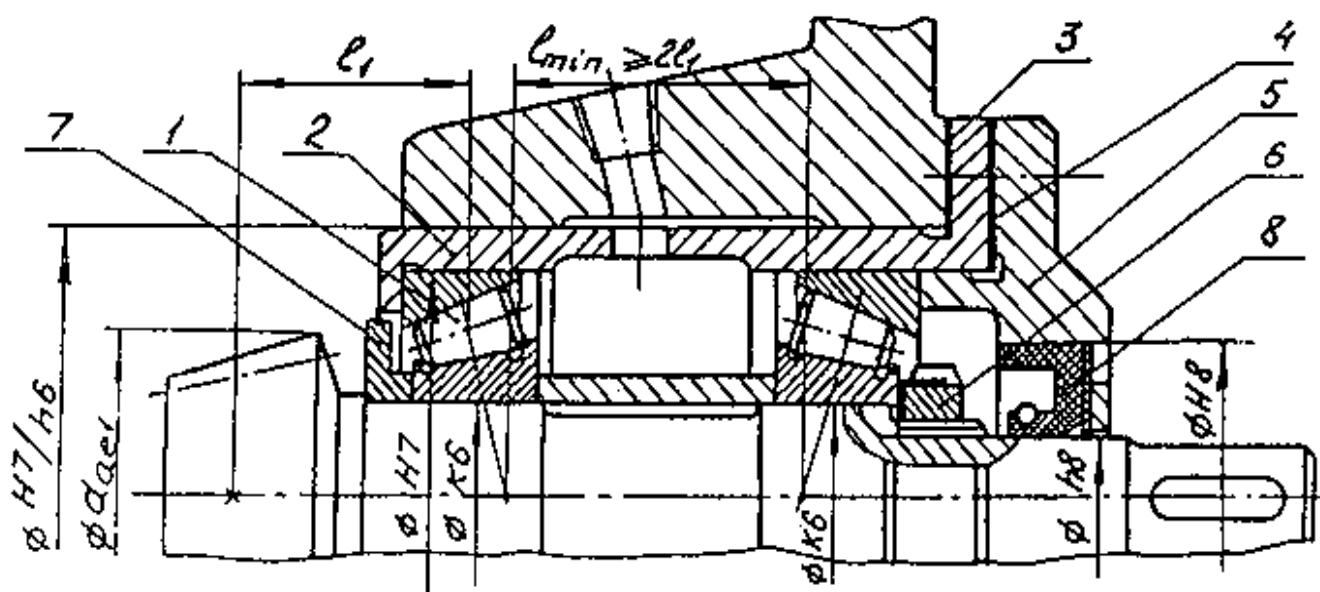


Рисунок 26

Радиально-упорные подшипники 1 конической шестерни, как правило, монтируются в стакане 2, если коническая шестерня располагается консольно.

Регулировка зацепления в конической передаче осуществляется прокладками 3 между фланцем стакана 2 и корпусом редуктора. Радиальный зазор в подшипниках регулируется прокладками 4 между торцевой крышкой 5 и фланцем стакана. Круглая гайка 6 служит для закрепления сидящих на валу деталей и, таким образом, осевой фиксации конической вал-шестерни от возможного смещения влево.

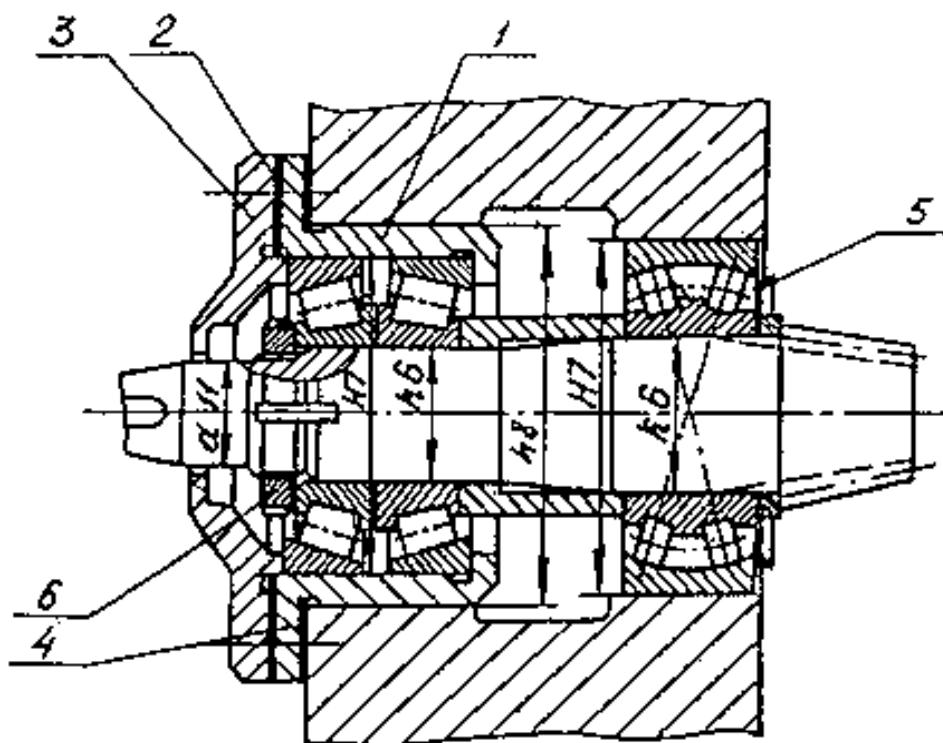


Рисунок 27 – Пример конструкции подшипникового узла конической шестерни

Рассмотренный узел конической шестерни смазывается пластичной смазкой, о чем свидетельствует наличие маслоудерживающего кольца 7, а также наличие конического резьбового отверстия под пресс-масленку. Сквозная крышка подшипника 5 имеет манжетное уплотнение 8.

При высоких скоростях коническая шестерня должна более точно базироваться, либо иметь возможность самоустановки для компенсации погрешностей и обеспечения нормального зацепления. Последняя идея и реализована в конструкции на рисунке 27.

Консольно расположенная шестерня, выполненная заодно с валом, имеет две опоры. Левая опора содержит два встречно расположенных конических радиально-упорных роликоподшипника, установленных в стакане I.

Радиальный зазор в подшипниках регулируется прокладками 2 между крышкой 3 и стаканом 1. Осевое положение стакана вместе с шестерней регулируется прокладками 4 между стаканом и корпусом.

Правая опора максимально приближена к конической шестерне и представляет собой радиальный двухрядный сферический роликоподшипник, установленный в корпус по переходной посадке.

Смазка подшипникового узла в этом примере осуществляется разбрызгиванием. Между конической шестерней и подшипниковым узлом установлена маслоотбойная шайба 5, чтобы отбрасывать излишки масла, брызжущего с конической шестерни в сторону подшипников.

Круглая гайка 6 служит для предотвращения возможности "вытаскивания" вала из подшипников вправо.

7.4 Сведения о маркировке подшипников

На кольцах подшипников можно увидеть маркировку, например: 7211, 412, 11300, 13600 и др. Для расшифровки маркировок необходимо рассматривать, в первую очередь, только четыре цифры справа налево.

Четвёртая цифра справа означает тип подшипника. Если четвёртая цифра отсутствует, то подразумевается ноль. Маркировка основных типов:

- 0** – радиальный шарикоподшипник;
- 1** – радиальный сферический шарикоподшипник;
- 2** – радиальный с короткими цилиндрическими роликами;
- 3** – радиальный сферический роликоподшипник;
- 4** – роликовый игольчатый или с длинными цилиндрическими роликами;
- 5** – радиальный роликовый с витыми роликами;
- 6** – радиально-упорный шарикоподшипник;
- 7** – радиально-упорный конический роликоподшипник;
- 8** – упорный или упорно-радиальный шарикоподшипник;
- 9** – упорный или упорно-радиальный роликоподшипник.

Третья (седьмая) цифра справа означает серию подшипника по наружному диаметру (ширине). Серии маркируются:

- 1** – особо легкая;
- 2** – лёгкая;
- 3** – средняя;
- 4** – тяжёлая;
- 5** – лёгкая широкая;
- 6** – средняя широкая.

Отличия серий видны из рисунка 28.

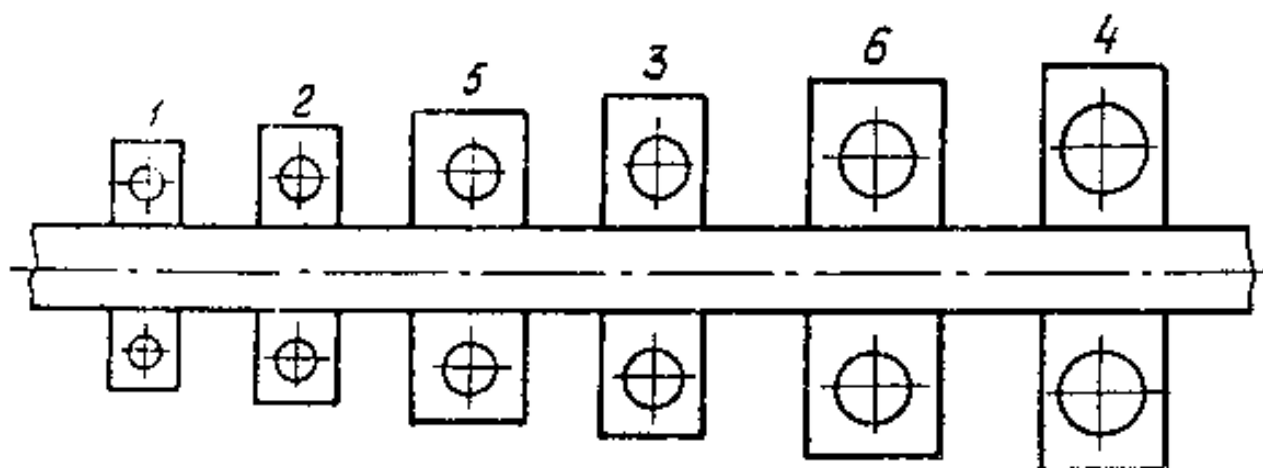


Рисунок 28 – Ряд серий подшипников

Две последние цифры от 04 до 99, умноженные на 5, означают внутренний диаметр подшипника.

Пятая и шестая цифры справа определяют конструктивную особенность подшипника. Слева от основного обозначения через тире указывают класс точности подшипника, если он отличен от нормального. Подшипники, изготовленные по специальным требованиям, имеют справа от основного обозначения дополнительные знаки в виде букв и цифр. Буква **А**, например, обозначает повышенную грузоподъемность, буква **М** – наличие модифицированного контакта, **Е** – сепаратор из пластмассы, **Р** – детали из теплопрочных сталей, а **С** – закрытый тип с заполненной смазкой.

Итак, маркировка 7211 соответствует радиально-упорному коническому роликоподшипнику, лёгкой серии, с внутренним диаметром 55 мм.

8 Габаритные и присоединительные размеры редукторов

Чертежи общего вида редукторов обязательно должны содержать габаритные и присоединительные размеры.

Габаритные размеры – это наибольшие размеры редуктора по трём координатам (L , B , H , рисунок 29).

Размеры, которые необходимо знать для сопряжения редуктора с другими механизмами и устройствами, называют присоединительными.

К присоединительным размерам относятся:

- размеры выходных концов валов: d_1 , l_1 и d_2 , l_2 ;
- расстояния от основания редуктора до осей валов h (h_1 и h_2);
- координаты отверстий под фундаментные болты в основании редуктора a_1 и a_2 , и их диаметр d_0 (рисунок 29).

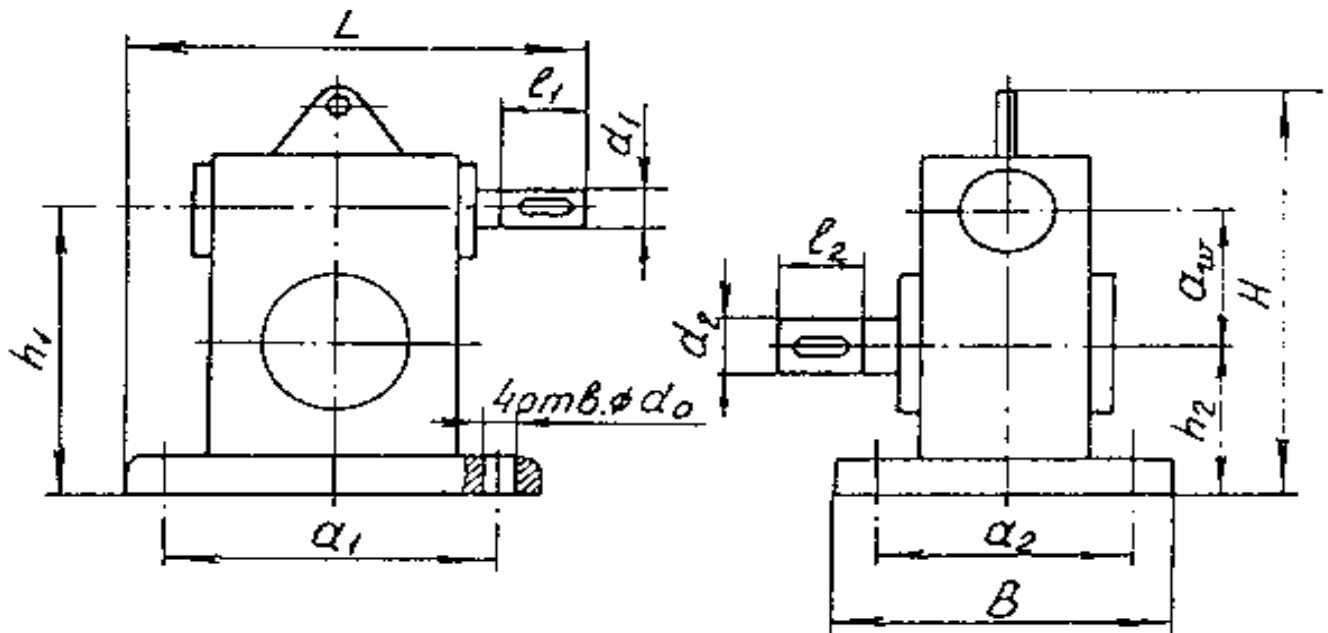


Рисунок 29 – Пример нанесения габаритных и присоединительных размеров редуктора

В качестве присоединительных размеров указывают на чертежах также размеры шпоночных соединений b и c (рисунок 30).

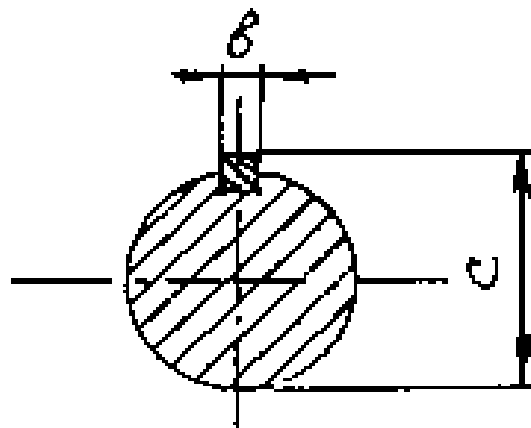


Рисунок 30 – Пример выполнения эскиза шпоночного соединения

Литература

1. Иванов М. Н. Детали машин : учебник / М. Н. Иванов, В. А. Финогенов. - 8-е изд., испр. - М.: Высшая школа, 2003. - 408 с.
2. Детали машин : учеб. для вузов / Л. А. Андриенко [и др.] ; Моск. гос. техн. ун-т им. Н. Э. Баумана ; под ред. О. А. Ряховского. - М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2002. – 544 с.
3. Проектирование механических передач. Учебно-справочное пособие / Чернавский С.А., Снесарев Г.А. и др. - М.: Машиностроение, 1984. - 560 с.
4. Дунаев П.Г., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин. – М.: Высш. школа, 1985. - 418 с.
5. Беляев А.Е. Расчет и конструирование узлов и деталей машин: Учебное пособие в 2-х частях. – Курган: Изд-во Курганского гос.ун-та, 2008. – 531 с.

Приложение А

(справочное)

Номинальные значения передаточных чисел редукторов

Ряд I	Ряд 2	Ряд I	Ряд 2	Ряд 1	Ряд 2	Ряд I	Ряд 2	Ряд I	Ряд 2	Ряд I	Ряд 2
1,00	-	4,00	-	15	-	63,0	-	250	—	1000	
-	1,12	-	4,50	-	18,0	-	71,0	-	280	-	1120
1,25	-	5,0	-	20,0	-	80,0	-	315	-	1250	-
-	1,40	-	5,30	-	22,4	-	90,0	-	355	-	1400
1,30	-	6,30	-	25,0	-	100	-	400	-	1600	
	1,80	-	7,10	-	28,0	-	112	-	450		1800
2,00	-	8,00	-	31,5		125	-	500	-	2000	-
-	2,24	-	9,00	-	35,5	-	140		560	-	2240
2,50	-	10,0	-	40,0	-	160	-	830	-	2500	-
	2,90	-	11,2	-	45,0	-	180	-	710	-	2800
3,15	-	12,5	-	50,0	-	200		1800	-	3150	-
—	3,55	-	14,0	-	56,0	-	224	-	900	-	-

ПРИМЕЧАНИЯ:

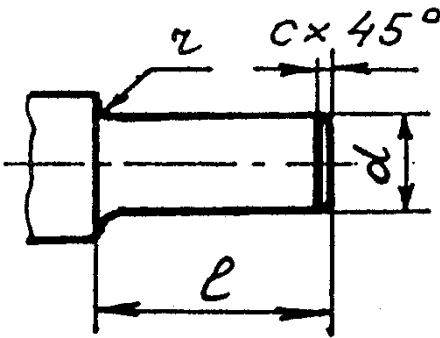
1. Значения ряда I следует предпочитать значениям ряда 2.

2 Допустимые отклонения фактических передаточных чисел от номинальных устанавливаются для редукторов: червячных одноступенчатых - 4%; планетарных: одноступенчатых - 4%; двухступенчатых - 5%; трехступенчатых - 5,3%; цилиндрических: одноступенчатых - 3%; двухступенчатых - 4%; трехступенчатых - 5%.

Приложение Б

(справочное)

Цилиндрические концы валов (по ГОСТ 12080-66)



Шпонки для залов исполнения I: сегментные по ГОСТ 24071-80. для вала d до 14 мм; призматические по ГОСТ 23360-78 для вала d свыше 12 мм; тангенциальные нормальные по ГОСТ 24069-80.

Шпонки для валов исполнения 2: призматические по ГОСТ 23360-78, при d до 30 мм; призматические высокие по ГОСТ 10748-79 и тангенциальные усиленные по ГОСТ 24070-80 при d свыше 30 мм

d	l		r	c	d	l		r	c
	Исполнения					Исполнения			
	I	2				I	2		
6	16	-	0,4	0,2	28	60	42	1,6	1.0
7	16	-	0,4	0,2	32	80	58	2,0	1,6
8	20	-	0,6	0,4	36	80	58	2,0	1,6
9	20	-	0,6	0,4	40	110	82	2,0	1.6
10	23	20	0,4	0,4	45	110	82	2,0	1,6
II	23	20	0,4	0,4	50	110	82	2,5	2,0
12	30	25	1,0	0,6	55	110	82	2,5	2,0
14	30	25	1,0	0,6	60	140	105	2,5	2,0
15	40	28	1,0	0,6	70	140	105	2,5	2,0
18	40	28	1,0	0,6	80	170	130	3,0	2,5
20	50	36	1,6	1,0	90	170	130	3,0	2,5
22	50	36	1.6	1,0	100	210	165	3,0	2,5
25	60	42	1,6	1,0	110	210	165	3,0	2,5

ПРИМЕЧАНИЕ:

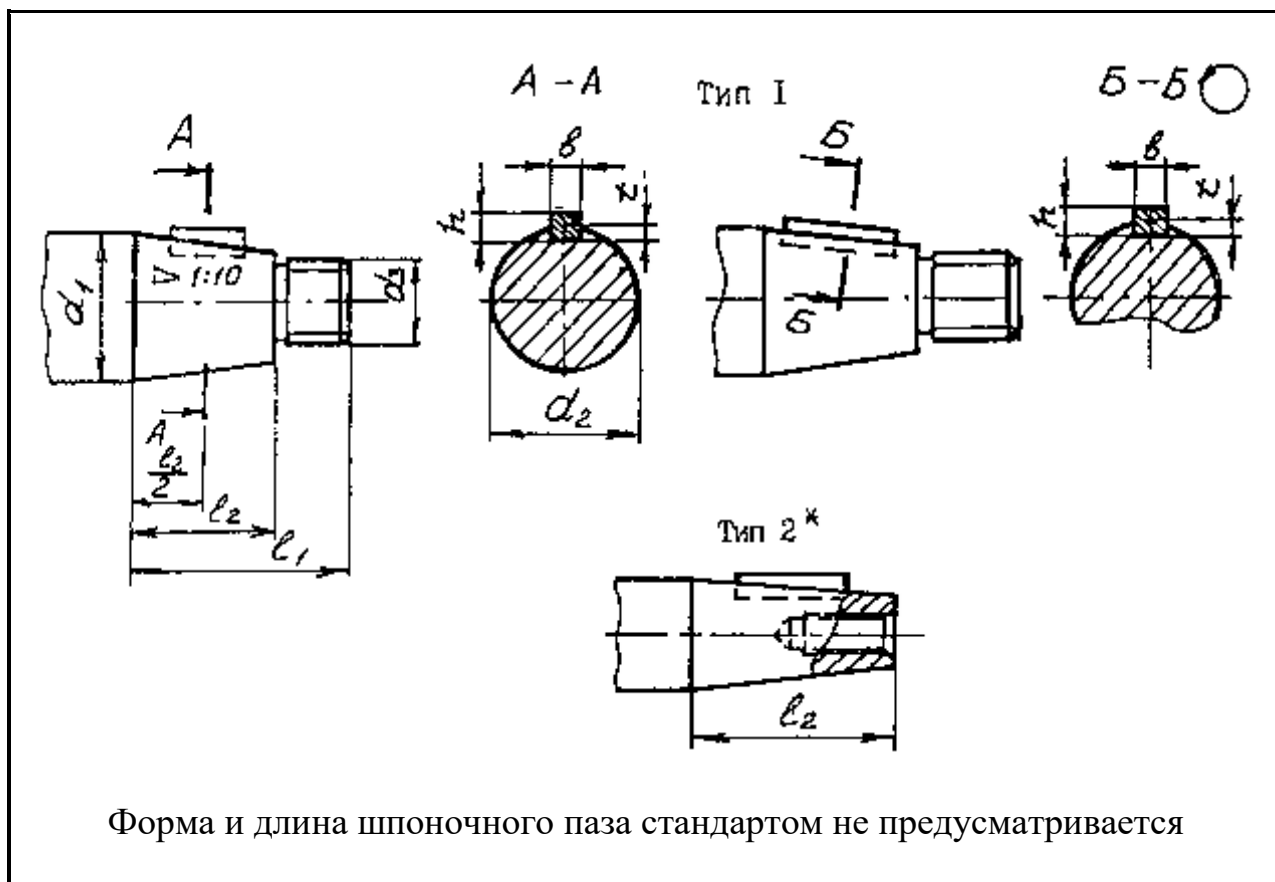
Концы валов предназначены для посадки деталей, передающих крутящий момент (шкивы, зубчатые колёса и т.п.) в машинах, механизмах и приборах. Концы валов изготовляют двух исполнений:

- 1 – длинные;
- 2 – короткие.

Приложение В

(справочное)

Конические концы валов с конусностью 1:10 (по ГОСТ 12081-72)



d_1		l_1		l_2		d_2		$\mathcal{B}$	h	t	d_3
I ряд	II ряд	Исполнение									
		1	2	1	2	1	2				
3	-	10	-	7	-	2,65	-	-	-	-	M2
4	-	12	-	8	-	3,60	-	-	-	-	M3
5	-	14	-	9	-	4,55	-	-	-	-	M4
6	-	16	-	10	-	5,50	-	-	-	-	M4
7	-		-		-	6,50	-	-	-	-	
8	-	20	-	12	-	7,40	-	-	-	-	M6
9	-		-		-	8,40	-	-	-	-	
10	-	23	-	16	-	9,25	-	-	-	-	
II	-	23	-	16	-	10,25	-	2	2	1,2	
12	-	30	-	18	-	11,10	-	2	2	1,2	M8x1
14	-	30	-	18	-	13,10	-	3	3	1,8	

d_1		l_1		l_2		d_2		ϕ	h	t	d_3
I ряд	II ряд	Исполнение									
		I	2	1	2	1	2				
16	-	40	28	28	16	14,60	15,2	3	3	1,8	M10xI,25
18	-					16,50	17,2	4	4	2,5	
-	19					17,60	18,2	4	4	2,5	
20	-	50	36	36	22	18,20	18,9	4	4	2,5	M12x1,25
22	-					20,20	20,9	4	4	2,5	
-	24					22,20	22,9	5	5	3,0	
25	60	42	42	24	45	22,90	23,8	5	5	3,0	M16x1,5
28						23,90	26,8				
-	30	80	58	53	36	27,10	28,2	5	5	3,0	M20x1,5
32	-					29,10	30,2	6	6	3,5	M20xI,5
-	35					32,10	33,2	6	6	3,5	M20xI,5
36	-					33,10	34,2	6	6	3,5	M20x1,5
-	38					35,10	36,2	6	6	3,5	M24x2
40	-	110	82	82	54	35,90	37,3	10	8	5,0	M24x2
-	42					37,90	39,3	10	8	5,0	M24x2
45	-					40,90	42,3	12	8	5,0	M30x2
-	48					43,90	45,3	12	8	5,0	M30x2
50	-					45,90	47,3	12	8	5,0	M36x3
-	55					50,90	52,3	14	9	5,5	M36x3
56	-					51,90	53,3	14	9	5,5	M36x3
-	60	140	105	105	70	54,75	56,5	16	10	6,0	M42x3
63	-					57,75	59,5				
-	65					59,75	61,5				
-	70					64,75	65,5	18	11	7,0	M48x3
71	-					65,75	67,5				
-	75					69,75	71,5				
80	-	170	130	130	90	73,50	75,5	20	12	7,5	M56x4
-	85					78,50	80,5	20	12	7,5	M56x4
90	-					88,50	85,5	22	14	9,0	M64x4
95	95					88,50	90,5	22	14	9,0	M64x4
100	-	210	165	165	120	91,75	94,0	25	14	9,0	M72x4
110	-					101,75	104,0	25	14	9,0	M80x4
-	120					111,75	114,0	28	16	10,0	M90x4
125	-					116,75	119,0	28	16	10,0'	M90x4
-	130	250	200	200	150	120,00	122,5	28	16	10,0	MI00x4
140	-					130,00	132,5	32	18	11,0	MI00x4
-	150					140,00	142,5	32	18	11,0	MI10x4

ПРИМЕЧАНИЕ:

Концы валов предназначены для посадки деталей, передающих крутящий момент (шкивы, муфты, зубчатые колёса и т.п.) в машинах, механизмах и приборах. Концы валов изготовляют двух типов: 1 – с наружной резьбой; 2 – с внутренней резьбой, двух исполнений: 1 – длинные, 2 – короткие.

Приложение Г
(справочное)

Зависимость d_T от M_T

d_T мм	M_T Н м	d_T мм	M_T Н м	d_T мм	M_T Н м	d_T мм	M_T Н м
18	31,5	40	355	90	4000	200	45000
20	45	45	500	100	5600	220	63000
22	63	50	710	110	8000	250	90000
25	90	55	1000	125	11200	280	125000
28	125	60	1120	140	16000		
30	140	70	2000	160	22400		
35	250	80	2800	180	31500		

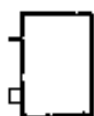
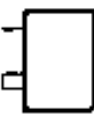
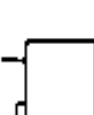
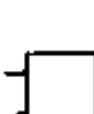
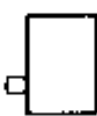
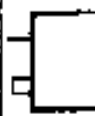
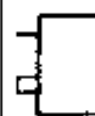
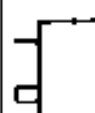
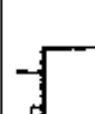
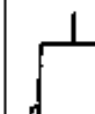
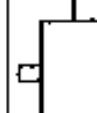
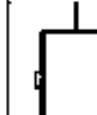
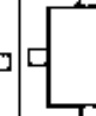
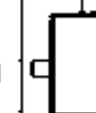
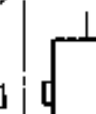
Приложение Д
(справочное)

Зависимость d_B от M_B

d_B мм	M_B Н м	d_B мм	M_B Н м	d_B мм	M_B Н м	d_B мм	M_B Н м
10	8,0	30	200	60	1600	125	16000
12	15,0	32	250	65	2240	130	18000
14	22,4	35	355	70	2800	140	22400
16	31,5	38	400	75	3150	150	25000
18	45,0	40	500	80	4000	160	31500
20	53,0	42	560	85	4500	180	45000
22	90,0	45	710	90	5500	200	63000
25	125	50	1000	100	8000	-	-
28	180	55	1400	110	11200	-	-

Приложение Е (справочное)

Варианты сборки редукторов

Взаимное расположение осей валов	Концы валов выполнены под муфты или в виде части муфты	Один из концов тихоходного вала выполнен для присоединения приборов управления	Тихоходный вал полый			
Параллельное	 11	 12	 13	 14	 15	 16
	 21	 22	 23	 24	 25	 26
	 31	 32	 33	 34	 35	 36
	 41	 42	 43	 44	 45	 46
	 51	 52	 53	 54	 55	 56
	 61	 62	 63	 64	 65	 66
Пересекающиеся под прямым углом						
Скрещивающиеся под прямым углом						

**«Детали машин и основы конструирования»,
«Механика»**

ИЗУЧЕНИЕ РЕДУКТОРОВ

Методические указания к лабораторно-практическим работам

для студентов специальностей

151001 «Технология машиностроения»,

151900 «Конструкторско-технологическое обеспечение

машиностроительных производств»,

220401 «Мехатроника»,

221000 «Мехатроника и робототехника»,

220501 «Управление качеством»

(все формы обучения)

Лагуткин Станислав Владимирович

Сдано в печать

Печать плоская

Тираж экз.

Формат

Усл.печ.л..

Заказ

Бумага писчая

Уч.изд.л.

Цена

Ксерокс НГТИ 624130, Новоуральск, ул.Ленина, 85. Лицензия ИД №00751.