

Министерство образования и науки Российской Федерации

Федеральное государственное бюджетное образовательное
учреждение высшего образования
«Оренбургский государственный университет»

Кафедра машиноведения

Ю.А. Чирков, С.Ю. Решетов, Г.А. Клещарева

ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ ЦИЛИНДРИЧЕСКОГО РЕДУКТОРА

Рекомендовано к изданию Редакционно-издательским советом федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования «Оренбургский государственный университет» в качестве методических указаний для студентов, обучающихся по программам высшего образования по специальности 23.05.01 Наземные транспортно-технологические средства и по направлениям подготовки: 13.03.02 Электроэнергетика и электротехника, 15.03.01 Машиностроение, 15.03.06 Мехатроника и робототехника, 19.03.02 Продукты питания из растительного сырья, 23.03.01 Технология транспортных процессов, 23.03.03 Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов

Оренбург
2016

УДК 621.83.05(075.8)
ББК 34.44
Ч 65

Рецензент – профессор, доктор технических наук А.Н. Поляков

Чирков Ю.А.

Ч 65 Изучение конструкции цилиндрического редуктора: методические указания / Ю.А. Чирков, С.Ю. Решетов, Г.А. Клещарева; Оренбургский гос. ун-т. – Оренбург: ОГУ, 2016. – 52 с.

Методические указания предназначены в помощь студентам технических специальностей и направлений подготовки при практическом изучении ими конструкций цилиндрических редукторов в процессе лабораторного практикума. Методические указания содержат краткое описание основных геометрических зависимостей в цилиндрических зубчатых эвольвентных передачах, порядок разборки и сборки редукторов, определение параметров зубчатого зацепления и оценку нагрузочной способности редуктора при выполнении лабораторной работы по следующим дисциплинам: «Прикладная механика», «Детали машин и основы конструирования», «Детали мехатронных модулей, роботов и их конструирование», «Механика», «Основы проектирования», «Машиноведение».

УДК 621.83.05(075.8)
ББК 34.44

© Чирков Ю.А.,
Решетов С.Ю.,
Клещарева Г.А., 2016
© ОГУ, 2016

Содержание

	с.
Введение.....	4
1 Правила техники безопасности.....	5
2 Цель работы	5
3 Внеаудиторная подготовка к выполнению работы	6
4 Теоретическая часть.....	6
4.1 Общие сведения о цилиндрических эвольвентных передачах.....	6
4.1.1 Общие сведения о цилиндрических эвольвентных передачах .	7
4.1.2 Основные параметры редукторов	15
4.2 Классификация редукторов (сокращенная).....	16
4.3 Цилиндрические редукторы.....	17
5 Порядок выполнения работы	33
5.1 Разборка редуктора	33
5.2 Ознакомление с конструкцией редуктора	33
5.3 Определение параметров зубчатого зацепления	34
5.4 Оценка нагрузочной способности редуктора.....	40
5.5 Сборка редуктора	44
6 Вопросы из фонда тестовых заданий для контроля знаний	45
7 Вопросы для самопроверки.....	48
Список использованных источников	49
Приложение А	50
Приложение Б.....	51

Введение

Методические указания являются пособием по практическому изучению конструкции одно- и многоступенчатых редукторов с цилиндрическими эвольвентными передачами; содержат краткое описание основных кинематических и геометрических зависимостей в цилиндрических передачах, порядок разборки и сборки редукторов, определение параметров цилиндрического эвольвентного зубчатого зацепления и оценку нагрузочной способности редуктора при выполнении лабораторной работы по дисциплинам: «Прикладная механика», «Детали машин и основы конструирования», «Детали мехатронных модулей, роботов и их конструирование», «Механика», «Основы проектирования», «Машиноведение» для студентов технических направлений и специальностей, где учебным планом предусмотрен лабораторный практикум.

Выполнение лабораторной работы способствует закреплению теоретических знаний и позволяет на практике изучить конструкции узлов и деталей, применяемых в современных редукторах, чтобы полученные знания и практические навыки использовать при выполнении курсовых проектов и работ.

В методических указаниях принята единая система физических единиц (СИ) со следующими отклонениями, допущенными в международных и межгосударственных стандартах на расчеты деталей машин: размеры деталей передач выражаются в миллиметрах (мм), силы в ньютонах (Н), и, соответственно, напряжения в ньютонах, деленных на миллиметры в квадрате (Н/мм^2), т.е. мегапаскалях (МПа), а моменты в ньютонах, умноженных на миллиметр (Н·мм). У отдельных групп формул даны соответствующие примечания.

После выполнения лабораторной работы студенты должны пройти тестирование в автоматизированной интерактивной системе сетевого тестирования (АИССТ). Задание на тестирование формирует ведущий преподаватель. В процессе ответов на контрольные вопросы дополнительно систематизируется изученный материал, и закрепляются знания, полученные в процессе выполнения работы.

1 Правила техники безопасности

1 Прежде чем начать какое-либо действие, убедитесь, что оно не нанесет вреда окружающим.

2 Запрещается работать неисправным инструментом.

3 Снятые детали и узлы редуктора следует класть на стол или подставку таким образом, чтобы они не могли упасть от случайного толчка.

4 Передавая детали для осмотра другому студенту убедитесь, что он ее держит, прежде, чем отпустить деталь самому.

5 При сборке редуктора не подкладывайте пальцы под детали и особенно крышку редуктора во время их установки.

2 Цель работы

1 Ознакомиться с классификацией цилиндрических одно- и многоступенчатых редукторов и их конструкцией.

2 Выяснить назначение и конструкцию всех узлов и деталей редуктора.

3 Определить основные кинематические и геометрические параметры цилиндрических эвольвентных зубчатых зацеплений обеих ступеней редуктора.

4 Оценить нагрузочную способность обеих ступеней редуктора, обусловленную контактной прочностью активных поверхностей зубьев колёс.

Работа выполняется в течение 4-х часов. Для выполнения работы необходимы следующие инструменты и приспособления: редуктор зубчатый цилиндрический двухступенчатый (в сборе), ключи гаечные рожковые, отвёртка, штангенциркуль с диапазоном от 0 до 250 мм, транспортир, линейка, карандаш, мел, микрокалькулятор.

3 Внеаудиторная подготовка к выполнению работы

В процессе подготовки к лабораторному практикуму студент должен изучить разделы изучаемых дисциплин, которые касаются выполнения данной работы, по рекомендованным в рабочих программах учебникам, учебным пособиям, а также по конспектам лекций.

Пользуясь настоящим методическим пособием, студент должен:

- 1) уяснить цель работы, её содержание и порядок выполнения;
- 2) выписать в тетрадь расчётные формулы (см. ниже);
- 3) подготовить бланк отчёта (по форме, представленной в приложении А),

где необходимо:

- a) указать цель работы;
 - б) начертить кинематическую схему изучаемого редуктора;
 - в) выполнить эскизы вала-шестерни, зубчатого колеса, подшипникового узла с уплотнением вала, элементов корпуса с указанием измеренных размеров;
 - г) составить и заполнить таблицу с характеристиками зацепления;
- 4) подготовить ответы на контрольные вопросы, приведённые на страницах 45-48, причем количество вопросов определяет ведущий преподаватель.

4 Теоретическая часть

4.1 Общие сведения о цилиндрических эвольвентных передачах

Для того, чтобы привести в движение рабочие органы различных механизмов и машин, требуются значительные вращающие моменты при относительно небольшой угловой скорости (частоте вращения), например, барабан лебедки подъемного крана, колесо автомобиля или трактора, приводная звездочка цепного конвейера и так далее. С другой стороны, современные электродвигатели, дизельные двигатели, двигатели внутреннего сгорания и другие приводные двигатели имеют напротив небольшие вращающие моменты на своих приводных валах, причем при значительной угловой скорости. Поэтому для согласования параметров движения между приводным двигателем и рабочим органом машины чаще всего используются различные механические передачи, которые довольно

6

часто собирают в закрытом корпусе. Такие узлы, в зависимости от своего назначения, называются либо редукторами, либо мультипликаторами.

Редуктором называется механизм, состоящий из зубчатых или червячных передач, выполненный в виде отдельного узла и служащий для передачи вращения от вала двигателя к валу рабочей машины, с понижением угловой скорости и соответственно повышением вращающего момента.

Механизм для повышения угловой скорости и соответственно для понижения вращающего момента, выполненный в виде отдельного агрегата, называют *ускорителем* или *мультипликатором*.

Установка передачи в отдельном корпусе гарантирует точность сборки, лучшую смазку, более высокий КПД, меньший износ, защиту от попадания в нее пыли и грязи, а также удобство компоновки приводов.

Редукторы имеют широкое применение, особенно в подъемно-транспортном оборудовании, металлургическом, химическом машиностроении, в самолето- и вертолетостроении, судостроении и в других отраслях промышленности. Соединение (для передачи вращающего момента) редуктора с двигателем и рабочей машиной может быть осуществлено посредством различных (чаще всего механических) муфт или открытых передач: ременных, цепных или зубчатых.

Широкое применение имеют также *мотор-редукторы*, которые представляют собой собранные в одном корпусе и объединенные в одно целое электродвигатель и редуктор.

Редукторы на базе рядовых цилиндрических эвольвентных передач имеют самое широкое распространение из всех типов редукторов и изготавливаются на большинстве редукторостроительных предприятий России. Поэтому прежде чем будут приведены основные параметры современных цилиндрических редукторов, кратко рассмотрим основные параметры цилиндрической эвольвентной передачи.

4.1.1 Общие сведения о цилиндрических эвольвентных передачах

Цилиндрическая эвольвентная передача относится к передачам зацеплением с непосредственным контактом звеньев. Простейшая цилиндрическая зубчатая

эвольвентная передача состоит из двух колес с зубьями, которые входят между собой в зацепление, причем вращение ведущего колеса преобразуется во вращение ведомого колеса путем взаимодействия зубьев ведущего колеса с зубьями ведомого колеса. Меньшее по диаметру зубчатое колесо принято называть *шестерней*, а большее – *колесом*. Цилиндрическая передача осуществляет передачу и преобразование движения между валами с параллельными осями.

По форме линии зубьев цилиндрические эвольвентные передачи могут быть с *прямыми* (рисунок 1, а, г), *косыми* (рисунок 1, б), *шевронными* (рисунок 1, в), *круговыми* и другими криволинейными зубьями.

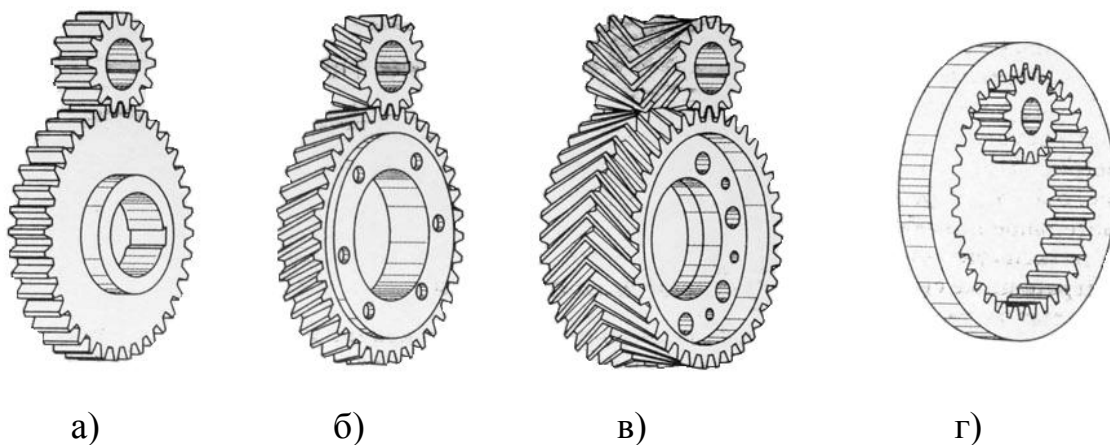


Рисунок 1 – Основные разновидности цилиндрических эвольвентных передач

В зависимости от взаимного расположения различают цилиндрические эвольвентные передачи *внешнего* (рисунок 1, а, б, в) и *внутреннего* зацеплений (рисунок 1, г). В передачах с внешним зацеплением ведущее и ведомое колеса вращаются в разные направления, а в передачах с внутренним зацеплением – в одном направлении. Зубчатые передачи могут применяться не только в виде одной пары колес, но и в более сложных сочетаниях, образуя многоступенчатую передачу (например, многоступенчатый редуктор).

Благодаря простоте изготовления и монтажа цилиндрические передачи являются одними из самых распространенных видов передач. Их обычно применяют при небольших (до 3 м/с) и средних (от 3 до 10 м/с) окружных

скоростях, причем при небольших скоростях (до 2,5 м/с) рекомендуется применять прямозубые передачи, а при повышенных скоростях – косозубые передачи. Шевронные передачи используются при передаче больших нагрузок и тяжелых условиях работы, рекомендуемые скорости применения (от 3 до 20 м/с). Зубчатые передачи с внутренним зацеплением гораздо компактнее, чем передачи с внешним зацеплением, однако изготовление и монтаж этих передач значительно сложнее и дороже. Поэтому такие передачи в редукторостроении встречаются обычно в планетарных и волновых редукторах, а в качестве рядовых передач в редукторах общего назначения встречаются крайне редко.

Впервые зубчатое эвольвентное зацепление было предложено в 1760 году известным ученым, академиком Российской академии наук Л. Эйлером. Эвольвентное зацепление обладает рядом существенных технологических и эксплуатационных преимуществ, а именно: технологичность; нечувствительность к изменению межосевого расстояния (то есть правильность зацепления не нарушается при изменении межосевого расстояния a_w); широкие возможности по улучшению эксплуатационных характеристик, например, изменение радиусов кривизны рабочего участка профиля зубьев, угла зацепления, скорости скольжения и толщины зуба в опасном сечении – за счет нарезания зубьев со смещением инструмента по отношению к заготовке (изготовление ненулевых зубчатых колес). Кроме того, эвольвентное зацепление обеспечивает постоянство мгновенного передаточного отношения передачи, малые скорости скольжения в зацеплении и достаточные радиусы кривизны в точках контакта, а также высокие, по сравнению с другими передачами, значения коэффициента полезного действия (КПД), прочности и долговечности. Именно, исходя из вышеперечисленных положительных свойств, эвольвентное зацепление нашло широкое применение в машиностроении.

Как уже отмечалось каждая зубчатая пара состоит из шестерни и колеса. В редукторах шестерни чаще всего выполняются как одно целое с валом, а зубчатые колёса – насадными (насаженными на вал). В тех случаях, когда расстояние от впадины зуба шестерни до шпоночного паза шестерни оказывается больше чем 3-4

модуля зацепления, шестерню выполняют насаженной на вал. В редукторе, изучаемом в лабораторной работе, вал и шестерня составляют одно целое (вал-шестерня). Межосевые расстояния a_w , мм, для ограничения номенклатуры корпусных деталей редукторов, принимают из стандартных рядов в соответствии с ГОСТ 2185 [1].

Шагом зацепления называют расстояние по окружности между двумя одноименными профилями зубьев. Обычно при расчете основных геометрических параметров используют понятие *делительного шага*, то есть шага, измеренного по делительной окружности, на которой толщина зуба равна ширине впадины.

Шаг P – часть длины делительной окружности, являющейся иррациональной величиной, кратной числу π . Для исключения этой иррациональности вводится понятие *модуль зацепления m* – основного геометрического параметра, через который выражаются все остальные размеры зубьев зубчатых колёс.

Модуль зацепления, мм – это линейная величина в π раз меньше шага зубьев P :

$$m = \frac{P}{\pi}. \quad (1)$$

С другой стороны:

$$m = \frac{d}{z}, \quad (2)$$

где d – делительный диаметр колеса, мм;

z – число зубьев колеса.

Шаг бывает нормальный P_n и окружной P_t , которые соответственно измеряются в нормальном и торцовом сечениях колес. Таким же образом различают модуль нормальный m_n и окружной m_t . Существует также понятие осевого шага P_x и модуля m_x , которые в расчете основной геометрии передач практически не применяются, поэтому данные понятия здесь не обсуждаются.

Так как для нарезания зубчатых колёс каждого модуля необходим соответствующий инструмент, то нецелесообразно выбирать произвольное значение модуля, поэтому с целью сокращения номенклатуры режущего инструмента, значения применяемых нормальных модулей ограничены стандартом ГОСТ 9563

[2]. Модули m_n стандартизованы в диапазоне от 0,05 до 100 мм и разбиты на два предпочтительных ряда, причем первый ряд следует предпочитать второму. Кроме того, существует и дополнительный ряд модулей. Для косозубых цилиндрических колёс стандартизовано значение нормального модуля (эти колёса нарезаются тем же самым инструментом, что и прямозубые). Ниже приведены модули из [2].

Первый предпочтительный ряд, мм: 1,00; 1,25; 1,50; 2,00; 2,50; 3,00; 4,00; 5,00; 6,00; 8,00; 10,0; 12,0; 16,0; 20,0; 25,0; 32,0; 40,0; 50,0; 60,0; 80,0; 100,0.

Второй предпочтительный ряд, мм: 1,125; 1,375; 1,75; 2,25; 2,75; 3,50; 4,50; 5,50; 7,00; 9,00; 11,0; 14,0; 18,0; 22,0; 28,0; 36,0; 45,0; 55,0; 70,0; 90,0.

Дополнительный ряд модулей, мм: 1,6; 3,15; 6,3; 12,5.

Основные параметры исходного контура цилиндрических эвольвентных передач регламентируются ГОСТ 13755 [3].

а) *высота зуба h , мм:*

$$h = 2,25 \cdot m_n; \quad (3)$$

б) *высота головки зуба h_a , мм:*

$$h_a = m_n; \quad (4)$$

в) *высота ножки зуба h_f , мм:*

$$h_f = 1,25 \cdot m_n; \quad (5)$$

г) *радиальный зазор c , мм:*

$$c = 0,25 \cdot m_n. \quad (6)$$

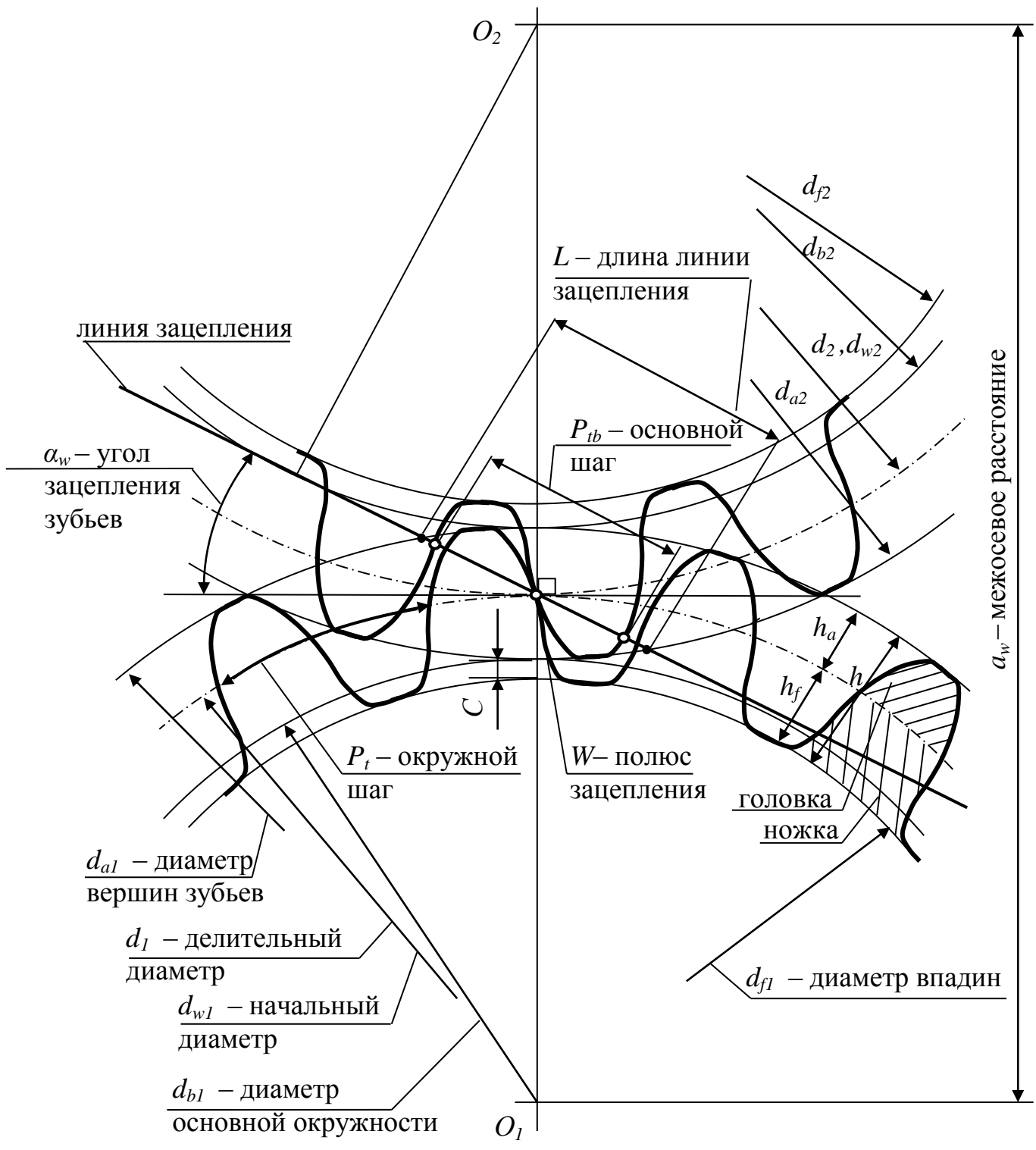


Рисунок 2 – Геометрические параметры зубчатого зацепления

Делительный угол профиля исходного контура зацепления α равен 20 градусов, при нарезании зубчатых колес без смещения инструмента, равен углу зацепления α_w . При нарезании зубчатых колес со смещением угол профиля исходного контура α и угол зацепления α_w связаны зависимостью:

$$\cos \alpha_w = d \cdot \cos \alpha / d_w, \quad (7)$$

где d – делительные диаметры шестерни и колеса, мм;

d_w – начальные диаметры шестерни и колеса, мм.

Передачи редукторов, исследуемые в лабораторной работе, выполнены со смещением, причем, положительное смещение инструмента при нарезании шестерни сочетается с точно таким же, но отрицательным смещением для колеса. В этом случае, так же, как и для некорригированных (выполненных без смещения) колес диаметры делительных и начальных окружностей, а так же угол исходного контура и угол зацепления совпадают. Далее будем пользоваться понятием «диаметр делительной окружности», который определяется по формулам, для шестерни (индекс 1) и для колеса (индекс 2), мм:

$$d_1 = \frac{m_n \cdot Z_1}{\cos \beta}, \quad (8)$$

$$d_2 = \frac{m_n \cdot Z_2}{\cos \beta}, \quad (9)$$

где Z_1 и Z_2 – значения чисел зубьев шестерни и колеса соответственно;

β – угол наклона зубьев, градусов.

Для прямозубых колес (β равен нулю градусов), тогда $\cos \beta$ равен единице, следовательно:

$$d_1 = m_n \cdot Z_1, \quad (10)$$

$$d_2 = m_n \cdot Z_2. \quad (11)$$

Межосевое расстояние для внешнего зацепления, мм:

$$a_w = \frac{d_2 + d_1}{2}. \quad (12)$$

Диаметры окружностей выступов, мм:

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m_{нБ} \cdot h_a^* + x_1, \quad (13)$$

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m_{нБ} \cdot h_a^* + x_2, \quad (14)$$

где $h_a^* = 1$ – коэффициент высоты головки зуба по ГОСТ 13755 [3];

x_1, x_2, x_3, x_4 – значения принятых коэффициентов смещения, которые следует подставлять в расчетные формулы с учетом знака.

Диаметры окружностей впадин, мм:

$$d_{f1} = d_1 - 2 \cdot m_{нБ} \cdot h_f^* - x_1, \quad (15)$$

$$d_{f2} = d_2 - 2 \cdot m_{нБ} \cdot h_f^* - x_2, \quad (16)$$

где $h_f^* = 1,25$ – коэффициент высоты ножки зуба по ГОСТ 13755 [3].

Диаметры основных окружностей, мм:

$$d_{b1} = d_{w1} \cdot \cos a_w, \quad (17)$$

$$d_{b2} = d_{w2} \cdot \cos a_w. \quad (18)$$

Коэффициент ширины колеса по межосевому расстоянию Ψ_{ba} – используется при проектировании редукторных передач, значения стандартизованы по ГОСТ 2185 [1]:

$$\Psi_{ba} = b_2 \cdot a_w. \quad (19)$$

Ширина зубчатой шестерни b_1 , мм обычно принимается на 3-5 мм больше ширины колеса b_2 :

$$b_1 = b_2 + 3 \dots 5 . \quad (20)$$

Коэффициент ширины колеса относительно диаметра шестерни:

$$\Psi_{bd} = b_2 / d_1 . \quad (21)$$

4.1.2 Основные параметры редукторов

Согласно ГОСТ 2185 [1] и ГОСТ Р 50891 [4] для цилиндрических эвольвентных передач зубчатых редукторов регламентируются следующие кинематические и геометрические параметры:

1) *передаточное число u* – отношение числа зубьев колеса к числу зубьев шестерни:

$$u = Z_2 / Z_1 ; \quad (22)$$

2) *общее передаточное число редуктора u_{Σ}* равно произведению передаточных чисел отдельных ступеней, например, для двухступенчатого редуктора:

$$u_{\Sigma} = u_B \cdot u_T = Z_2 \cdot Z_4 / Z_1 \cdot Z_3 . \quad (23)$$

Для отдельных ступеней редукторов используются следующие значения передаточных чисел:

Первый ряд: 1; 1,25; 1,6; 2; 2,5; 3,15; 4; 5; 6,3; 8; 10; 12,5;

Второй ряд: 1,12; 1,4; 1,8; 2,24; 2,8; 3,55; 4,5; 5,6; 7,1; 9; 11,2; причем во всех параметрических рядах первый ряд принято предпочитать второму;

3) *межосевое расстояние* a_w , мм – геометрический параметр, характеризующий габариты и мощность редуктора.

В редукторостроении используются следующие значения:

1-ый ряд: 40; 50; 63; 80; 100; 125; 160; 200; 250; 315; 400; 500; 630; 800; 1000; 1250; 1600; 2000; 2500,

2-ой ряд: 71; 90; 112; 140; 180; 224; 280; 355; 450; 560; 710; 900; 1120; 1400; 1800; 2240;

4) *коэффициент ширины колес* Ψ_{ba} – отношение ширины колеса к межосевому расстоянию:

$$\Psi_{ba} = b_2 a_w . \quad (24)$$

Значения Ψ_{ba} для редукторов по [1] принимают: 0,10; 0,125; 0,16; 0,20; 0,250; 0,315; 0,40; 0,50; 0,63; 0,80; 1,0; 1,25; причем значения от 0,63 до 1,25 используют для шевронных передач.

4.2 Классификация редукторов (сокращенная)

Редукторы классифицируют по типам, типоразмерам и исполнениям.

Тип редуктора определяют по виду применяемых передач и порядку их размещения от быстроходного вала к тихоходному. Наиболее распространенные обозначения редукторов: *Ц* – цилиндрический, *К* – конический, *КЦ* – коническо-цилиндрический, *Ч* – червячный, *ЧЦ* – червячно-цилиндрический, *ЦЧ* – цилиндрическо-червячный.

По числу ступеней передач различают редукторы: *одноступенчатые*, *двухступенчатые*, *трехступенчатые*, например: *Ч2* – червячный двухступенчатый, *Ц3* – цилиндрический трехступенчатый.

Типоразмер редуктора определяет тип и главный размер (параметр) тихоходной ступени. Для цилиндрических и червячных передач главным параметром является межосевое расстояние – a_w , для конических передач – внешний делительный диаметр колеса – d_{e2} , мм.

Передаточное число редуктора – и проставляется после типоразмера через тире, например: *КЦ2-180-56* – коническо-цилиндрический трехступенчатый редуктор с двумя цилиндрическими передачами, с межосевым расстоянием тихоходной ступени a_w *равным 180 мм*, и передаточным числом i , *равным 56*; *Ч-80-40* – червячный одноступенчатый, с межосевым расстоянием a_w *равным 80 мм* и передаточным числом i , *равным 40*.

Основными внешними характеристиками редукторов являются:

- номинальный (допускаемый) крутящий момент на тихоходном валу;
- номинальная (допускаемая) радиальная (консольная) нагрузка на тихоходном (быстроходном) валу;
- номинальное передаточное число.

ГОСТ Р 50891 [4] определяет основные параметры редукторов общемашиностроительного назначения с моментом на тихоходном валу от 31,5 до 125000 Н·м.

4.3 Цилиндрические редукторы

Цилиндрические редукторы состоят из цилиндрических зубчатых эвольвентных передач. Благодаря своей долговечности, широкому диапазону передаваемых вращающих моментов и передаточных чисел, высокому КПД, простоте изготовления и обслуживания они являются самыми распространенными в машиностроении.

Одноступенчатые редукторы типа *Ц* (рисунок 3) применяют при значениях передаточных чисел i *меньше либо равных 6,3*. Зацепление в большинстве случаев осуществляется косыми зубьями.

Двухступенчатые редукторы типа *Ц2* выполняют по следующим схемам: *развернутой* (рисунок 4, а), *раздвоенной* (рисунок 4, б) и *соосной* (рисунок 4, в). Диапазон значений передаточных чисел i от 6,3 до 50.

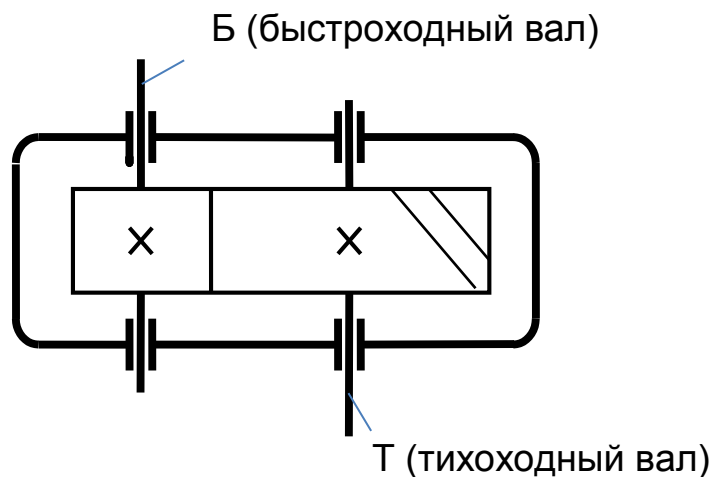


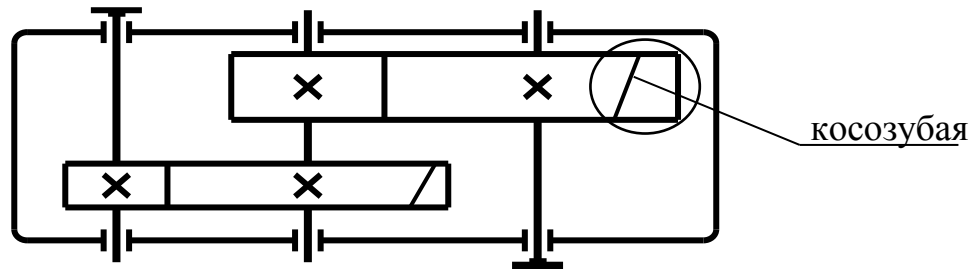
Рисунок 3 – Кинематическая схема одноступенчатого цилиндрического косозубого редуктора

Наиболее распространены цилиндрические двухступенчатые горизонтальные редукторы типа Ц2 (рисунок 4, а), выполненные по *развернутой* схеме. Они конструктивно просты, технологичны, имеют малую ширину. Недостатком этих редукторов является неравномерность распределения нагрузки по длине зуба из-за несимметричного расположения колес относительно опор.

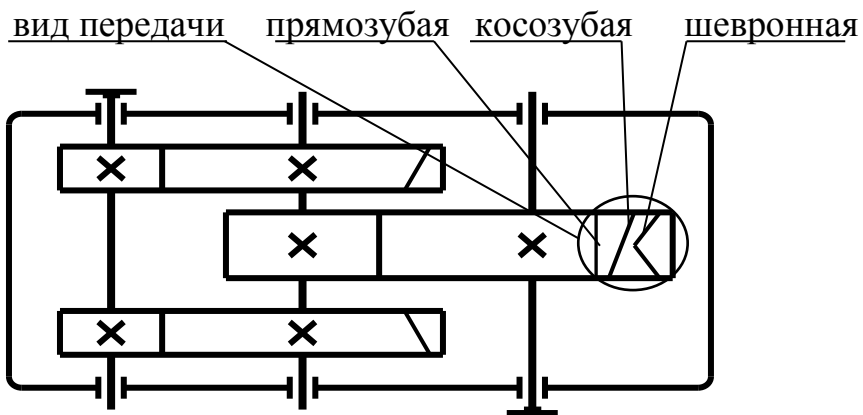
Для улучшения условий работы зубчатых колес наиболее нагруженной тихоходной ступени применяют редукторы с *раздвоенной быстроходной ступенью* типа Ц2Ш (Ш – широкий редуктор) (рисунок 4, б). Для равномерной нагрузки обеих зубчатых пар быстроходной ступени их выполняют косозубыми (одно зубчатое колесо одной пары делают – с *правым*, другое – с *левым* зубом), а один из валов, как правило, быстроходный делают «плавающим», что обеспечивает самоустановку вала в осевом направлении. Тихоходную ступень обычно делают прямозубой или шевронной. Такие редукторы легче редукторов по развернутой схеме на 20 %.

Соосные редукторы типа Ц2С (С – соосный) (рисунок 4, в) имеют ограниченное применение. Их используют в тех случаях, когда совпадение геометрических осей входного и выходного валов удобно при общей компоновке привода. Эта схема позволяет получить меньшие габариты по длине, это ее основное преимущество. Недостатками этой схемы являются: недогруженность быстроходной ступени, большие габариты в направлении осей валов, сложность конструкции корпуса.

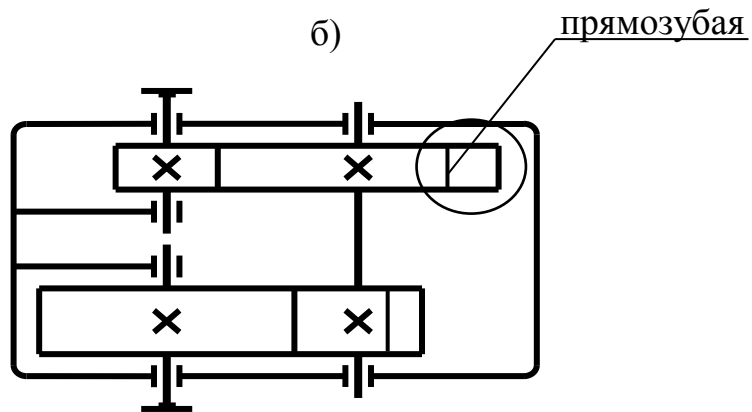
Конструктивное оформление цилиндрического одноступенчатого зубчатого редуктора – (рисунок 5), (рисунок 6), а двухступенчатого цилиндрического редуктора – (рисунок 7) и (рисунок 8).



а)



б)



в)

Рисунок 4 – Кинематические схемы цилиндрических редукторов

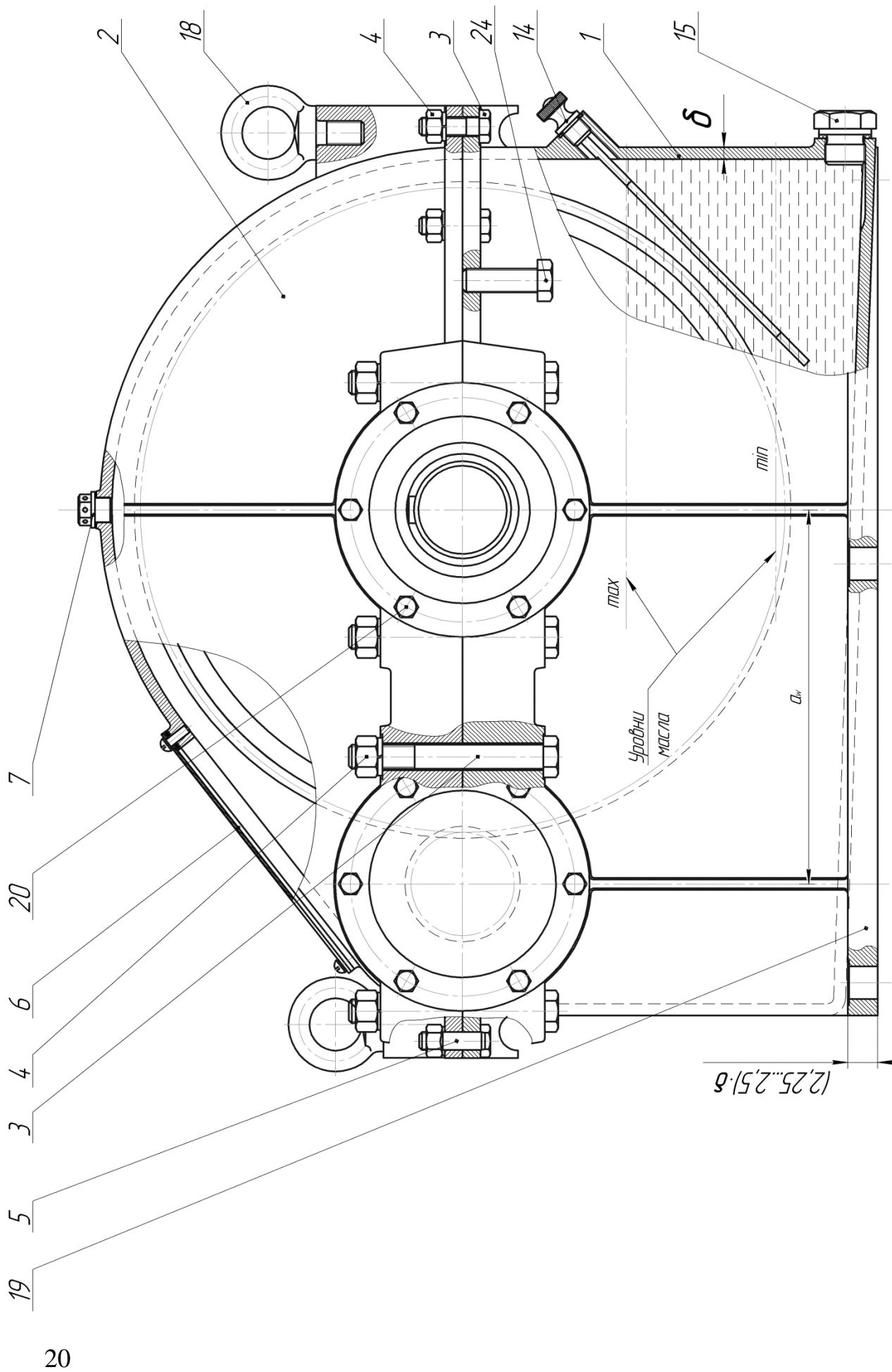


Рисунок 5 | Конструкция одноступенчатого цилиндрического редуктора (главный вид)

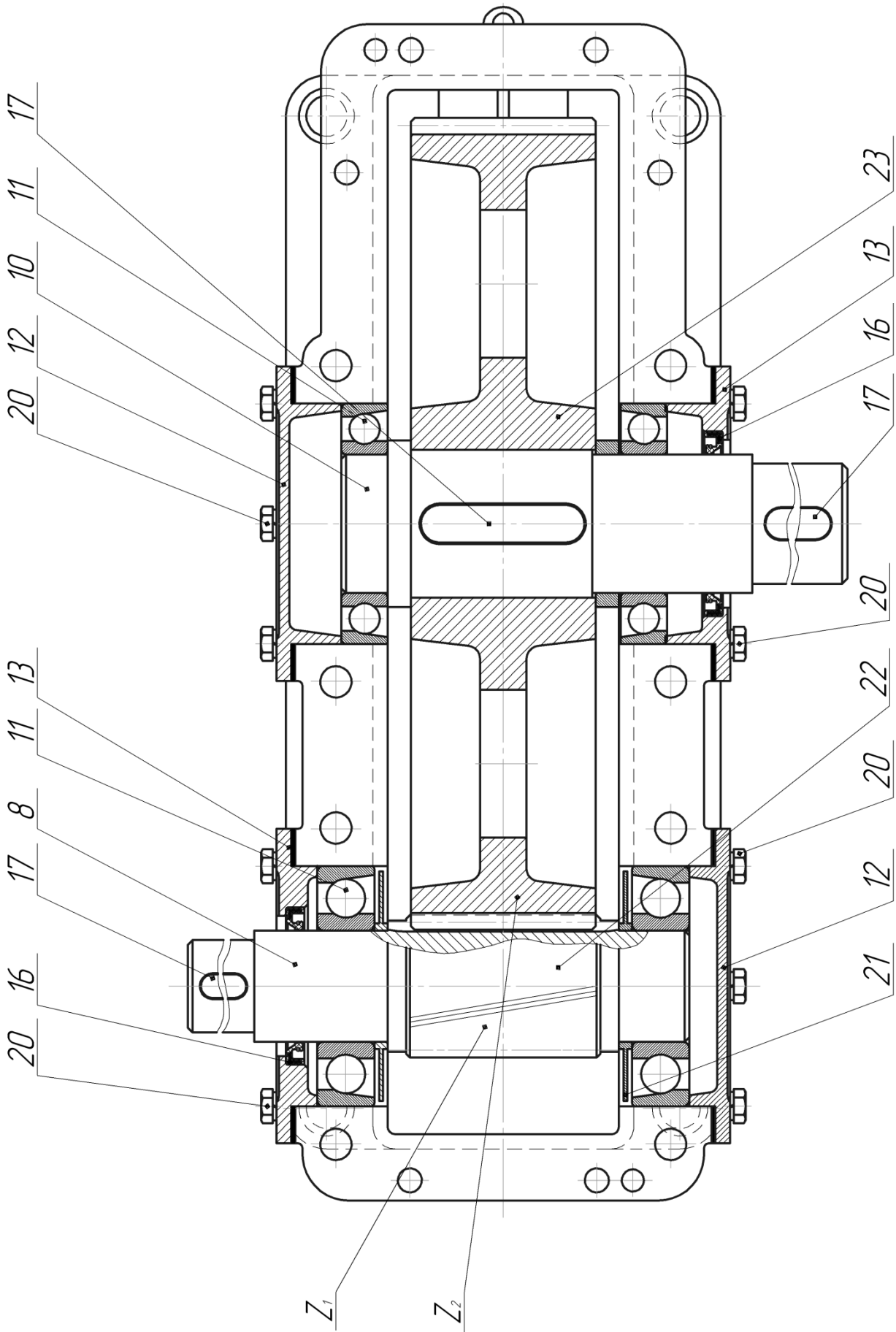


Рисунок 6 | Конструкция одноступенчатого цилиндрического редуктора (вид сверху)

Основные узлы и детали обоих редукторов:

- 1 – основание корпуса;
 - 2 – крышка корпуса;
 - 3 – болты стяжные;
 - 4 – гайки крепёжные с пружинными шайбами;
 - 5 – штифты установочные;
 - 6 – крышка смотрового люка с уплотнением;
 - 7 – отдушина с уплотнением;
 - 8 – быстроходный (ведущий) вал-шестерня;
 - 9 – промежуточный вал;
 - 10 – тихоходный (ведомый) вал;
 - 11 – подшипники качения;
 - 12 – крышка подшипника глухая;
 - 13 – крышка подшипника сквозная;
 - 14 – маслоуказатель;
 - 15 – пробка для слива масла;
 - 16 – уплотнительное устройство вала (резиновая армированная манжета);
 - 17 – шпонка призматическая;
 - 18 – рым-болты (рисунок 5) или проушины грузовые (рисунок 7);
 - 19 – нижний пояс основания редуктора с отверстиями для фундаментных болтов;
 - 20 – винт крепежный;
 - 21 – кольцо маслоотражательное (рисунок 6) или мазеудерживающее (рисунок 8);
 - 22 – шестерня;
 - 23 – колесо зубчатое;
 - 24 – болт отжимной;
- a_w – межосевое расстояние;
- Z_1 - Z_2 – быстроходная косозубая зубчатая пара;
- Z_3 - Z_4 – тихоходная косозубая зубчатая пара.

Корпус редуктора с целью облегчения сборки изготовлен в виде разъёмной (по осям валов передач) коробки (в соответствии с рисунками 5-8). Он состоит из двух деталей: нижней части 1, называемой основанием корпуса, и верхней 2 – крышки корпуса. Плоскость разъёма корпуса расположена горизонтально. Корпус и крышка соединяются болтами 3, поставленными с зазором в отверстия специальных фланцев и гайками 4 (возможно соединение винтами и шпильками с гайками). Взаимное положение крышки и корпуса фиксируется коническими или цилиндрическими установочными штифтами 5. В верхней части крышки имеется смотровое окно (люк), через которое производится наблюдение за состоянием зубчатых колёс передачи, а также заливается масло. Люк закрывается крышкой 6. Отдушина 7 предназначена для выравнивания давления внутри корпуса по отношению к наружному. При отсутствии отдушины нагретый воздух при эксплуатации редуктора будет выдавливаться вместе с маслом (вследствие избыточного давления) через уплотнения, и на корпусе образуются масляные подтёки, отдушина также необходима для полного слива масла из редуктора. Внутри корпуса размещены косозубые пары передач: быстроходная Z_1-Z_2 и тихоходная Z_3-Z_4 . Каждая пара состоит из шестерни 22 (меньшего зубчатого колеса) и колеса 23.

В изучаемом двухступенчатом редукторе (рисунок 7, рисунок 8) имеются три вала, расположенных последовательно: быстроходный (ведущий) 8, промежуточный 9 и тихоходный (ведомый) 10. Плоскость разъёма корпуса проходит по осям валов. В опорах всех валов передач применены подшипники качения 11, расположенные в отверстиях приливов (бобышек) корпуса и крышки. Назначение опор – фиксировать и удерживать вращающиеся детали в нужном, для правильной работы механизма, взаимном положении.

При работе (в зубчатом зацеплении) возникает сила нормального давления F_n , которая для косозубого зацепления может быть задана тремя взаимно-перпендикулярными составляющими: окружной F_t , радиальной F_r , осевой F_a силами (рисунок 9), а для прямозубого только F_t и F_r . Заметим, что здесь же показаны угловые скорости ведущего и ведомого валов (ω_1 и ω_2) и вращающие моменты (T_1 и T_2) этих валов.

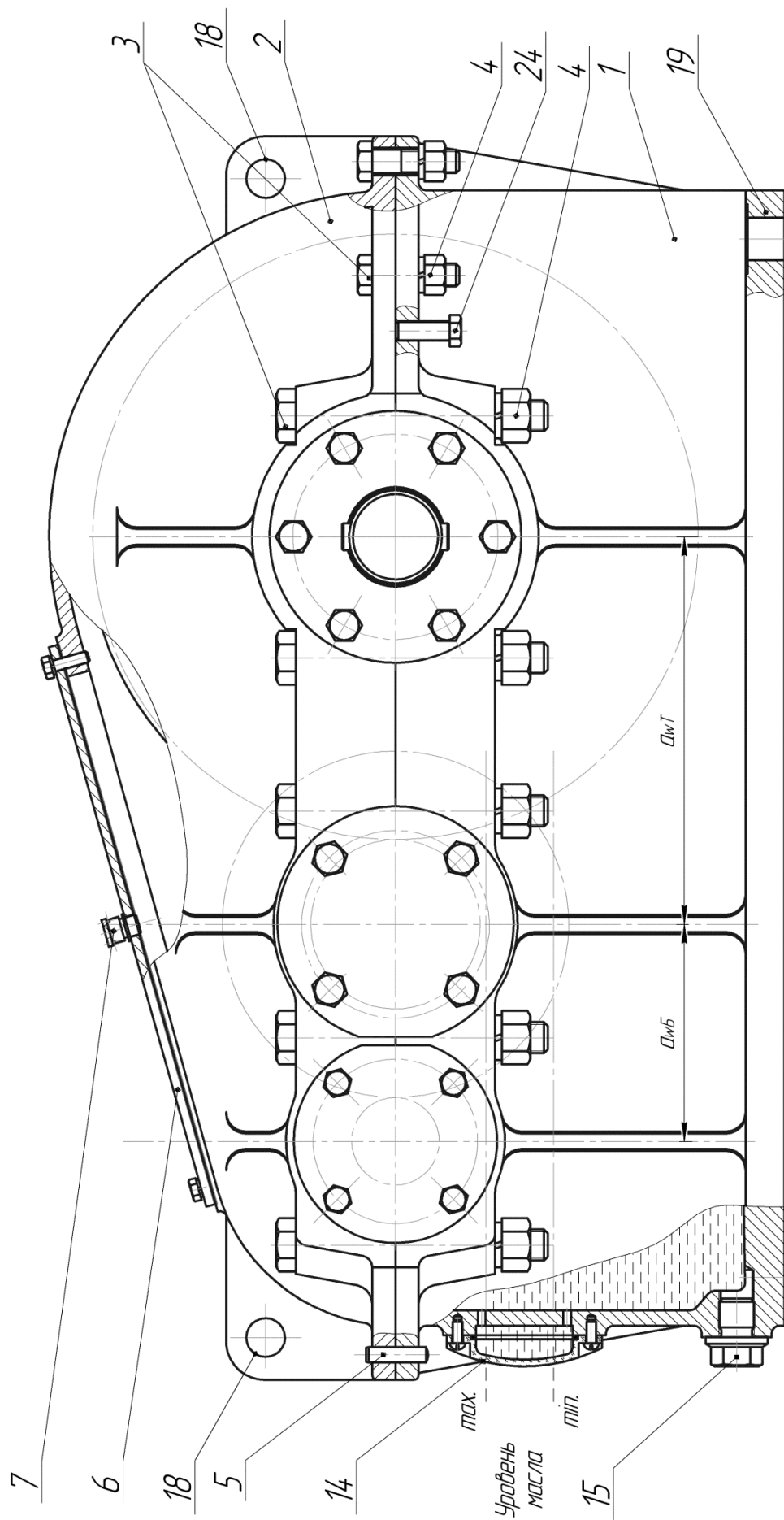


Рисунок 7 Конструкция двухступенчатого цилиндрического редуктора (главный вид)

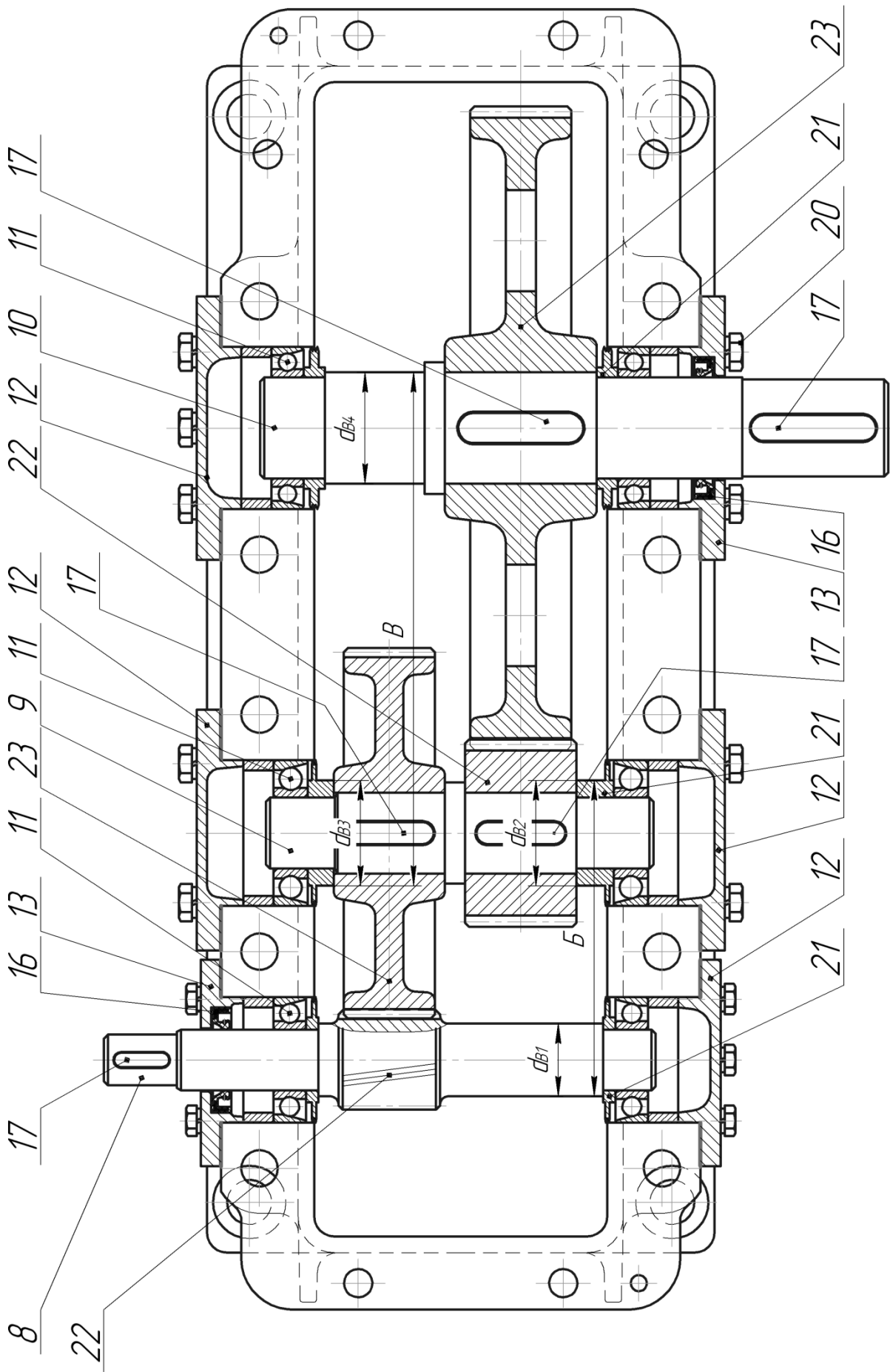


Рисунок 8. Конструкция двухступенчатого цилиндрического редуктора (вид сверху)

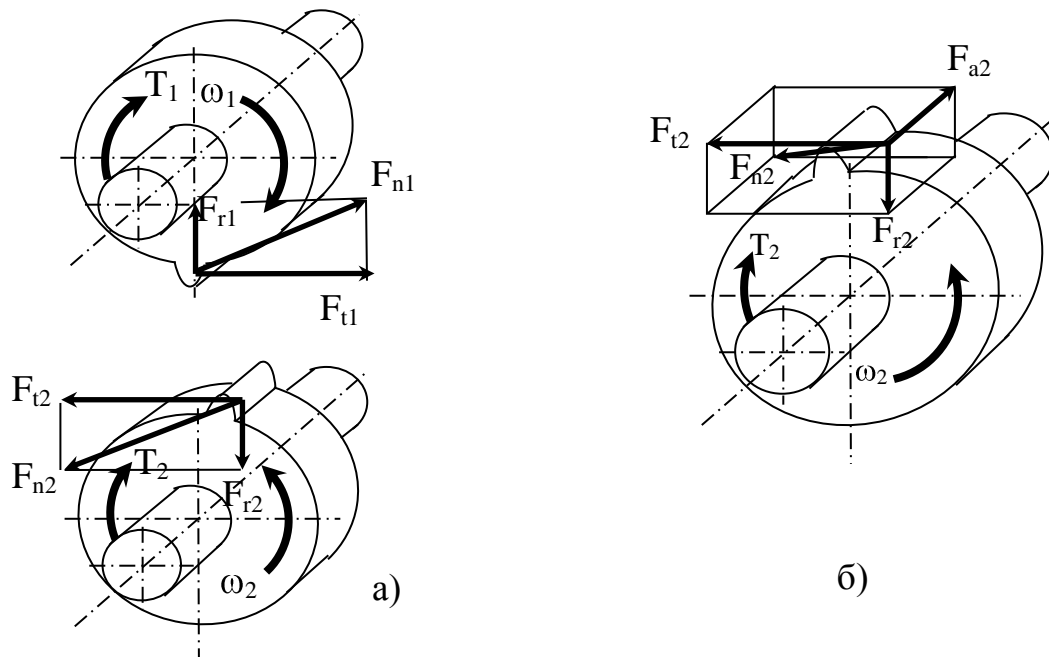


Рисунок 9 – Силы, действующие в зацеплении

Возникающие в зацеплении силы определяются из величины передаваемого вращающего момента.

Окружные силы, Н:

$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2T_2}{d_2 \cdot \eta}, \quad (25)$$

где T_1, T_2 – вращающий момент на шестерне или колесе, Н·мм;

d_1, d_2 – диаметр делительной окружности шестерни или колеса, мм;

η – КПД передачи.

Осевые силы, Н:

$$F_{a1} = F_{a2} = F_{t1} \cdot \tan \beta. \quad (26)$$

Радиальные силы, Н:

$$F_{r1} = F_{r2} = \frac{F_{t1} \cdot \tan \alpha}{\cos \beta}. \quad (27)$$

Силы нормального давления, Н:

$$F_{n1} = F_{n2} = \frac{F_{t1}}{\cos \alpha \cdot \cos \beta}, \quad (28)$$

где $\alpha = 20$ градусов,

β – значение угла наклона зубьев, в градусах.

Силы, действующие на валы, передаются на корпус через подшипники качения. В рассматриваемом редукторе могут использоваться радиальные шарикоподшипники, либо радиально-упорные шарикоподшипники или роликоподшипники конические, которые воспринимают не только радиальную, но и существенную осевую нагрузку.

На торец кольца подшипников, выпускаемых на шарикоподшипниковых заводах России, обычно наносят маркировку в виде ряда цифр и букв, которые при расшифровке принято считать справа налево:

а) на маркировке две первые цифры справа обозначают внутренний диаметр d подшипника. Эти цифры, умноженные на 5, дают значение d (для подшипников с d от 20 до 95 мм);

б) третья цифра справа обозначает серию подшипников:

особо лёгкая серия обозначается цифрой 1;

лёгкая – 2;

средняя – 3;

тяжёлая – 4 и так далее;

в) четвёртая цифра справа указывает тип подшипника:

радиальный шариковый однорядный – 0;

шариковый двухрядный сферический – 1;

с короткими цилиндрическими роликами – 2;

роликовый двухрядный со сферическими роликами – 3;

радиально-упорный шариковый – 6;

радиально-упорный роликовый – 7 и так далее.;

г) пятая и шестая цифры справа обозначают отклонение конструкции подшипника от основного типа (например, буртик или кольцевая проточка на наружном кольце);

д) седьмая цифра справа обозначает серию подшипника по ширине;

е) цифры 2, 4, 5, 6, стоящие через тире впереди, указывают его класс точности, в порядке её понижения. Если цифра отсутствует, то подшипник класса точности 0 – нормальной точности.

Приведённая упрощённая расшифровка маркировки подшипников является далеко не исчерпывающей, так как часть цифр обычно не проставляется, а слева и справа от условного обозначения подшипника могут располагаться дополнительные знаки, характеризующие изменение материала деталей подшипника, специальные технологические требования и так далее.

Снаружи подшипники закрываются крышками торцовыми 12, 13 (их еще иногда называют накладными или привертными) (рисунок 3, рисунок 4), которые крепятся к корпусу винтами 20 или крышками врезными (закладными) (рисунок 4 г). Врезные крышки входят своими кольцевыми выступами в соответствующие канавки в отверстиях корпуса редуктора, что обеспечивает их осевую фиксацию. Крышки бывают глухими 12 и сквозными 13 (с отверстиями для выхода вала).

Корпус одновременно служит резервуаром для масла. Для контроля уровня масла предусмотрена масломерная игла 14 (рисунок 5) или фонарный маслоуказатель 14 (рисунок 7) либо другие способы контроля (трубчатый маслоуказатель, масломерные пробки и так далее). Для слива масла служит отверстие, закрываемое пробкой 15 (рисунок 5 и рисунок 7) с цилиндрической или конической резьбой. В редукторе применяется картерный способ смазки, то есть смазка зубьев осуществляется окунанием зубчатого колеса 23 тихоходной ступени; смазка подшипников происходит за счет разбрызгивания масла зубчатыми колесами.

В редукторах для защиты от загрязнения извне и предотвращения вытекания масла через зазоры между валами и сквозными крышками подшипниковые узлы

снабжаются различными уплотнительными устройствами: контактные, например, манжетные (рисунок 10, б, г) и безконтактные, например, щелевые (рисунок 10, в), лабиринтные (рисунок 10, д) и торцовые (рисунок 10, е).

На этом же рисунке цифрами обозначены:

1 – опора (подшипник качения);

2 – вал;

3 – средства защиты подшипника от излишнего залива маслом – маслоотбойные кольца (рисунок 10, а, б, в, д, е), либо мазеудерживающее кольцо (рисунок 10, г), служащее для разделения смазочных сред в подшипниковой камере (смазка пластичным материалом) и картером редуктора;

4 – подшипниковая крышка торцовая (рисунок 10, а, б, в, д, е), либо врезная (рисунок 10, г);

5 – набор прокладок для регулировки осевых люфтов подшипников;

6, 7 – крепежные изделия (болт и шайба) для крепления подшипниковых крышек;

8 – собственно уплотнительное устройство;

9 – шпонка на выходном конце вала;

10 – распорная втулка.

Резьбовые отверстия в основании корпуса (могут быть и в крышке) служат для размещения отжимных болтов 24, с помощью которых разъединяются крышка и основание редуктора. Проушины 18 с отверстиями предназначены для подъёма и транспортировки крышки и редуктора в собранном виде с помощью строп и электротали, а отверстия в нижнем поясе 19 основания редуктора – для установки фундаментных болтов, закрепляющих редуктор на раме. Плоскость разъёма редуктора и кольцевые выступы врезных крышек с целью обеспечения герметичности покрывают тонким слоем пасты «герметик», бакелитового или шеллачного лака. Прокладку в плоскости разъёма не ставят, так как это приводит к искажению цилиндрической формы отверстий под подшипники. Внутренние и наружные поверхности редуктора, необработанные поверхности зубчатых колёс,

крышек подшипников, маслоотбойные кольца окрашивают масло- и атмосферостойкой эмалью.

Даны примеры реальных эскизов вала-шестерни (рисунок 11, а) и зубчатого колеса (рисунок 11, б) с нанесенными на них основными размерами. Валы обычно выполняют ступенчатыми, что удобно в изготовлении и при сборке. Уступы валов фиксируют детали и могут воспринимать большие осевые силы.

Зубчатые колеса состоят из:

- 1) обода, несущего зубья;
- 2) ступицы, насаживаемой на вал;
- 3) диска, соединяющего обод со ступицей.

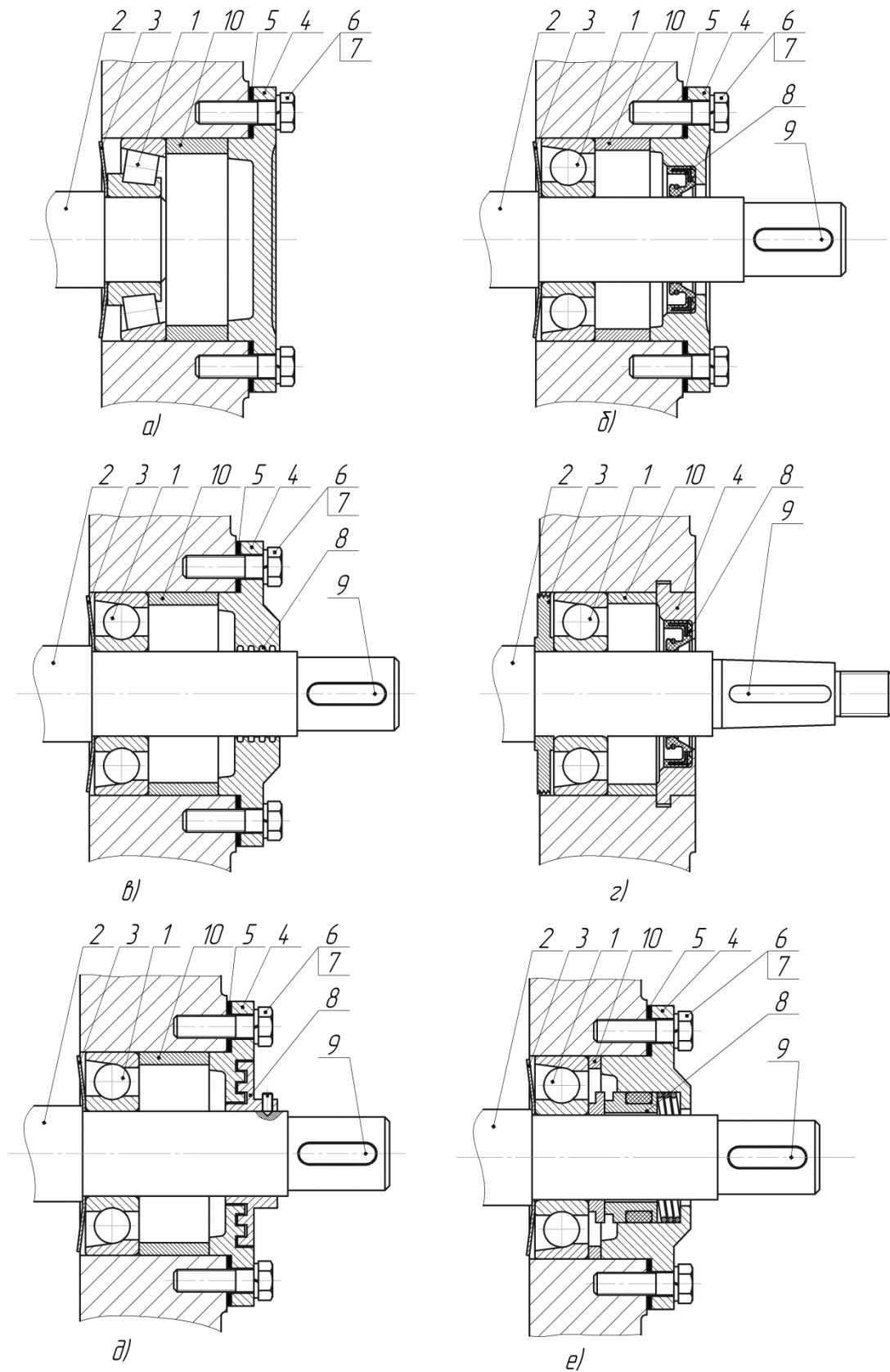


Рисунок 10 – Основные типы подшипниковых узлов и уплотнительных устройств, применяемые в современных редукторах

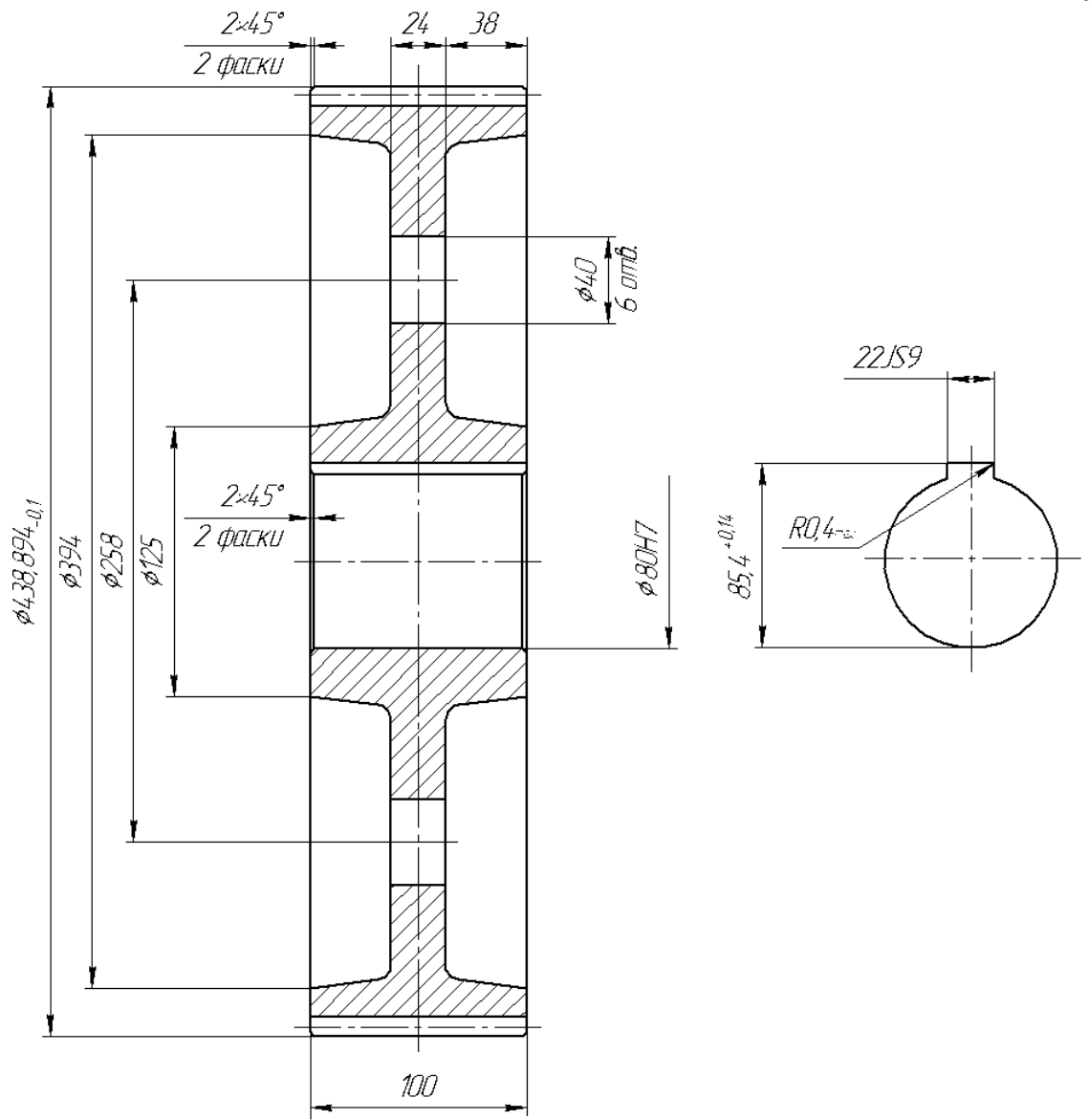
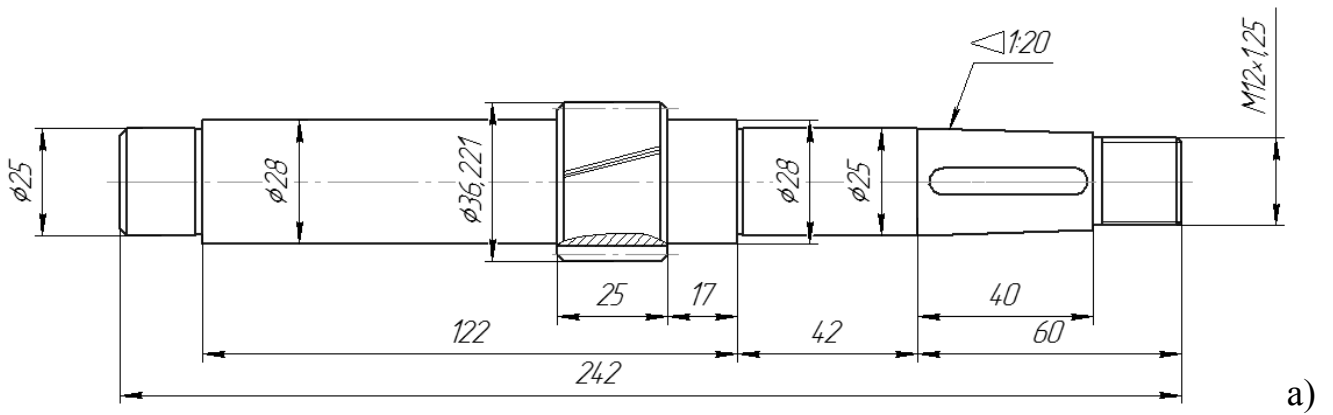


Рисунок 11 – Примеры эскизов вала-шестерни (а) и зубчатого колеса (б)

5 Порядок выполнения работы

5.1 Разборка редуктора

Разборка редуктора (рисунок 7 и рисунок 8) производится в следующей последовательности:

- 1) отвинтить гайки 4 и вынуть болты 3;
- 2) разъединить крышку и корпус при помощи отжимного болта 24 (пункты 1 и 2 выполнять, если редуктор собран);
- 3) снять крышку редуктора (отложить в сторону);
- 4) измерить штангенциркулем размеры Б, В и соответствующие диаметры валов d_{B1} , d_{B2} , d_{B3} (рисунок 8);
- 5) рассчитать межосевое расстояние быстроходной a_{WB} и тихоходной a_{WT} ступеней:

$$a_{WB} = B - \frac{d_{B1}}{2} - \frac{d_{B2}}{2}, \quad (29)$$

$$a_{WT} = B - \frac{d_{B2}}{2} - \frac{d_{B3}}{2}; \quad (30)$$

б) вынуть валы в сборе с колёсами, подшипниками и сквозными крышками подшипников (подшипники и зубчатые колёса с валов не спрессовывать, наружные кольца конических подшипников не терять).

5.2 Ознакомление с конструкцией редуктора

При разборке редуктора необходимо:

- 1) ознакомиться с его конструкцией;
- 2) выяснить назначение деталей (предлагаемые для изучения на занятиях редукторы могут конструктивно отличаться от описанного механизма в данных методических указаниях);

3) составить кинематическую схему изучаемого редуктора (см. пример рисунок 4) с соблюдением условных обозначений по ГОСТ 2.701;

4) на схеме пронумеровать валы и зубчатые колёса и проставить размеры межосевых расстояний отдельных ступеней;

5) выполнить эскизы:

а) зубчатого колеса и вала-шестерни изучаемого редуктора и проставить размеры, как на приведенном примере (рисунок 11);

б) отдельных элементов корпуса (проушина грузовая, бобышка подшипника (по указанию преподавателя));

в) уплотнений и подшипниковых узлов одного из валов изучаемого редуктора (быстроходного или тихоходного) с указанием размеров, посадок и условного обозначения подшипника, ориентируясь на его маркировку, нанесённую на торец кольца;

б) визуальным осмотром определить состояние, характер и виды повреждений зубьев зубчатых колёс, элементов подшипников качения и шпоночных соединений;

7) сделать выводы по оценке условий и сроке эксплуатации изучаемого редуктора.

5.3 Определение параметров зубчатого зацепления

В изучаемых редукторах в обеих ступенях применяют шестерни с косыми зубьями и с небольшим значением чисел зубьев (Z меньше 17). В этом случае для исключения подреза у корня зуба при нарезании шестерни применяют положительное смещение режущего инструмента, а сопряженные с ними колеса нарезают с точно таким же, но отрицательным смещением инструмента, что практически не влияет на прочность зубьев колес.

В этом случае порядок определения основных геометрических параметров зубчатых зацеплений быстроходной и тихоходной ступеней будет следующим:

1) полученные по формулам (29, 30, с. 33) межосевые расстояния обеих ступеней согласовать со стандартными значениями по ГОСТ 2185 (с. 16);

2) подсчитать числа зубьев шестерен Z_1 и Z_3 – обеих ступеней;

3) подсчитать числа зубьев зубчатых колёс быстроходной Z_2 и тихоходной Z_4 ступеней редуктора;

4) вычислить передаточное число каждой ступени:

$$u_B = \frac{Z_2}{Z_1}, \quad (31)$$

$$u_T = \frac{Z_4}{Z_3}; \quad (32)$$

5) рассчитать общее передаточное число редуктора:

$$u_\Sigma = u_B \cdot u_T; \quad (33)$$

6) измерить ширину зубчатых колёс каждой ступени b_2 и b_4 ;

7) определить коэффициенты ширин колёс для быстроходной и тихоходной ступеней:

$$\Psi_{baB} = \frac{b_2}{a_{WB}}, \quad (34)$$

$$\Psi_{baT} = \frac{b_4}{a_{WT}}; \quad (35)$$

8) замерить диаметры вершин зубьев шестерен и колес d_{a1} , d_{a2} , d_{a3} , d_{a4} (для повышения точности измерений рекомендуется каждый диаметр измерять не менее трех раз в различных местах; в качестве расчетного диаметра брать среднее арифметическое значение по трем измерениям; полученные данные занести в таблицу 1);

Таблица 1 – Результаты измерений значений (диаметров вершин зубьев шестерен и колес)

Шестерня или колесо с числом зубьев	d_a , мм первое измерение	d_a , мм второе измерение	d_a , мм третье измерение	\bar{d}_a , мм среднее значение
Z_1	$d_{a11} =$	$d_{a12} =$	$d_{a13} =$	$\bar{d}_{a1} =$
Z_2	$d_{a21} =$	$d_{a22} =$	$d_{a23} =$	$\bar{d}_{a2} =$
Z_3	$d_{a31} =$	$d_{a32} =$	$d_{a33} =$	$\bar{d}_{a3} =$
Z_4	$d_{a41} =$	$d_{a42} =$	$d_{a43} =$	$\bar{d}_{a4} =$

9) замерить диаметры впадин зубьев на колесах быстроходной и тихоходной ступеней d_{f2} и d_{f4} (измерения производить также, как и в предыдущем пункте; полученные данные занести в таблицу 2);

Таблица 2 – Результаты измерений значений (диаметров впадин зубьев колес)

Колесо с числом зубьев	d_f , мм первое измерение	d_f , мм второе измерение	d_f , мм третье измерение	\bar{d}_f , мм среднее значение
Z_2	$d_{f21} =$	$d_{f22} =$	$d_{f23} =$	$\bar{d}_{f2} =$
Z_4	$d_{f41} =$	$d_{f42} =$	$d_{f43} =$	$\bar{d}_{f4} =$

10) вычислить нормальный модуль быстроходной и тихоходной передач редуктора по формулам, мм:

$$m_{нБ} = \frac{d_{a2} - d_{f2}}{4,5}, \quad (36)$$

$$m_{нТ} = \frac{d_{a4} - d_{f4}}{4,5}; \quad (37)$$

полученные расчетом по формулам (36, 37) значения округлить по ГОСТ 9563 (с. 11);

11) рассчитать значения углов наклона зубьев (до тысячных) в быстроходной и тихоходной ступенях привода, в градусах:

$$\beta_B = \arccos \frac{Z_{\Sigma B} \cdot m_{nB}}{2 \cdot a_{WB}}, \quad (38)$$

$$\beta_T = \arccos \frac{Z_{\Sigma T} \cdot m_{nT}}{2 \cdot a_{WT}}, \quad (39)$$

где $Z_{\Sigma B}$ – суммарное число зубьев в быстроходной передаче:

$$Z_{\Sigma B} = Z_1 + Z_2; \quad (40)$$

$Z_{\Sigma T}$ – суммарное число зубьев в тихоходной передаче:

$$Z_{\Sigma T} = Z_3 + Z_4; \quad (41)$$

12) вычислить делительные диаметры шестерен и колес каждой ступени, мм:

$$d_1 = \frac{2 \cdot a_{WB}}{u_B + 1}, \quad (42)$$

$$d_2 = \frac{2 \cdot a_{WB} \cdot u_B}{u_B + 1}, \quad (43)$$

$$d_3 = \frac{2 \cdot a_{WT}}{u_T + 1}, \quad (44)$$

$$d_4 = \frac{2 \cdot a_{WT} \cdot u_T}{u_T + 1}; \quad (45)$$

13) определить диаметры вершин зубьев шестерен и колес, для случая, когда колеса выполнены без смещения, мм:

$$d_{a1}^0 = d_1 + 2 \cdot m_{нБ}, \quad (46)$$

$$d_{a2}^0 = d_2 + 2 \cdot m_{нБ}, \quad (47)$$

$$d_{a3}^0 = d_3 + 2 \cdot m_{нТ}, \quad (48)$$

$$d_{a4}^0 = d_4 + 2 \cdot m_{нТ}; \quad (49)$$

14) определить расчетные значения коэффициентов смещения в обеих ступенях редуктора отдельно для шестерни и колеса:

– быстроходная ступень:

$$x_1 = \frac{d_{a1} - d_{a1}^0 \cdot \cos \beta_B}{2 \cdot m_{нБ}}, \quad (50)$$

$$x_2 = \frac{d_{a2} - d_{a2}^0 \cdot \cos \beta_B}{2 \cdot m_{нБ}}; \quad (51)$$

– тихоходная ступень:

$$x_3 = \frac{d_{a3} - d_{a3}^0 \cdot \cos \beta_T}{2 \cdot m_{нБ}}, \quad (52)$$

$$x_4 = \frac{d_{a4} - d_{a4}^0 \cdot \cos \beta_T}{2 \cdot m_{нБ}}. \quad (53)$$

Полученные значения согласовать с рекомендуемыми значениями коэффициентов смещения. Для косозубых силовых передач редукторов рекомендуется назначать высотную коррекцию, когда положительное смещение для шестерни сочетается с точно таким же, но отрицательным смещением для колеса [5, 6]. При этом изменяются высоты головок и ножек зубьев, а делительные и

начальные диаметры так же, как и для зубчатых колес, выполненных без коррекции, совпадают.

Рекомендуемые значения коэффициентов смещения:

для шестерни $x_{1(3)} = 0,3$, а для колеса $x_{2(4)} = - 0,3$.

Расхождения с расчетными значениями, полученными по формулам (50-53) с. 38, объясняются погрешностями измерений диаметров вершин зубьев при помощи штангенциркуля. При этом значения коэффициентов воспринимаемого и уравнивающего смещений равны нулю, то есть

$$y = \Delta y = 0; \quad (54)$$

15) определить расчетные значения диаметров вершин зубьев, мм (с. 14):

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m_{нБ} \cdot h_a^* + x_1 , \quad (55)$$

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m_{нБ} \cdot h_a^* + x_2 , \quad (56)$$

$$d_{a3} = d_3 + 2 \cdot m_{нТ} \cdot h_a^* + x_3 , \quad (57)$$

$$d_{a4} = d_4 + 2 \cdot m_{нТ} \cdot h_a^* + x_4 . \quad (58)$$

Полученные по формулам (55-58) значения сравнить с измеренными;

16) определить расчетные значения диаметров впадин зубьев, мм (с. 14):

$$d_{f1} = d_1 - 2 \cdot m_{нБ} \cdot h_f^* - x_1 , \quad (59)$$

$$d_{f2} = d_2 - 2 \cdot m_{нБ} \cdot h_f^* - x_2 , \quad (60)$$

$$d_{f3} = d_3 - 2 \cdot m_{нТ} \cdot h_f^* - x_3 , \quad (61)$$

$$d_{f4} = d_4 - 2 \cdot m_{nT} \cdot h_f^* - x_4 ; \quad (62)$$

17) рассчитать окружной модуль зацепления обеих ступеней, мм:

$$m_{tБ} = \frac{d_1}{Z_1}, \quad (63)$$

$$m_{tT} = \frac{d_3}{Z_3} ; \quad (64)$$

18) рассчитать нормальный и окружной шаг зацепления каждой ступени, мм:

$$P_{nБ} = m_n \cdot \pi, \quad (65)$$

$$P_{nT} = m_n \cdot \pi, \quad (66)$$

$$P_{tБ} = \frac{m_n \cdot \pi}{\cos \beta'}, \quad (67)$$

$$P_{tT} = \frac{m_n \cdot \pi}{\cos \beta'}. \quad (68)$$

Измерить окружной шаг зацепления P_{tT} , $P_{tБ}$ обеих ступеней и сравнить их с расчётными;

19) результаты замеров и расчётов внести в таблицу Б.1 (приложение Б) сначала карандашом, а после проверки преподавателем – ручкой. Измерения параметров производить с точностью до 0,05 мм. Кроме того, необходимо обмерить колесо любой ступени с целью простановки размеров на его эскизе.

5.4 Оценка нагрузочной способности редуктора

Нагрузочной способностью редуктора принято называть предельный вращающий момент на тихоходном валу, который зависит от контактной прочности зубьев.

Основным критерием работоспособности закрытых зубчатых передач является *контактная прочность* активных поверхностей зубьев. Этот критерий

обеспечивает отсутствие *усталостного выкрашивания* рабочих поверхностей зубьев, являющегося основным видом разрушения зубьев для большинства закрытых передач. Усталостное выкрашивание возникает вследствие действия повторно-переменных контактных напряжений σ_H . Поэтому основные размеры передачи определяют из расчёта по контактным напряжениям, а затем дополнительно проверяют зубья по напряжениям изгиба.

Контактные напряжения поверхностей зубьев передач (получены из формулы Герца), МПа:

$$\sigma_H = \frac{C}{a_w \cdot u} \frac{\sqrt{T_2 \cdot K_H \cdot u \pm 1^3}}{b_2} \leq \sigma_H, \quad (69)$$

где a_w – межосевое расстояние, мм;

C – коэффициент учитывающий механические свойства материала зубчатых колёс, форму сопряжённых зубьев в полюсе зацепления и суммарную длину контактных линий; для стальных колёс с углом зацепления α равным 20° :

$C = 310$ – для прямозубых передач;

$C = 270$ – для косозубых передач;

T_2 – вращающий момент на колесе, Н·мм;

K_H – коэффициент нагрузки (для предварительных расчётов можно принимать равным от 1,1 до 1,4);

u – передаточное число ступени;

b_2 – ширина венца колеса, мм.

Выражая в этой формуле величину b_2 через a_w с помощью коэффициента ширины зубчатого венца (формула 24, с. 16)

$$\Psi_{ba} = b_2 / a_w,$$

получим формулу для проектного расчёта:

$$a_W \geq u \pm 1 \cdot \sqrt[3]{\frac{C}{\sigma_H \cdot u} \cdot \frac{T_2 \cdot K_H}{\Psi_{ba}}}, \quad (70)$$

где $\Psi_{ba} = 0,125 \dots 0,25$ для прямозубых передач,

$\Psi_{ba} = 0,315 \dots 0,4$ для косозубых передач.

Знак «плюс» применяем для внешнего зацепления, а знак «минус» – для внутреннего зацепления.

После проведённых замеров требуемых параметров исследуемого редуктора оцениваем нагрузочную способность каждой ступени редуктора при известном межосевом расстоянии a_W и передаточном отношении u быстроходной и тихоходной ступеней для заданного преподавателем материала колес.

Номинальный крутящий момент на валу, обусловленный контактной прочностью зубьев колёс (для передач с внешним зацеплением):

$$T_2 \leq \frac{a_W^3 \cdot \Psi_{ba} \cdot 10^{-3}}{u + 1 \cdot \sqrt[3]{\frac{C}{\sigma_H \cdot u} \cdot K_H}}, \quad (71)$$

где σ_H – допускаемое контактное напряжение для материала колеса, как менее прочного, МПа:

$$\sigma_H = \frac{\sigma_{H \lim b} \cdot Z_R \cdot Z_N}{S_H}, \quad (72)$$

где $\sigma_{H \lim b}$ – предел контактной выносливости при базовом числе циклов перемены напряжений, который для углеродистых и легированных сталей находится в зависимости от вида термообработки и твердости активных поверхностей зубьев колес, МПа:

$$\sigma_{H \lim b} = 2 \cdot HB_{min} + 70 \text{ при } HB \leq 350, \quad (73)$$

где Z_N – коэффициент долговечности, для редукторостроения $Z_N = 1$.

Z_R – коэффициент, учитывающий влияние шероховатости поверхностей зубьев на контактную прочность, $Z_R = 0,9 \dots 1$;

S_H – коэффициент безопасности, $S_H = 1,1 \dots 1,2$;

HB_{min} – минимальная твёрдость по Бринеллю рабочей поверхности зубьев колёс (таблица 3), (например, для материала зубчатого колеса – сталь 45 ГОСТ 1050 после термообработки – улучшение $HB_{min} = 235$).

Мощность на тихоходном валу редуктора определяется по формуле, Вт:

$$P_3 = T_3 \cdot \omega_3, \quad (74)$$

где T_3 – вращающий момент на выходном валу, определяется по формуле (71, с.42);

ω_3 – угловая скорость этого же вала, рад/с:

$$\omega_3 = \frac{\omega_1}{u_\Sigma}, \quad (75)$$

где ω_1 – угловая скорость быстроходного вала редуктора, принимается равной 150 рад/с (или n равной 1433 об/мин);

u_Σ – общее передаточное число редуктора.

Тогда окончательно значение мощности на тихоходном валу (в киловаттах) равно:

$$P_3 = \frac{T_3 \cdot \omega_1}{10^3 \cdot u_\Sigma}. \quad (76)$$

Результаты расчётов по формулам (71) и (76) внести в таблицу Б.1 (приложение Б).

Таблица 3 – Механические свойства сталей¹

Марка стали	Диаметр заготовки, мм	Предел прочности σ_B Н/мм ²	Предел текучести σ_T Н/мм ²	Твердость НВ (средняя)	Термообработка
45	100–500	570	200	190	Нормализация
45	До 90	780	440	230	Улучшение
45	90–120	730	390	210	Улучшение
45	Св. 130	690	340	200	Улучшение
30ХГС	До 140	1020	840	260	Улучшение
30ХГС	Св. 140	930	740	250	Улучшение
40Х	До 120	930	690	270	Улучшение
	120–160	880	590	260	
	Св. 160	830	540	245	
40ХН	До 150	930	690	280	
	140–180	880	590	265	
	Св. 180	835	640	250	
40Л	Любой	520	290	160	Нормализация
45Л	Любой	540	310	180	Нормализация
35ГЛ	Любой	590	340	190	Улучшение
35ГСЛ	Любой	790	590	220	Улучшение

5.5 Сборка редуктора

Сборка редуктора производится в последовательности, обратной разборке. После выполнения работы редуктор представить для проверки комплектности преподавателю.

¹ Материалы, термообработка колеса и шестерни задаются преподавателем.

6 Вопросы из фонда тестовых заданий для контроля знаний²

- 1 Отдушина в цилиндрическом двухступенчатом редукторе предназначена для..
- 2 Укажите способы смазки подшипниковых узлов в редукторе.
- 3 Передаточное число зубчатой передачи – это...
- 4 Отжимной винт в редукторе предназначен для...
- 5 Призматические шпонки в редукторе предназначены для...
- 6 Штифты в корпусе редуктора предназначены для...
- 7 В цилиндрическом косозубом зацеплении действуют следующие составляющие силы нормального давления...
- 8 Диаметр вершин зубьев шестерни определяется по формуле...
- 9 Делительный диаметр косозубой шестерни определяется по формуле...
- 10 Диаметр впадин зубьев шестерни определяется по формуле...
- 11 Мазеудерживающие кольца предназначены для...
- 12 Основной геометрический параметр зубчатого цилиндрического зацепления...
- 13 Допускаемые контактные напряжения для материала зубчатых колес зависят, главным образом, от...
- 14 На величину допускаемых контактных напряжений оказывают влияние...
- 15 Для зубчатого цилиндрического эвольвентного зацепления стандартизованы следующие параметры...
- 16 Основными деталями зубчатой цилиндрической передачи являются...
- 17 Главным параметром зацепления зубчатой передачи является...
- 18 Мощность имеет большее значение...
- 19 Ось от вала отличается тем, что...
- 20 Размеры поперечного сечения призматических шпонок выбирают в зависимости...
- 21 Плоскость разъёма основания и крышки корпуса уплотняют...
- 22 Уплотнительные устройства подшипниковых узлов редукторов необходимы для...

² Вопросы приведены из фонда тестовых заданий [7].

- 23 Редуктор предназначен для...
- 24 Твердость активных поверхностей зубьев шестерни больше...
- 25 В основу расчета закрытых цилиндрических эвольвентных передач положено условие...
- 26 Стандартное эвольвентное зацепление цилиндрических зубчатых колес с числами зубьев Z_1 и Z_2 , и с нормальным делительным шагом P_n .
- 27 Нормальный модуль зацепления m_n равен...
- 28 Зубчатые колеса с числами зубьев Z_1 и Z_2 , и модулем зацепления m_n , образуют передачу. Передаточное число u определяют так...
- 29 Диапазон коэффициента безопасности S_H для расчета на контактную прочность зубчатых передач равен...
- 30 На нагрузочную способность по контактным напряжениям цилиндрической эвольвентной передачи редуктора влияют следующие параметры...
- 31 С увеличением межосевого расстояния цилиндрической эвольвентной передачи, при прочих равных условиях, нагрузочная способность редуктора...
- 32 С уменьшением ширины зубчатого венца цилиндрической эвольвентной передачи, при прочих равных условиях, нагрузочная способность редуктора...
- 33 С увеличением твердости активных поверхностей зубьев зубчатых колес, при прочих равных условиях, нагрузочная способность редуктора...
- 34 Для снижения контактных напряжений в зубчатой передаче необходимо...
- 35 Нагрузочная способность зубчатой передачи, оценивается...
- 36 Проектный расчет закрытых цилиндрических эвольвентных зубчатых передач редукторов производят...
- 37 Межосевое расстояние a_w для прямозубых колес без смещения исходного контура с числами зубьев Z_1 , Z_2 и модулем m равно...
- 38 Дайте определение модулю зацепления...
- 39 Подшипник с обозначением 7206 является коническим роликоподшипником...
- 40 Диаметр внутреннего кольца конического роликоподшипника с обозначением 7208 равен...

- 41 КПД зубчатого цилиндрического редуктора определяется...
- 42 *Редуктор* – это механизм, состоящий из одной или нескольких передач зацеплением, который предназначен для...
- 43 *Мультипликатор* – это механизм, состоящий из одной или нескольких передач зацеплением, который предназначен для...
- 44 Редукторы классифицируются по следующим признакам...
- 45 Основными внешними характеристиками редукторов являются...
- 46 Нагрузочная способность цилиндрического двухступенчатого редуктора зависит от значений...
- 47 С увеличением твердости активных поверхностей зубчатых колес цилиндрических передач нагрузочная способность редуктора...
- 48 С увеличением твердости активных поверхностей зубчатых колес цилиндрических передач межосевое расстояние и ширина венцов уменьшились в 1,5 раза, то масса передачи изменится...

7 Вопросы для самопроверки

- 1 Назначение отдушины в редукторе.
- 2 Какой способ смазки подшипников в редукторе?
- 3 Что называется передаточным числом зубчатой передачи?
- 4 Назначение отжимного винта в редукторе.
- 5 Назначение призматических шпонок в редукторе.
- 6 Назначение штифтов в корпусе редуктора.
- 7 Какие составляющие нормальной силы действуют в косозубом зацеплении?
- 8 Как определяется делительный диаметр косозубого колеса?
- 9 В каких случаях устанавливаются магнеудерживающие кольца?
- 10 Назовите основной геометрический параметр зацепления.
- 11 От чего зависят допускаемые контактные напряжения для материала зубчатых колёс?
- 12 Какие параметры зубчатого зацепления стандартизованы?
- 13 На каком валу редуктора мощность больше?
- 14 По какому основному признаку отличают ось от вала?
- 15 Как выбирают размеры поперечного сечения шпонок?
- 16 Как уплотняется плоскость разъёма корпуса?
- 17 Почему твёрдость поверхности зубьев шестерни принимают больше твёрдости зубьев колеса?
- 18 Какие параметры и как влияют на нагрузочную способность зубчатого зацепления?
- 19 Какое условие прочности положено в основу проектного расчёта закрытых зубчатых передач?
- 20 Дайте определение модуля зацепления.
- 21 Дайте характеристику подшипника с обозначением 7306 .
- 22 Чем определяется КПД редуктора?
- 23 Что такое редуктор, его назначение, в чем отличие от мультипликатора?
- 24 Классификация цилиндрических редукторов.
- 25 Что такое нагрузочная способность редуктора?

Список использованных источников

- 1 ГОСТ 2185-66. Передачи зубчатые цилиндрические. Основные параметры. – Взамен ГОСТ 2185-55. – Введ. 1968-01-01. – М.: Изд-во стандартов, 1994. – 4 с.
- 2 ГОСТ 9563-60. Колеса зубчатые. Модули. – Введ. 1962-01-07. – М.: Изд-во стандартов, 1994. – 5 с.
- 3 ГОСТ 13755-81. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные. Исходный контур. – Взамен ГОСТ 13755-68. – Введ. 1981-07-01. – М.: Изд-во стандартов, 1981. – 7 с.
- 4 ГОСТ Р 50891-96. Редукторы общемашиностроительного применения. Общие технические условия. – Введ. 1997-07-01. – М.: Изд-во стандартов, 1996. – 27 с.
- 5 Куклин, Н.Г. Детали машин: учебник / Н.Г. Куклин, Г.С. Куклина, В.К. Житков. – 9-е изд., перераб. и доп. – М.: КУРС: НИЦ ИНФРА-М, 2015. – 512 с.: ил. – ISBN 978-5-905554-84-1.
Режим доступа: znanium.com/bookread2.php?book=496882 [12.09.2016].
- 6 Гулиа, Н. В. Детали машин: учебник / Н. В. Гулиа, В. Г. Клоков, С. А. Юрков; под общ. ред. Н. В. Гулиа. – 3-е изд., стер. – Санкт-Петербург : Лань, 2013. – 416 с. : ил. – (Учебники для вузов. Специальная литература). – Прил.: с. 402-410. – Библиогр.: с. 411. – ISBN 978-5-8114-1091-0.
- 7 Детали машин и основы конструирования. Фонд тестовых заданий к лабораторному практикуму. Специальность 190109.65 – Наземные транспортно-технологические средства. Направления подготовки: 151900.62 – Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств; 190600.62 – Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов / Ю.А. Чирков, С.Ю. Решетов. – Оренбург: ОГУ, 2014. – 31 с. (Зарегистрировано в УСИТО ОГУ № 1712 (ФГОС) от 17 апреля 2014.)

Приложение А
(обязательное)

Отчёт по лабораторной работе

Содержание бланка отчёта

Лабораторная работа

**«Изучение конструкции и оценка нагрузочной способности
цилиндрического двухступенчатого редуктора»**

студент
группа
проверил

дата выполнения

1. Цель работы.
2. Кинематическая схема редуктора (1/3 листа).
3. Эскизы:
 - а) колесо зубчатое (1/3 листа);
 - б) шестерня (1/3 листа);
 - в) подшипниковые узлы с уплотнением валов (1/2 листа);
 - г) отдельные элементы корпуса (по указанию преподавателя) (1/2 листа).
4. Характеристика зацепления (таблица 4, приложение Б) (1 лист).

5 – вид занятия: лабораторный практикум (УИРС);
1 – характеристика тем: конструкторская;
16 – год выполнения: 2016 г.

Последние три цифры номера зачетной книжки
О – отчет по работе

Шифр направления подготовки

ОГУ ХХ.ХХ.ХХ. 5116. ННН. О

Из м	Лист	№ документа	Подпись	Дата
Разраб.		Фамилия И.О.		
Пров.		Фамилия И.О.		
Т. контр.				
Н. контр.				
Утвердил				

Изучение конструкции, регулировка и оценка нагрузочной способности цилиндрического двухступенчатого редуктора

Лит	Лист	Листов
К	1	4
Шифр группы		

Приложение Б (обязательное)

Таблица Б.1 – Основные параметры редуктора

Параметры редуктора	Обозначение и единица измерения	Формула или вид измерения	Значение параметров		Примечание
			1 ступень	2 ступень	
Параметры, полученные измерением:					
Межосевое расстояние (согласовать с ГОСТ)					
Диаметр вершин зубьев шестерни	$d_{a1}(\overline{d_{a3}})$, мм	измерить			
Диаметр вершин зубьев колеса	$d_{a2}(\overline{d_{a4}})$, мм	измерить			
Диаметр впадин зубьев колеса	$d_{f2}(\overline{d_{f4}})$, мм	измерить			
Ширина колеса	$b_2(\overline{b_4})$, мм	измерить			
Параметры, полученные расчетом:					
Передаточное число ступени (согласовать с ГОСТ)	$u_B(u_T)$	формулы (31, 32, с.15)			
Общее передаточное число редуктора	u_Σ	формула (33, с.15)			
Коэффициент ширины колеса	$\psi_{baB}(\psi_{baT})$	формулы (34, 35 с.35)			
Модуль нормальный (согласовать с ГОСТ)	$m_{nB}(\overline{m_{nT}})$, мм	формулы (36-37, с.36)			
Угол наклона зуба	$\beta_B(\beta_T)$, град.	формулы (38-39, с.37)			
Делительный диаметр шестерни	$d_1(d_3)$, мм	формулы (42,44, с.37)			
Делительный диаметр колеса	$d_2(d_4)$, мм	формулы (43,45, с.37)			

Продолжение таблицы Б.1

Параметры редуктора	Обозначение и единица измерения	Формула	Значение параметров		Примечание
			1 ступень	2 ступень	
Диаметры вершин зубьев шестерен, если бы шестерни были выполнены без смещения	$d_{a1}^0, (d_{a3}^0), \text{мм}$	формулы (46,48, с.38)			
Диаметры вершин зубьев колес, если бы колеса были выполнены без смещения	$d_{a2}^0, (d_{a4}^0), \text{мм}$	формулы (47,49, с.38)			
Расчетные коэффициенты смещения для шестерен	$x_1 (x_3)$	формулы (50,52, с.38)			
Расчетные коэффициенты смещения для колес	$x_2 (x_4)$	формулы (51,53, с.38)			
Расчетные значения диаметров вершин зубьев шестерни	$d_{a1} (d_{a3}), \text{мм}$	формулы (55,57, с.39)			
Расчетные значения диаметров вершин зубьев колеса	$d_{a2} (d_{a4}), \text{мм}$	формулы (56,58, с.39)			
Расчетные значения диаметров впадин зубьев шестерни	$d_{f1} (d_{f3}), \text{мм}$	формулы (59,61, с.38)			
Расчетные значения диаметров впадин зубьев колеса	$d_{f2} (d_{f4}), \text{мм}$	формулы (60,62, с.39-40)			
Модуль окружной	$m_{тБ} (m_{тТ}), \text{мм}$	формулы (63,64, с.40)			
Шаг зацепления окружной (уточненный)	$P_{тБ} (P_{тТ}), \text{мм}$	формулы (67,68, с.40)			
Шаг зацепления нормальный	$P_{нБ} (P_{нТ}), \text{мм}$	формулы (65,66, с.40)			
Крутящий момент на валу	$T_2 (T_3), \text{Н}\cdot\text{м}$	формула (71, с.42)			
Мощность на тихоходном валу при угловой скорости быстроходного вала редуктора $\omega_1=150 \text{ рад/с}$	$P_3, \text{кВт}$	формула (76, с.40)			
Обозначение подшипников	–	–			

Работу выполнил _____

Работу принял _____