

**МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА
И ПРОДОВОЛЬСТВИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ**

**УО «ЖИРОВИЧСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
АГРАРНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ КОЛЛЕДЖ»**

Утверждаю
Зам. директора по учебной части
_____ В.И. Мороз

Одобрено на заседании цикловой комиссии
«Общетехнических дисциплин»
Протокол № ____ от _____ 20 ____ г
Председатель _____ Д.М. Камышкало

**МЕТОДИЧЕСКИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ
ПО ПРОЕКТИРОВАНИЮ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ
ОДНОСТУПЕНЧАТЫХ РЕДУКТОРОВ**

Разработали: Жавнерик Т.А.
Камышкало Д.М.

Жировичи 2012

ВВЕДЕНИЕ

В курсе среднего специального учебного заведения машиностроительного и приравненных к нему других профилей (в том числе и механизации сельского хозяйства) большое значение имеет предмет “Техническая механика”. Весь набор предметов общетехнического цикла (черчение, материаловедение, нормирование точности и технические измерения) должны подготовить почву к изучению этого предмета.

Специалист среднего звена технического профиля должен хорошо ориентироваться в конструкциях машин, находить связь между отдельными звеньями машины, владеть элементарными навыками по преобразованию движения звеньев механизмов и.

Курс технической механики представляет собой своеобразный гибрид из нескольких технических дисциплин высшей школы: теоретической механики, сопротивления материалов, деталей машин, элементов теории машин и механизмов.

Задача курса технической механики – дать учащимся понятие о процессе проектирования элементов машин и механизмов, включающем в себя расчет и конструирование. Сюда входят: выбор материалов отдельных деталей на основе знаний, полученных в курсе материаловедения, назначение для них термической обработки с целью получения требуемых для данной детали механических характеристик, определение допускаемых напряжений для различных видов деформаций, расчет детали на прочность и (если требуется) жесткость, конструирование детали. Конструирование деталей и механизма в целом заключается в выборе размеров, формы и других параметров, для которых не требуется расчета, или этот расчет по тем или иным причинам нецелесообразен. Конструирование производится по нормам, стандартам, рекомендациям, изучаемым в курсе деталей машин.

Для получения практических навыков в проектировании элементов машин и механизмов в курсе технической механики средних специальных учебных заведений предусматривается курсовое проектирование.

Курсовое проектирование предполагает применение и закрепление знаний, полученных при изучении курса общетехнических дисциплин (в том числе и технической механики) и получение практических навыков в выборе стандартных параметров по нормативам, ГОСТам, рекомендациям.

1. ЗАДАНИЕ НА КУРСОВОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ

В практике технических высших учебных заведений и средних специальных учебных заведений для курсового проектирования обычно задаются различные схемы приводов с одно-или многоступенчатыми редукторами и передачами гибкой связью: ременными и цепными.

Это объясняется тем, что приводы используются практически во всех областях машиностроения, независимо от профиля технического учебного заведения.

В курсе средних специальных учебных заведений обычно используются схемы с одноступенчатым цилиндрическим редуктором и ременной (в схеме перед редуктором) или цепной (в схеме после редуктора) передачами.

Задачей курсового проектирования в курсе среднего специального учебного заведения является расчет и конструирование одноступенчатого редуктора. Передача гибкой связью введена в схему, чтобы учащийся имел представление о реальном приводе и, чтобы можно было принять для редуктора стандартное передаточное отношение. При этом учащемуся важно разобраться, как влияет место расположения передачи гибкой связью на последующие размеры редуктора и его деталей при расчете.

Задание на курсовой проект отпечатывается типографским способом или на компьютере и содержит исходные данные для проектирования, условия работы привода. В задании приводится перечень вопросов, подлежащих разработке в пояснительной записке курсового проекта, и перечень листов графической части с указанием названия листа, рекомендуемого формата, масштаба.

Отдельно к заданию прилагается схема привода. Вместе со схемой выдаются формулы для расчёта дополнительных нагрузок на валы привода. Схемы заданий на курсовое проектирование приведены в приложении (приложение К).

2. ВЫБОР ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ, КИНЕМАТИЧЕСКИЙ И СИЛОВОЙ РАСЧЕТ ПРИВОДА

В этом вопросе необходимо проанализировать, сколько валов имеется в приводе, как изменяются угловые скорости валов и, соответственно, вращающие моменты на валах, при движении от вала электродвигателя к валу рабочей машины, определяются общие КПД, передаточное отношение привода, передаточные отношения отдельных ступеней привода, угловые скорости, мощности, вращающие моменты на валах привода.

Общий КПД определяется перемножением КПД отдельных ступеней привода:

$$\eta_{\text{общ}} = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3^2 \cdot \eta_4, \quad (1)$$

где η_1 – КПД открытой клиноременной передачи или КПД соединительной муфты;

η_2 – КПД закрытой зубчатой цилиндрической передачи;

η_3 – КПД пары подшипников качения;

η_4 – КПД открытой цепной передачи.

Учитывая, что шкив ременной передачи и звездочка цепной передачи посажены на вал редуктора, в предлагаемой для проектирования схеме привода, как правило, две пары подшипников качения.

Рекомендуемые значения КПД используемых при расчете учебных проектов отдельных видов передач указаны в таблице 1.

Таблица 1 – Значения КПД механических передач

Передача	КПД
Зубчатая в закрытом корпусе (редуктор):	
цилиндрическими колёсами	0,97 – 0,98
коническими колёсами	0,96 – 0,97
Зубчатая открытая	0,95 – 0,96
Червячная в закрытом корпусе при числе витков (заходов) червяка:	
$z_1=1$	0,70 – 0,75
$z_1=2$	0,80 – 0,85
$z_1=4$	0,85 – 0,95
Цепная закрытая	0,95 – 0,97
Цепная открытая	0,90 – 0,95
Ременная:	
плоским ремнём	0,96 – 0,98
клиновыми ремнями	0,95 – 0,97
Примечание. Потери на трение в опорах каждого вала (КПД пары подшипников качения) учитываются множителем 0,99 – 0,995. КПД соединительной муфты составляет 0,98.	

В схемах, где привод содержит открытую ременную передачу, и цилиндрический одноступенчатый редуктор, общий КПД привода определяется:

$$\eta_{\text{общ}} = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3^2. \quad (2)$$

В схемах, где редуктор расположен после электродвигателя, а за редуктором следует открытая цепная передача, общий КПД привода определяется по формуле 1.

Определив общий КПД можно определить требуемую мощность электродвигателя. Так, как при передаче движения от электродвигателя на вал рабочей машины мощность теряется (преодоление трения), то требуемая мощность электродвигателя будет, кВт:

$$P_{\text{тр.}} = \frac{P_3}{\eta_{\text{общ}}}. \quad (3)$$

По требуемой мощности можно выбрать электродвигатель. Но для этого надо задаться значением синхронной частоты вращения вала электродвигателя, так как наиболее часто для привода применяют асинхронные закрытые обдуваемые электродвигатели серии 4А. Как известно, эти двигатели выпускаются с синхронной частотой вращения

$$n_c = 3000 \text{ об/мин}, n_c = 1500 \text{ об/мин}, n_c = 1000 \text{ об/мин}, n_c = 750 \text{ об/мин}.$$

При выборе синхронной частоты вращения ориентируются по виду передач привода и частоте вращения выходного (рабочего) вала.

Общее передаточное число привода определяется по формуле:

$$u_{\text{общ}} = u_{\text{ред.}} \cdot u_{\text{гиб.св.}} \quad (4)$$

где $u_{\text{р.}}$ – передаточное число редуктора;

$u_{\text{гиб.св.}}$ – передаточное число ременной или цепной передачи (передачи гибкой связью).

Таблица 2 – Рекомендуемые значения передаточных чисел

Закрытые зубчатые передачи (редукторы) одноступенчатые цилиндрические и конические (ГОСТ 2185 – 66):											
1-й ряд	1,0	1,25	1,6	2,0	2,5	3,15	4,0	5,0	6,3	8,0	10,0
2-й ряд	1,12	1,4	1,8	2,24	2,8	3,55	4,5	5,6	7,1	9,0	11,2
Значения 1-го ряда следует предпочитать значениям 2-го ряда.											
Закрытые червячные передачи (редукторы) одноступенчатые для червяка с числом витков равным 1; 2; 4 (ГОСТ 2144 – 76):											
1-й ряд	8	10	12,5	16	20	25	31,5	40	50	63	80
2-й ряд	9	11,2	14	18	22,4	28	35,5	45	56	71	
Значения 1-го ряда следует предпочитать значениям 2-го ряда.											
Открытые зубчатые передачи:				3...7							
Цепные передачи:				3...6							
Ременные передачи (все типы):				2...4							
Примечание. Среднее значение передаточного числа для закрытых зубчатых передач составляет 2...6.											

При выборе синхронной частоты вращения вала электродвигателя нужно учитывать, что передаточные числа ступеней привода должны быть в пределах опти-

мальных или допустимых значений. Оптимальные значения передаточных чисел для некоторых видов передач приведены в таблице 2.

При выборе синхронной частоты вращения вала электродвигателя целесообразно предварительно прикинуть по схеме привода, каким должно быть оптимальное значение передаточного числа проектируемого привода

Например, для привода, включающего ременную передачу и одноступенчатый цилиндрический редуктор:

$$u'_{общ} = u'_{рем.} \cdot u'_{цил.} = (2 - 4) \cdot (2 - 6) = (4 - 24).$$

Общее передаточное число привода должно быть от 4 до 24 и синхронная частота вращения вала электродвигателя должна быть в пределах $n_c = u'_{общ} \cdot n_3 = (4 - 24) \cdot n_3$.

Из таблицы (приложение А) выбирается электродвигатель требуемой мощности и синхронной частоты вращения вала. При этом необходимо учитывать, что электродвигатели с синхронной частотой вращения 3000 об/мин имеют низкий рабочий ресурс, а двигатели с синхронной частотой 750 об/мин весьма металлоёмки, поэтому их нежелательно применять без особой необходимости в приводах общего назначения малой мощности. Выписывается значение мощности двигателя $P_{дв.}$, синхронной частоты вращения вала электродвигателя n_c , величину коэффициента скольжения s_n % (отставание частоты вращения вала от частоты вращения магнитного поля) и определяется фактическая частота вращения вала электродвигателя:

$$n_{дв.} = n_c \cdot (1 - s_n). \quad (5)$$

После этого определяется фактическое передаточное число (и отношение) привода:

$$u_{общ} = \frac{n_{дв.}}{n_3}. \quad (6)$$

Далее необходимо распределить общее передаточное число привода по ступеням. Рекомендуется принять для редуктора передаточное число из стандартного ряда (в пределах оптимального значения для данного вида передачи), затем определить значение передаточного числа для передачи гибкой связью:

$$u_{гиб.св.} = \frac{u_{общ}}{u_{ред.}}. \quad (7)$$

Передаточное число передачи гибкой связью (ременной или цепной) округлять до стандартного нет необходимости.

Далее определяются кинематические и силовые параметры вращения валов привода.

Определение частоты вращения валов, об/мин:

$$\begin{aligned} n_1 &= n_{дв.}; \\ n_2 &= \frac{n_1}{u_1}; \\ n_3 &= \frac{n_2}{u_2}, \end{aligned} \quad (8)$$

где u_1 и u_2 – передаточные числа передач первой и второй ступени, соответственно.

Если правильно произведены все расчеты, то значение n_3 совпадет с заданным значением n_3 в исходном задании.

Определение угловых скоростей вращения валов привода, рад/с:

$$\begin{aligned}\omega_1 &= \frac{\pi \cdot n_1}{30}; \\ \omega_2 &= \frac{\pi \cdot n_2}{30}; \\ \omega_3 &= \frac{\pi \cdot n_3}{30}.\end{aligned}\tag{9}$$

Определение мощности на валах привода.

В схемах, где первой ступенью привода является ременная передача, а второй – цилиндрический одноступенчатый редуктор, кВт:

$$\begin{aligned}P_1 &= P_{mp.}; \\ P_2 &= P_1 \cdot \eta_1 \cdot \eta_3; \\ P_3 &= P_2 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3.\end{aligned}$$

В схемах, где первой ступенью привода является цилиндрический одноступенчатый редуктор, а второй – цепная передача, кВт:

$$\begin{aligned}P_1 &= P_{mp.} \cdot \eta_1 \cdot \eta_3; \\ P_2 &= P_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3; \\ P_3 &= P_2 \cdot \eta_4.\end{aligned}\tag{10}$$

Если правильно выбраны все параметры и произведены расчеты, то значение P_3 совпадет с заданным исходным значением для проектирования.

Допускается отклонение в пределах точности вычислений, которые обычно рекомендуется округлять до тысячных долей.

Определение вращающих моментов на валах привода, Н·м:

$$\begin{aligned}T_1 &= \frac{P_1 \cdot 10^3}{\omega_1}; \\ T_2 &= \frac{P_2 \cdot 10^3}{\omega_2}; \\ T_3 &= \frac{P_3 \cdot 10^3}{\omega_3}.\end{aligned}\tag{11}$$

Все результаты кинематических расчетов заносятся в таблицу.

3. ВЫБОР МАТЕРИАЛОВ ЗУБЧАТОЙ ПАРЫ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДОПУСКАЕМЫХ НАПРЯЖЕНИЙ

Этот вопрос имеет важное значение, как в реально, так и в учебном проектировании. В том и другом случаях именно материалы рабочих звеньев и их термическая обработка, в наибольшей мере определяют габариты и массу передачи. Такие критерии передачи (редуктора), как надежность, долговечность, при выборе материалов и термообработки зубчатых (червячных) колес, жестко связаны с экономическими вопросами производства редукторов. Для изготовления зубчатых колес редукторов, как правило, используют углеродистую и легированную стали с термической обработкой нормализация или улучшение, поверхностная или объемная закалка.

В целом, при выборе материалов и термической обработки рабочей пары нужно соблюдать разумную целесообразность сочетания прочностных и экономических показателей. Улучшение вида материала и качества термической обработки влечет за собой, как правило, повышение стоимости изготовления передачи.

При выборе материалов и вида термической обработки зубчатых колес в курсовом проектировании рекомендуется пользоваться следующими рекомендациями.

Размеры рабочей пары при одном материале и термообработке напрямую зависят от заданной мощности и угловой скорости ведомого вала привода (так, как вращающий момент определяется зависимостью $T = \frac{P}{\omega}$), т.е., чем большая мощность, тем большими будут ожидаемые размеры рабочей пары и редуктора в целом. С другой стороны, большое значение имеет место, занимаемое в приводе передачей гибкой связью. Если эта передача (ременная или цепная) расположена сразу после электродвигателя (перед редуктором), то валами редуктора являются второй и третий. С удалением от двигателя угловая скорость валов уменьшается, значит, вращающий момент на валу увеличивается, соответственно заставляя увеличивать размеры рабочих звеньев (валов и зубчатых колес) и всего редуктора. $T_1 = \frac{P_1}{\omega_1}$; $T_2 = \frac{P_2}{\omega_2}$;

$$T_3 = \frac{P_3}{\omega_3}. T_3 > T_2 > T_1.$$

Если передача гибкой связью расположена в схеме привода после редуктора, то рабочими валами редуктора являются непосредственно вал электродвигателя и следующий за ним вал. Соотношение численных значений вращающих моментов остается тем же, но расчетными моментами, определяющими размеры редуктора (и зубчатой пары) будут не T_2 и T_3 , а T_1 и T_2 и размеры редуктора будут меньшими.

Увеличиваются размеры редуктора и с увеличением передаточного числа зубчатой пары. Руководствуясь вышеизложенными соображениями выбираются материалы и термическая обработка рабочих звеньев передачи.

Материалы рабочих звеньев (зубчатых колес) выбираются по таблице 3. Из таблицы выписываются основные механические показатели материала: твердость поверхности зубьев при выбранной термической обработке HB_1 и HB_2 (или HRC_1 , HRC_2), предел прочности σ_B и предел текучести σ_T . При этом нужно учитывать (смотрите таблицу 3) предполагаемые размеры заготовок зубчатых колес.

Таблица 3 – Механические свойства сталей, применяемых для изготовления зубчатых колёс

Марка стали	Диаметр заготовки, мм	Предел прочности	Предел текучести	Твёрдость <i>HV</i> (средняя)	Термообработка
45	100 – 500	570	290	190	Нормализация
45	До 90	780	440	230	Улучшение
	90 – 120	730	390	210	
	Свыше 120	690	340	200	
30ХГС	До 140	1020	840	260	
	Свыше 140	930	740	250	
40Х	До 120	930	690	270	
	120 – 160	880	590	260	
	Свыше 160	830	540	245	
40ХН	До 150	930	690	280	
	150 – 180	880	590	265	
	Свыше 180	835	540	250	
40Л	Любые размеры	520	290	160	Нормализация
45Л	Любые размеры	540	310	180	
35ГЛ	Любые размеры	590	340	190	Улучшение
35ХГСЛ	Любые размеры	790	590	220	
Марка стали			Твёрдость HRC	Термообработка	
30ХГС, 35ХМ, 40Х, 40ХН, 12ХН3А, 18Х2Н4МА, 20ХМ, 20ХГМ, 30ХГТ, 35Х, 30Х2МЮА, 38Х2Ю, 40Х, 40Х, 40ХН, 35ХМ			45—55 50—63 56—63 56—63 45—63	Закалка. Цементация, закалка. Нитроцементация. Азотирование. Поверхностная закалка с нагревом ТВЧ	

Для хорошей прирабатываемости зубьев и примерно равномерного износа колеса и шестерни рекомендуется принимать материалы и термообработку колес такими, чтобы обеспечить твердость поверхности зубьев шестерни на 20...30 единиц (по Бринеллю) больше чем твердость поверхности зубьев колеса, учитывая более тяжелые условия работы шестерни.

Расчет на прочность закрытых зубчатых передач ведется по контактными напряжениями. Допускаемые контактные напряжения $[\sigma_H]$, МПа, для выбранных материалов определяются по формуле:

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{Hlimb} \cdot K_{HL}}{[s_H]}, \quad (12)$$

где σ_{Hlimb} – предел контактной выносливости материала при базовом числе циклов нагружения зависит от вида материала (сталь углеродистая или легированная) и способа термической обработки. Зависимость для определения σ_{Hlimb} выбирается по таблице 4;

K_{HL} – коэффициент долговечности передачи, учитывает срок, на который проектируется передача. Если передача рассчитывается на длительный срок эксплуатации (число циклов нагружения каждого зуба колеса больше базового), то $K_{HL}=1$. В учебном проектировании, обычно указывается, что редуктор предназначен для длительной работы при постоянной нагрузке;

$[s_H]$ – коэффициент безопасности; для колес из нормализованной и улучшенной стали и при объемной закалке $[s_H]=1,1\dots1,2$; при поверхностном упрочнении зубьев – $[s_H]=1,2\dots1,3$.

Для прямозубых колес расчет ведется по материалу колеса, как менее прочному, а для непрямозубых (косозубых, шевронных) – по расчетным допускаемым контактным напряжениям, определяемым по формуле:

$$[\sigma_H] = 0,45 \cdot ([\sigma_{H1}] + [\sigma_{H2}]), \quad (13)$$

где $[\sigma_{H1}]$ и $[\sigma_{H2}]$ – допускаемые контактные напряжения для материалов шестерни и колеса, соответственно.

После определения $[\sigma_H]$ проверяется условие $[\sigma_H] \leq 1,23 \cdot [\sigma_{H\min}]$, где, как правило, $[\sigma_{H\min}] = [\sigma_{H2}]$.

Если это условие не выполняется, то $[\sigma_H] = 1,23 \cdot [\sigma_{H\min}]$.

Таблица 4 – Предел контактной выносливости при базовом числе циклов

Способ термохимической обработки зубьев	Средняя твердость поверхностей зубьев	Сталь	$\sigma_{H\limb}$
Нормализация или улучшение	$HB < 350$	Углеродистая и легированная	$2 HB + 70$
Объемная закалка	$HRC 38 - 50$		$18 HRC + 150$
Поверхностная закалка	$HRC 40 - 50$		$17 HRC + 200$
Цементация и нитроцементация	$HRC > 56$	Легированная	$23 HRC$
Азотирование	$HV 550 - 750$		1050

Примечание: Базовое число циклов N_{HO} определяют в зависимости от твердости стали, при твердости $HB < 200$ принимают $N_{HO} = 10^7$; при твердости $HB 200 - 500$ значение N_{HO} возрастает по линейному закону от 10^7 до $6 \cdot 10^7$.

Допускаемые напряжения изгиба $[\sigma_H]$, МПа, зубьев колес определяются по формуле:

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F\limb}}{[s_F]}, \quad (14)$$

где $\sigma_{F\limb}$ – предел выносливости (при отнулевом цикле), соответствующий базовому числу циклов, зависит от вида материала, термообработки, твердости поверхности зубьев и сердцевины, выбирается по таблице 5.

$[s_F]$ – коэффициент безопасности, определяется по формуле:

$$[s_F] = [s_F]' \cdot [s_F]'' \quad (15)$$

Первый коэффициент $[s_F]'$ учитывает нестабильность свойств материала зубчатых колес, его значения приведены в таблице 5.

Второй множитель учитывает способ получения заготовки зубчатого колеса: для поковок и штамповок $[s_F]'' = 1,0$, для проката $[s_F]'' = 1,15$, для литых заготовок $[s_F]'' = 1,3$.

Таблица 5 – Значения предела выносливости при отнулевом цикле изгиба σ_{Flimb} и коэффициента безопасности $[s_F]''$

Марка стали	Термическая или термохимическая обработка	Твёрдость зубьев		σ_{Flimb} , МПа	$[s_F]'$
		На поверхности	В сердцевине		
40, 45, 50, 40X, 40XH, 40XФА	Нормализация, улучшение	<i>HB</i> 180 – 350		1,8 <i>HB</i>	1,75
40X, 40XH, 40XФА	Объёмная закалка	<i>HRC</i> 45 – 55		500 – 550	1,8
40XH, 40XH2МА	Закалка при нагреве ТВЧ	<i>HRC</i> 48 – 58	<i>HRC</i> 25 – 35	700	1,75
20XH, 20XH2M, 12XH2, 12XH3A	Цементация	<i>HRC</i> 57 – 63	—	950	1,55
Стали, содержащие алюминий	Азотирование	<i>HV</i> 700 – 950	<i>HRC</i> 24 – 40	300+1,2· <i>HRC</i> сердцевины	1,75

Допускаемые напряжения изгиба определяются отдельно для материалов шестерни и колеса.

4. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ПЕРЕДАЧИ И ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ РАЗМЕРОВ КОЛЕС

Проектные расчеты на контактную прочность и проверочные расчеты на изгиб для прямозубых, косозубых и шевронных передач практически одинаковы, поэтому целесообразно рассматривать их все вместе, выясняя особенности расчета каждого вида передач.

Основной проектной величиной, определяемой из условия прочности, для цилиндрических зубчатых передач, является межосевое расстояние.

Формула для определения межосевого расстояния из условия контактной прочности имеет вид:

$$a_w = K_a \cdot (u + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{T \cdot 10^3 \cdot K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 \cdot u^2 \cdot \psi_{ba}}}, \quad (16)$$

где K_a – коэффициент межосевого расстояния, для прямозубых передач $K_a = 49,5$, для косозубых и шевронных $K_a = 43$;

u – передаточное число редуктора;

T – вращающий момент на ведомом валу редуктора;

$K_{H\beta}$ – коэффициент неравномерности распределения нагрузки по ширине венца, предварительное значение принимается по рекомендациям таблицы 6;

ψ_{ba} – коэффициент ширины венца колеса по межосевому расстоянию, принимается в зависимости от вида колеса из стандартного ряда (ГОСТ2185-66):

0,10; 0,125; 0,16; 0,25; 0,315; 0,40; 0,50; 0,63; 0,80; 1,0; 1,25.

Для прямозубых передач рекомендуются значения $\psi_{ba} = 0,125 \dots 0,25$, для косозубых – $\psi_{ba} = 0,25 \dots 0,4$, для шевронных – $\psi_{ba} = 0,5 \dots 1$. Для шевронных зубчатых передач рекомендуются значения $\psi_{ba} = 0,63$ и выше.

Вычисленное по формуле 16 значение межосевого расстояния округляется до стандартного по таблице 7.

Предпочтение следует отдавать первому ряду. Значения второго ряда выполняют роль резервных значений, когда к редуктору предъявляются жесткие требования к уменьшению габаритов и массы. Однако это не говорит, о каком-то запрете на использование значений из 2-го ряда.

По выбранному межосевому расстоянию принимается модуль зацепления m , мм, по рекомендации:

$$m = (0,01 \dots 0,02) \cdot a_w. \quad (17)$$

Значение модуля округляется до стандартного по таблице 7.

Здесь так же следует предпочесть первый ряд значений второму ряду.

Принимать значения $m < 1$ для силовых передач не рекомендуется. Вообще, надо обратить внимание на тот факт, что выбрав меньшее значение модуля, получается большее число зубьев и, наоборот, приняв большее значение модуля, получается при расчете меньшее количество зубьев. В первом случае зуб будет более мелким, чем во втором. Соответственно, количество зубьев в первом случае будет большим, чем во втором. При уменьшении высоты зуба и соответствующем увеличении числа зубьев колеса уменьшается шумность работы, динамичность нагрузки, но уменьшается прочность по напряжениям изгиба.

Таблица 6 – Ориентировочные значения коэффициента $K_{H\beta}$ для зубчатых передач редукторов, работающих при переменной нагрузке

Расположение зубчатых колёс относительно опор	Твёрдость HB поверхностей зубьев	
	≤ 350	> 350
Симметричное	1,00 – 1,15	1,05 – 1,25
Несимметричное	1,10 – 1,25	1,15 – 1,35
Консольное	1,20 – 1,35	1,25 – 1,45

Меньшие значения принимают для передач с отношением $\psi_{bd} = \frac{b_1}{d_1} = 0,4$; при увеличении ψ_{bd} до 0,6 для консольно расположенных колёс и ψ_{bd} до 0,8 при несимметричном расположении их следует принимать большие из указанных в таблице значений $K_{H\beta}$. При постоянной нагрузке $K_{H\beta} = 1$.

$$\psi_{bd} = \frac{b}{d_1} = 0,5 \cdot \psi_{ba} \cdot (u + 1).$$

У косозубых передач различают окружной m_t и нормальный m_n модуль. Нормальный модуль m_n должен соответствовать стандарту (табл. 7) и является исходной величиной при геометрических расчётах. Нормальный модуль m_n определяют по формуле 17.

Таблица 7 – Стандартные значения межосевого расстояния и модуля

Стандартные значения межосевого расстояния a_w , мм (ГОСТ 2185 – 66).																			
1-й ряд	40	50	63	80	100	125	160	200	250	315	400	500	630	800	1000	1250	1600	2000	2500
2-й ряд	71	90	112	140	180	224	280	355	480	560	710	900	1120	1400	1800			2240	
Стандартные значения модуля m , мм (ГОСТ 9563 – 60).																			
1-й ряд	1	1,25	2	2,5	3	4	6	8	10	12	16	20							
2-й ряд	1,375	1,75	2,25	2,75	3,5	4,5	7	9	11	14	18	22							

Для непрямозубых передач (косозубых и шевронных) предварительно задаётся угол наклона зубьев к образующей цилиндра β , град. Для косозубой передачи предварительно задаётся угол в пределах $8 \dots 18^\circ$, для шевронной передачи – $25 \dots 40^\circ$.

Далее определяется число зубьев шестерни:

для прямозубых передач
$$z_1 = \frac{2 \cdot a_w}{m \cdot (u + 1)}, \quad (18)$$

для косозубых и шевронных передач
$$z_1 = \frac{2 \cdot a_w \cdot \cos \beta}{(u + 1) \cdot m_n}, \quad (19)$$

где u – передаточное число редуктора;

$\cos \beta$ – косинус предварительно заданного угла наклона зубьев.

Определение числа зубьев колеса:

$$z_2 = z_1 \cdot u, \quad (20)$$

где u – передаточное число редуктора.

Далее уточняется угол наклона зубьев для косозубых и шевронных передач по формуле:

$$\cos \beta = 0,5 \cdot (z_1 + z_2) \cdot \frac{m_n}{a_w}. \quad (21)$$

Угол β определяем с точностью до четырёх знаков после запятой.

В дальнейших расчётах необходимо пользоваться уточнённым значением угла наклона зубьев β .

Определение основных геометрических размеров передачи.

Диаметры делительных окружностей шестерни и колеса, мм:

для прямозубых передач $d_1 = m \cdot z_1;$ (22)

$$d_2 = m \cdot z_2;$$

для косозубых и шевронных передач $d_1 = z_1 \cdot \frac{m_n}{\cos \beta};$ (23)

$$d_2 = z_2 \cdot \frac{m_n}{\cos \beta}.$$

Определение фактического межосевого расстояния a_w , мм:

$$a_w = \frac{d_1 + d_2}{2}. \quad (24)$$

Диаметры окружностей вершин зубьев шестерни и колеса, мм:

для прямозубых передач $d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m;$ (25)

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m;$$

для косозубых и шевронных передач $d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m_n;$ (26)

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m_n.$$

Диаметр окружностей впадин зубьев шестерни и колеса, мм:

для прямозубых передач $d_{f1} = d_1 - 2,5 \cdot m;$ (27)

$$d_{f2} = d_2 - 2,5 \cdot m;$$

для косозубых и шевронных передач $d_{f1} = d_1 - 2,5 \cdot m_n;$ (28)

$$d_{f2} = d_2 - 2,5 \cdot m_n.$$

Ширина венца колеса, мм:

$$b_2 = \psi_{ba} \cdot a_w. \quad (29)$$

Ширина венца шестерни, мм:

для прямозубых передач $b_1 = b_2 + (1...2) \cdot m;$ (30)

для косозубых и шевронных передач $b_1 = b_2 + (1...2) \cdot m_n.$ (31)

5. СИЛЫ В ЗАЦЕПЛЕНИИ ПЕРЕДАЧИ

В зацеплении цилиндрических зубчатых передач действуют усилия:

F_t – окружная сила, Н;

F_r – радиальная сила, Н;

F_a – осевая сила, Н.

$$F_t = \frac{2 \cdot T}{d}, \quad (32)$$

где T – вращающий момент на ведомом валу редуктора, Н·м;

d – делительный диаметр колеса, мм.

Для прямозубых передач:

$$F_r = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha, \quad (33)$$

где F_t – окружная сила в зацеплении, Н;

α – угол эвольвентного зацепления, $\alpha = 20^\circ$.

Для косозубых и шевронных передач:

$$F_r = \frac{F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta}, \quad (34)$$

где F_t – окружная сила в зацеплении, Н;

α – угол эвольвентного зацепления, $\alpha = 20^\circ$;

β – уточнённый угол наклона зубьев, град.

В косозубых передачах из-за наклона зубьев возникает осевая сила:

$$F_a = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta, \quad (35)$$

где F_t – окружная сила в зацеплении, Н;

β – уточнённый угол наклона зубьев, град.

Помимо сил в зацеплении, передающихся на валы редуктора, на последние (валы редуктора) действуют консольные нагрузки от цепной или ременной передач (усилия от натяжения) и усилие от соединительной муфты.

Усилия от натяжения ременной или цепной передач могли быть определены при расчете этих передач, но так, как они не рассчитываются в курсовом проекте среднего специального учебного заведения, то для их определения приводятся эмпирические зависимости, позволяющие вычислить их ориентировочные значения.

Формулы для определения консольных сил от открытой передачи и соединительной муфты, их направление, а также формулы для определения расстояния от точки приложения данных сил до середины ближайшей опоры приведены вместе со схемами на курсовое проектирование. При отсутствии рекомендаций, консольные силы от открытых передач определяются с учётом вращающих моментов на соответствующих валах редуктора, где установлены элементы передач.

Если вращающий момент $T \leq 25$ Н·м, то консольная сила определяется по формуле:

$$F_{\kappa} = 50 \cdot \sqrt{T}, \quad (36)$$

где T – вращающий момент на соответствующем валу редуктора, Н·м.

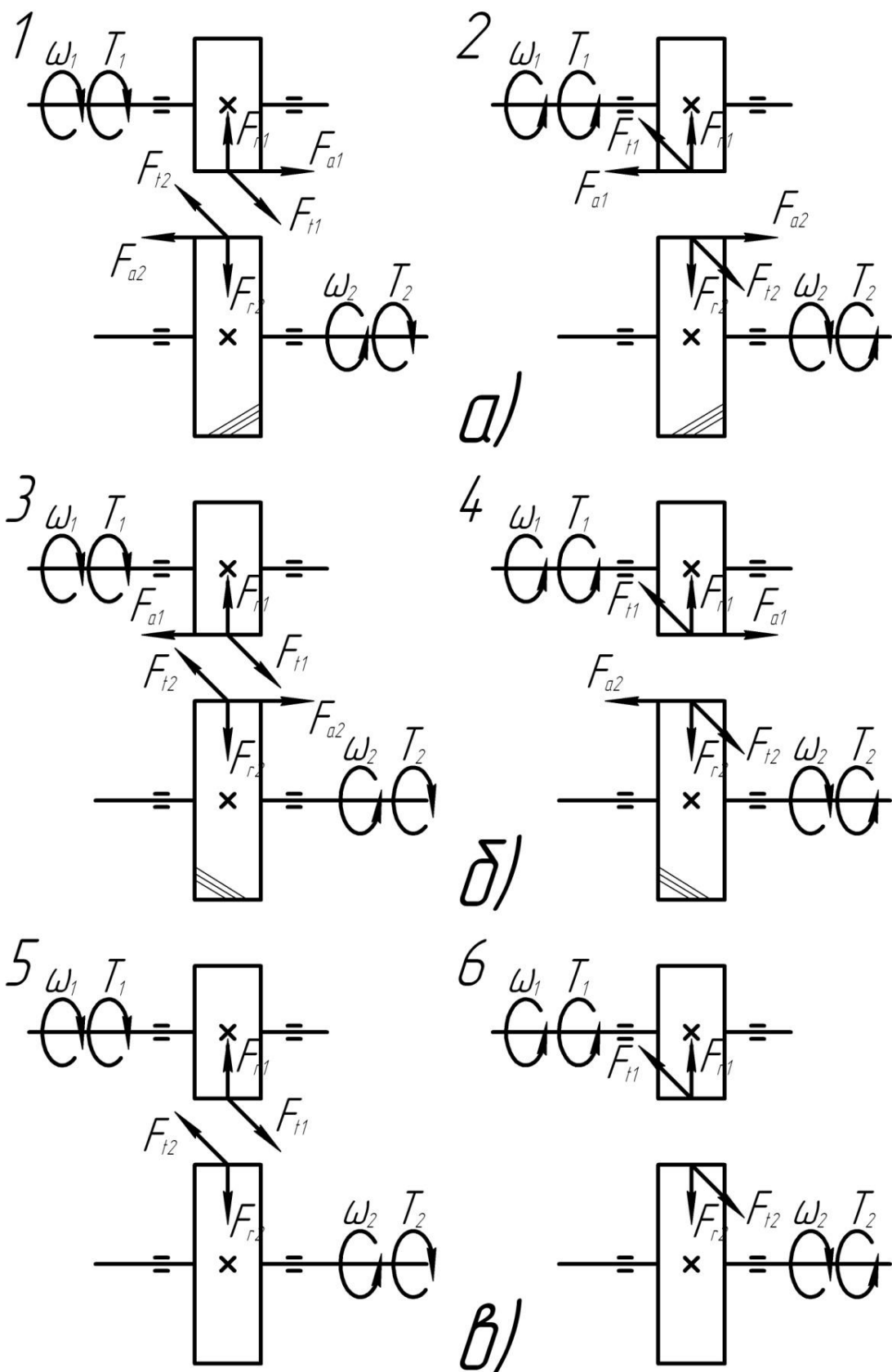


Рисунок 1. Схема сил в зацеплении.

- а) косозубая передача, направление линии зуба колеса – левое, шестерни – правое;
 б) косозубая передача, направление линии зуба колеса – правое, шестерни – левое;
 в) схема сил прямозубой и шевронной передачи;
 1, 3, 5 – вращение быстроходного вала по часовой стрелке (смотреть слева);
 2, 4, 6 – вращение быстроходного вала против часовой стрелке (смотреть слева).

Если вращающий момент $25 < T \leq 250$ Н·м, то консольная сила определяется по формуле:

$$F_{к.} = 80 \cdot \sqrt{T}, \quad (37)$$

где T – вращающий момент на соответствующем валу редуктора, Н·м.

Если вращающий момент $T > 250$ Н·м, то консольная сила определяется по формуле:

$$F_{к.} = 125 \cdot \sqrt{T}, \quad (38)$$

где T – вращающий момент на соответствующем валу редуктора, Н·м.

Направление силы от ременной передачи принимается параллельным, но противоположным радиальной силе F_r , считая ременную передачу горизонтальной.

Направление силы от цепной передачи принимается параллельным и одноименным радиальной силе F_r , считая цепную передачу горизонтальной.

Консольная нагрузка от соединительной муфты возникает от неизбежной неточности изготовления и монтажа деталей соединительной муфты и вала и вращается вместе с валом. Поэтому в расчетной схеме выбирается наиболее опасное его направление, когда оно противоположно направлению окружной силы. Значение этой силы определяется по эмпирической формуле:

$$F_{м.} = 23 \cdot \sqrt[3]{T}, \quad (39)$$

где T – вращающий момент на соответствующем валу редуктора, Н·м.

Расстояние от точки приложения силы от открытой передачи до середины ближайшего подшипника определяется по эмпирической формуле:

$$l_{к.} = 0,7 \cdot d_{г.} + 70, \quad (40)$$

где $d_{г.}$ – диаметр выходного конца соответствующего вала редуктора, мм (будет определен далее).

Расстояние от точки приложения силы от муфты до середины ближайшего подшипника определяется по эмпирической формуле:

$$l_{м.} = 0,7 \cdot d_{г.} + 70, \quad (41)$$

где $d_{г.}$ – диаметр выходного конца соответствующего вала редуктора, мм (будет определен далее).

6. ПРОВЕРКА ЗУБЬЕВ КОЛЕСА НА ПРОЧНОСТЬ ПО КОНТАКТНЫМ НАПРЯЖЕНИЯМ И НАПРЯЖЕНИЯМ ИЗГИБА

В процессе расчета были определены основные размеры зубчатых колес. Некоторые из них были округлены до стандартных параметров, другие – до целых значений. Поэтому, зная основные размеры передачи необходимо проверить спроектированную передачу на прочность по основным видам напряжений.

Предварительно определяется коэффициент ширины шестерни по диаметру делительной окружности:

$$\psi_{bd} = \frac{b_1}{d_1}, \quad (42)$$

где b_1 – ширина венца шестерни, мм;

d_1 – диаметр делительной окружности шестерни, мм.

Определяется окружная скорость и степень точности передачи.

Окружная скорость U , м/с, может быть определена через угловую скорость колеса:

$$U = \frac{\omega \cdot d}{2 \cdot 10^3}, \quad (43)$$

где ω – угловая скорость колеса, рад/с;

d – диаметр делительной окружности колеса, мм.

В зависимости от окружной скорости выбирается степень точности изготовления передачи. Для прямозубых колёс при U до 5 м/с принимается 8-я степень точности по ГОСТ 1643 – 81. Для косозубых колёс при U до 10 м/с принимается также 8-я степень точности. При U свыше 10 до 20 м/с принимается 7-я степень точности.

Расчетные контактные напряжения σ_H , МПа, при проверочном расчете определяются по формулам:

для прямозубой цилиндрической передачи:

$$\sigma_H = \frac{310}{a_w} \cdot \sqrt{\frac{T \cdot K_H \cdot (u+1)^3}{b \cdot u^2}} \leq [\sigma_H]; \quad (44)$$

для косозубой и шевронной цилиндрической передачи:

$$\sigma_H = \frac{270}{a_w} \cdot \sqrt{\frac{T_2 \cdot K_H \cdot (u_1+1)^3}{b_2 \cdot u_1^2}} \leq [\sigma_H], \quad (45)$$

где a_w – межосевое расстояние, мм;

K_H – коэффициент нагрузки;

T – вращающий момент на ведомом валу редуктора, Н·м;

u – передаточное число редуктора;

b – ширина венца зубчатого колеса, мм.

Коэффициент нагрузки определяется по формуле:

$$K_H = K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\nu}, \quad (46)$$

где $K_{H\alpha}$ – коэффициент учитывающий неравномерность распределения нагрузки между зубьями;

$K_{H\beta}$ – коэффициент неравномерности распределения нагрузки по ширине венца;

K_{Hv} – динамический коэффициент.

Для прямозубых колес принимается $K_{H\alpha} = 1,0$, для косозубых и шевронных колес коэффициент $K_{H\alpha}$ принимается в зависимости от окружной скорости и степени точности по таблице 8.

Таблица 8 – Значение коэффициента $K_{H\alpha}$ для косозубых и шевронных передач

Степень точности	Окружная скорость v , м/с				
	До 1	5	10	15	20
6	1	1,02	1,03	1,04	1,05
7	1,02	1,05	1,07	1,10	1,12
8	1,06	1,09	1,13	—	—
9	1,10	1,16	—	—	—

При проектировании закрытых зубчатых передач редукторного типа значение $K_{H\beta}$ принимается по таблице 9.

Динамический коэффициент K_{Hv} определяется в зависимости от окружной скорости и степени точности изготовления передачи по таблице 10.

Таблица 9 – Значения коэффициента $K_{H\beta}$

$\psi_{bd} = \frac{b_1}{d_1}$	Твёрдость поверхности зубьев					
	$HB \leq 350$			$HB > 350$		
	<i>I</i>	<i>II</i>	<i>III</i>	<i>I</i>	<i>II</i>	<i>III</i>
0,4	1,15	1,04	1,0	1,33	1,08	1,02
0,6	1,24	1,06	1,02	1,50	1,14	1,04
0,8	1,30	1,08	1,03	—	1,21	1,06
1,0	—	1,11	1,04	—	1,29	1,09
1,2	—	1,15	1,05	—	1,36	1,12
1,4	—	1,18	1,07	—	—	1,16
1,6	—	1,22	1,09	—	—	1,21
1,8	—	1,25	1,11	—	—	—
2,0	—	1,30	1,14	—	—	—

Примечание: Данные, приведённые в столбце *I*, относятся к передачам с консольным расположением зубчатого колеса; *II* – к передачам с несимметричным расположением колёс по отношению к опорам; *III* – к передачам с симметричным расположением.

Условие прочности выполняется, если $\sigma_H \leq [\sigma_H]$.

Недогрузка или перегрузка (определяется по знаку) может быть вычислена по формуле:

$$\Delta\sigma_H = \frac{\sigma_H - [\sigma_H]}{[\sigma_H]} \cdot 100 \% . \quad (47)$$

Если получилось отрицательное значение, то имеет место недогрузка, а если положительное – перегрузка. Допускается недогрузка передачи до 10% и перегрузка – до 5%. Если недогрузка превышает 10%, рекомендуется уменьшить ширину зубчатых колес, а если перегрузка превышает 5%, рекомендуется увеличить ширину зубчатых колес и повторить проверочный расчет. Если недогрузка или перегрузка значительно превышает указанные выше пределы, нужно искать ошибку в предыдущих расчетах.

Таблица 10 – Значение коэффициента K_{Hv}

Передача	Твёрдость <i>HV</i> поверхности зубьев	Окружная скорость U , м/с			
		до 5	10	15	20
		Степень точности			
		8	7		
Прямозубая	≤ 350	1,05	—	—	—
	> 350	1,10	—	—	—
Косозубая и шевронная	≤ 350	1,0	1,01	1,02	1,05
	> 350	1,0	1,05	1,07	1,10

Расчётные напряжения изгиба σ_F , МПа, для прямозубой цилиндрической передачи определяются по формуле:

$$\sigma_F = \frac{F_t \cdot K_F \cdot Y_F}{b \cdot m} \leq [\sigma_F], \quad (48)$$

где F_t – окружная сила в зацеплении, Н;

K_F – коэффициент нагрузки;

Y_F – коэффициент, учитывающий форму зуба;

b – ширина венца зубчатого колеса, которое будем проверять на изгиб, мм;

m – окружной модуль, мм.

Коэффициент нагрузки определяется по формуле:

$$K_F = K_{F\beta} \cdot K_{Fv}, \quad (49)$$

где $K_{F\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине зуба, определяется по таблице 11;

K_{Fv} – динамический коэффициент, определяется по таблице 12.

Коэффициент формы зуба Y_F определяется отдельно для шестерни и колеса по таблице 13.

Приняв коэффициент формы зуба, определяется отношение:

$$\frac{[\sigma_{F1}]}{Y_{F1}} \text{ МПа}; \quad \frac{[\sigma_{F2}]}{Y_{F2}} \text{ МПа.}$$

Проверяются на изгиб зубья, для которых отношение получилось меньшее.

Таблица 11 – Ориентировочные значения коэффициента $K_{F\beta}$

$\psi_{bd} = \frac{b_1}{d_1}$	Твёрдость рабочих поверхностей зубьев							
	$HB \leq 350$				$HB > 350$			
	<i>I</i>	<i>II</i>	<i>III</i>	<i>IV</i>	<i>I</i>	<i>II</i>	<i>III</i>	<i>IV</i>
0,2	1,00	1,04	1,18	1,10	1,03	1,05	1,35	1,20
0,4	1,03	1,07	1,37	1,21	1,07	1,10	1,70	1,45
0,6	1,05	1,12	1,62	1,40	1,09	1,18	—	1,72
0,8	1,08	1,17	—	1,59	1,13	1,28	—	—
1,0	1,10	1,23	—	—	1,20	1,40	—	—
1,2	1,13	1,30	—	—	1,30	1,53	—	—
1,4	1,19	1,38	—	—	1,40	—	—	—
1,6	1,25	1,45	—	—	—	—	—	—
1,8	1,32	1,53	—	—	—	—	—	—

Примечание: Данные в столбце *I* относятся к симметричному расположению зубчатых колёс относительно опор; *II* – к несимметричному; *III* – к консольному при установке валов на шариковых подшипниках; *IV* – то же, но при установке валов на роликовых подшипниках.

Таблица 12 – Ориентировочные значения коэффициента K_{Fv}

Степень точности	Твёрдость HB рабочей поверхности зубьев	Окружная скорость U м/с		
		3	3 – 8	8 – 12,5
6	≤ 350	$\frac{1}{1}$	$\frac{1,2}{1}$	$\frac{1,3}{1,1}$
	> 350	$\frac{1}{1}$	$\frac{1,15}{1}$	$\frac{1,25}{1}$
7	≤ 350	$\frac{1,15}{1}$	$\frac{1,35}{1}$	$\frac{1,45}{1,2}$
	> 350	$\frac{1,15}{1}$	$\frac{1,25}{1}$	$\frac{1,35}{1,1}$
8	≤ 350	$\frac{1,25}{1,1}$	$\frac{1,45}{1,3}$	$\frac{—}{1,4}$
	> 350	$\frac{1,25}{1,1}$	$\frac{1,35}{1,2}$	$\frac{—}{1,3}$

Примечание: В числителе указаны значения K_{Fv} для прямозубых передач, в знаменателе – для косозубых.

Таблица 13 – Значение коэффициента Y_F для зубчатых колёс, выполненных без смещения

z	17	20	25	30	40	50	60	70	80	100
Y_F	4,28	4,09	3,90	3,80	3,70	3,66	3,62	3,61	3,61	3,60

Расчётные напряжения изгиба σ_F , МПа, для косозубой и шевронной цилиндрической передачи определяем по формуле:

$$\sigma_F = \frac{F_t \cdot K_F \cdot Y_F \cdot Y_\beta \cdot K_{F\alpha}}{b \cdot m_n} \leq [\sigma_F], \quad (50)$$

где F_t – окружная сила в зацеплении, Н;

K_F – коэффициент нагрузки;

Y_F – коэффициент, учитывающий форму зуба;

Y_β – коэффициент для компенсации погрешности;

$K_{F\alpha}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между зубьями;

b – ширина венца зубчатого колеса, которое будем проверять на изгиб, мм;

m_n – нормальный модуль зацепления, мм.

Коэффициент нагрузки определяется по формуле 49 с учётом всех пояснений к ней.

Для определения коэффициента формы Y_F зуба необходимо рассчитать эквивалентное количество зубьев шестерни и колеса:

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta}; \quad (51)$$

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3 \beta}, \quad (52)$$

где z_1 и z_2 количество зубьев шестерни и колеса;

β – уточнённый угол наклона зубьев, град.

С учётом полученных значений определяется коэффициент формы зуба Y_F отдельно для шестерни и колеса по таблице 13.

Приняв коэффициент формы зуба, определяется отношение:

$$\frac{[\sigma_{F1}]}{Y_{F1}} \text{ МПа}; \quad \frac{[\sigma_{F2}]}{Y_{F2}} \text{ МПа.}$$

Проверяются на изгиб зубья, для которых отношение получилось меньше.

Коэффициент компенсации погрешности определяется по формуле:

$$Y_\beta = 1 - \frac{\beta^\circ}{140}, \quad (53)$$

где β – уточнённый угол наклона зубьев, град.

При учебном проектировании принимают $K_{F\alpha} = 0,92$.

Обычно, расчётное напряжение на изгиб σ_F значительно меньше допускаемого $[\sigma_F]$ – это допустимо, так как нагрузочная способность большинства передач ограничивается контактной прочностью.

7. ПРОЕКТИРОВОЧНЫЙ РАСЧЕТ ВАЛОВ РЕДУКТОРА

Расчет валов редуктора должен проводиться в три этапа. В начальной стадии проектирования валов неизвестны длины участков валов, поэтому невозможно выполнить проектный расчет вала на совместное действие изгиба и кручения, а именно такому сочетанию деформаций подвергаются редукторные валы. Поэтому на первом этапе расчета вал конструируется на основе определения только одного диаметра – обычно – выходного конца, из условия прочности на кручение по пониженным допускаемым напряжениям, чтобы компенсировать неучтенные напряжения изгиба. Другие диаметры вала назначают по конструктивным соображениям (условия сборки, фиксирование от осевых смещений, посадка подшипников и т. д.). Практика показала, что сконструированный таким образом вал практически соответствует валу, рассчитанному на совместное действие изгиба и кручения. В строгих расчетах рекомендуется только выполнить дополнительно проверочный расчет на усталость наиболее опасных сечений вала по коэффициентам запаса прочности. Однако этот расчет выводит объем расчетов за пределы рекомендуемого объема курсового проекта для учащихся средних специальных учебных заведений и поэтому часто методические комиссии исключают его, тем более что в абсолютном большинстве случаев коэффициент запаса прочности оказывается выше допускаемого.

Диаметр выходного конца вала, мм, (быстроходного и тихоходного) определяется по формуле:

$$d_{\text{в.}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T}{\pi \cdot [\tau_{\text{к}}]}}, \quad (54)$$

где T – вращающий момент на соответствующем валу редуктора, Н·м;

$[\tau_{\text{к}}]$ – допускаемое напряжение на кручение; для валов из сталей 40, 45, Ст6 принимаются значения $[\tau_{\text{к}}] = 15 \dots 20$ МПа.

Полученный результат округляется до ближайшего (как правило) большего значения из стандартного ряда (табл. 14).

Таблица 14 – Стандартные значения диаметров валов

10	10,5	11	11,5	12	13	14	15	16	17
18	19	20	21	22	24	25	26	28	30
32	33	34	36	38	40	42	45	48	50
52	55	60	63	65	70	75	80	85	90
95	100	105	110	120	125	130	далее через 10 мм.		

Несмотря на то, что для редукторов общего назначения рекомендуется изготавливать гладкие валы (постоянного диаметра по всей длине), в практике проектирования применяют чаще ступенчатые валы, облегчающие монтаж, посадку подшипников, зубчатых и червячных колес и других деталей.

Выходные концы валов, соединяемые муфтами, должны иметь диаметры, отличающиеся друг от друга не более чем на 20%.

Диаметр вала под подшипник, мм, определяется по формуле:

$$d_{\text{н.}} = d_{\text{в.}} + 2 \cdot t, \quad (55)$$

где $d_{в.}$ – диаметр выходного конца соответствующего вала редуктора, мм;
 t – высота буртика, мм, определяется по таблице 15.

Окончательно принимают d_n равным диаметру внутреннего кольца подшипника (приложение В, Г).

Диаметр вала под колесо (шестерню), мм, определяется по формуле:

$$d_{к.} = d_n + 2 \cdot r, \quad (56)$$

где d_n – диаметр вала под подшипник, мм;

r – координата фаски подшипника, мм, определяется по таблице 15.

Окончательно округляют $d_{к.}$ к ближайшему стандартному значению (табл. 14).

Шестерню обычно выполняют заодно с валом.

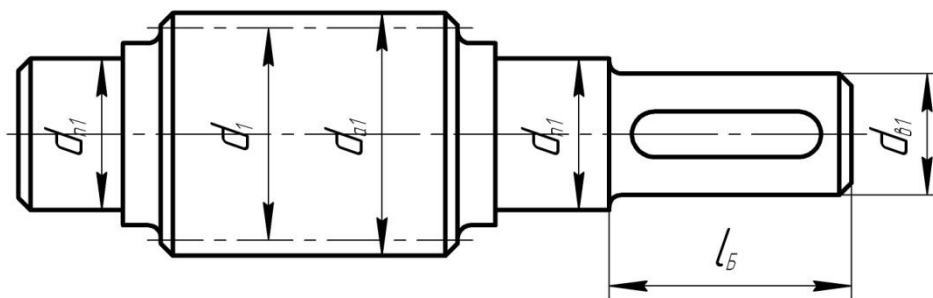


Рисунок 2. Схема ведущего вала редуктора.

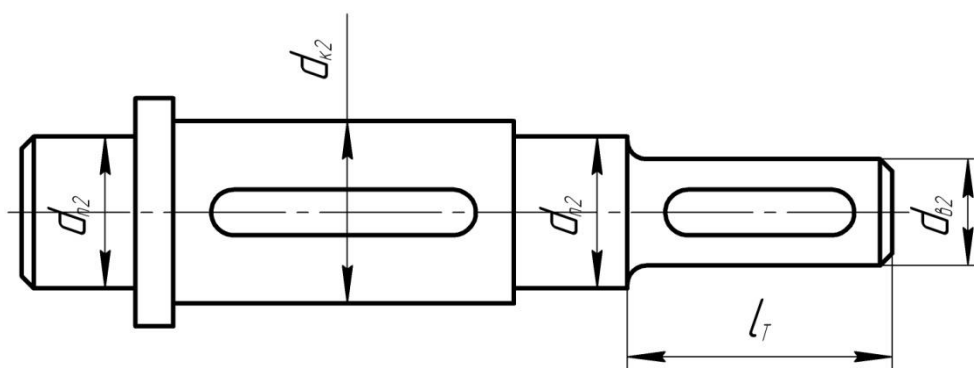


Рисунок 3. Схема ведомого вала редуктора.

В связи с тем, что в курсовом проекте не рассчитывается открытая передача и соединительная муфта, длина выходных концов валов редуктора, мм, определяется по формулам:

$$l_{в.} = 2 \cdot d_{в.1}; \quad (57)$$

$$l_{т.} = 2 \cdot d_{в.2}, \quad (58)$$

где $d_{в.1}$ и $d_{в.2}$ – диаметры выходных концов валов редуктора, мм, (ведущего и ведомого).

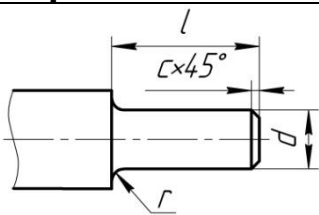
Таблица 15 – Значения высоты буртика t , величины фаски ступицы f и координаты фаски подшипника r

d	17...24	25...30	32...40	42...50	52...60	62...70	71...85
t	2,0	2,2	2,5	2,8	3,0	3,3	3,5
r	1,6	2,0	2,5	3	3,0	3,5	3,5

f	1,0	1,0	1,2	1,6	2,0	2,0	2,5
-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----

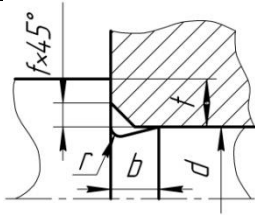
При проектировании валов редуктора, переходной участок между выходным концом и участком под подшипник, обычно, выполняется галтелью с постоянным радиусом. Галтели снижают концентрации напряжений. Величина фаски вала и радиус закругления галтели определяется по таблице 16.

Таблица 16 – Концы валов цилиндрические

														
d	20	22	25	28	32	36	40	45	50	55	60	70	80	90
r	1,6				2,0				2,5				3,0	
c	1,0				1,6				2,0				2,5	

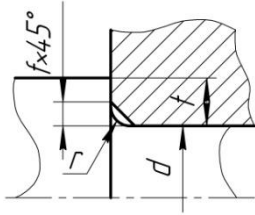
Если используется шлифование участка, предусматривается канавка для выхода шлифовального инструмента. Обычно, шлифованию подвергаются участки валов под подшипники. При этом необходимо учесть, что канавки являются концентраторами напряжений. Размеры канавки в зависимости от диаметра вала принимаются по таблице 17.

Таблица 17 – Канавки для выхода шлифовального инструмента

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

Переходные участки валов между смежными ступенями разных диаметров могут выполняться галтелью постоянного радиуса, снижающей концентрацию напряжений. Радиус закругления галтели и величина фаски ступицы определяются в зависимости от диаметра вала по таблице 18.

Таблица 18 – Галтели

				
d	20...28	32...45	50...70	80...90
r	1,6	2,0	2,5	3,0

f	2,0	2,5	3,0	4,0
-----	-----	-----	-----	-----

8. КОНСТРУКТИВНЫЕ РАЗМЕРЫ ЗУБЧАТОЙ ПАРЫ

Конструкции цилиндрических зубчатых колес представлены на рисунке 4. Зубчатое колесо состоит из обода, на котором находятся зубья; ступицы, которая насаживается на вал, и диска, объединяющего обод со ступицей.

Цилиндрические зубчатые колеса могут изготавливаться кованными, штампованными или литыми. Стальные зубчатые колеса малых диаметров обычно изготавливаются кованными. При диаметре колес до 500 мм могут быть кованными или штампованными; при больших диаметрах колеса изготавливаются литыми с диском или со спицами.

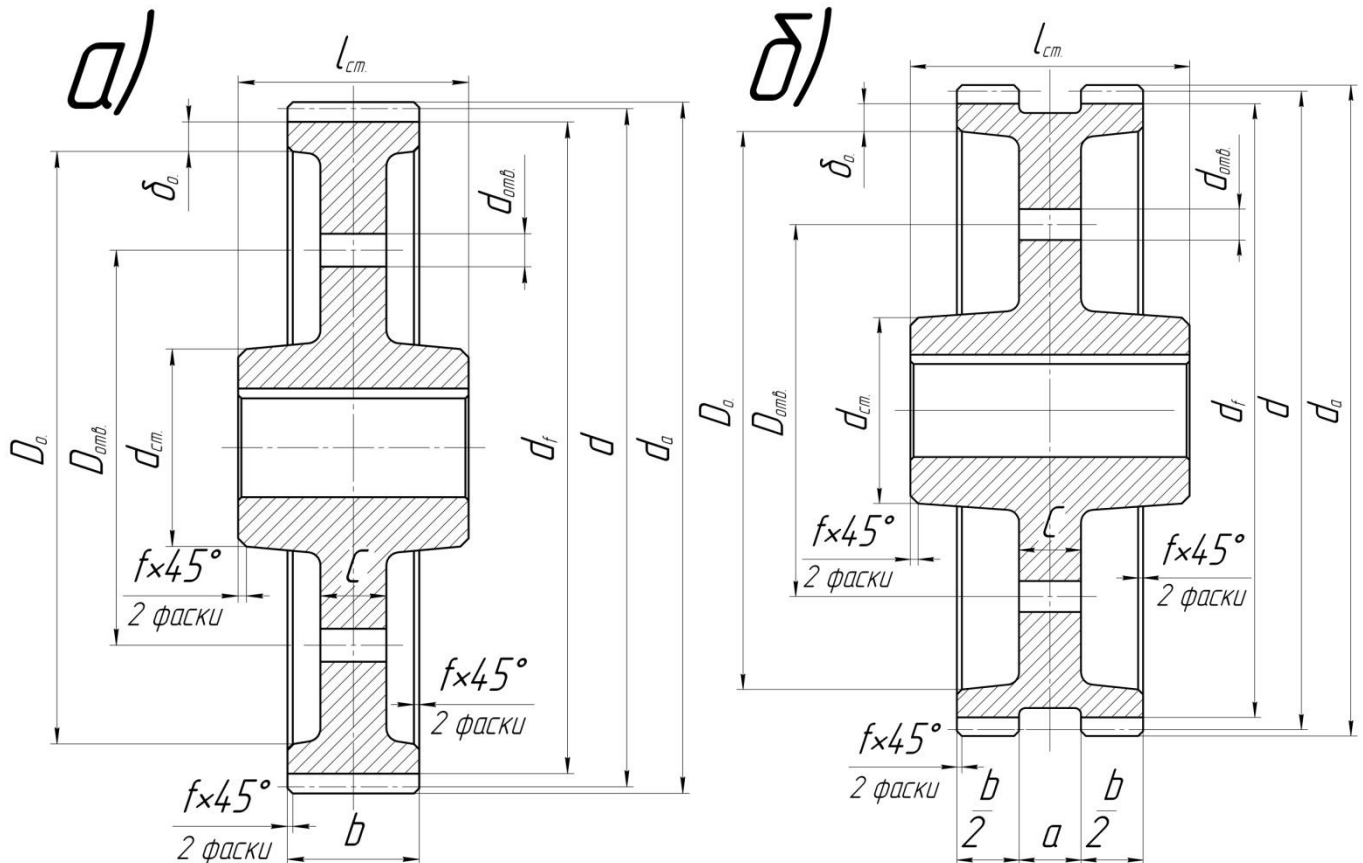


Рисунок 4. Схемы зубчатых колёс.

а) косозубого и прямозубого редуктора; б) шевронного редуктора.

Наиболее технологичны зубчатые колеса, изготовленные штамповкой. Они не требуют механической обработки нерабочих поверхностей, так как соответствуют по форме готовым колесам. Для заполнения полостей штампа разогретым металлом и выемки заготовки полость должна иметь уклон не менее 5° .

Шевронные зубчатые колёса изготавливаются с дорожкой в середине колеса или без неё. Колёса без дорожки нарезают на специальных малопроизводительных и дорогих станках, поэтому их применяют реже, чем с дорожкой. Ширина дорожки определяется по зависимости:

$$a = (10...15) \cdot m_n, \quad (59)$$

где m_n – нормальный модуль зацепления, мм.

Шестерни могут быть изготавливаться в двух вариантах: в виде насадного изделия и заодно целое с валом (так называемая вал-шестерня).

Изготовление вал-шестерни вызывается необходимостью. Она выполняется в том случае, когда минимальная толщина материала (расстояние от впадины зуба до внутренней поверхности шпоночного паза) оказывается меньше предельного значения: для цилиндрических колес $2,5 \cdot m$.

Определение основных размеров зубчатых металлических колес производится по зависимостям, приведенным в таблице 19.

Диаметры делительных окружностей d_1 и d_2 , диаметры окружностей вершин зубьев шестерни и колеса d_{a1} и d_{a2} , диаметры окружностей впадин зубьев d_{f1} и d_{f2} определены ранее, так же ранее определены ширина шестерни b_1 и колеса b_2 и диаметр вала под колесом $d_{к2}$.

Таблица 19 – Определение размеров зубчатых колёс

Параметры	Формула
Диаметр ступицы стальных колёс	$d_{cm} \approx 1,6 \cdot d_{к2}$
Длина ступицы	$l_{cm} \approx (1,2 \dots 1,5) \cdot d_{к2}$
Толщина обода цилиндрических колёс	$\delta_o = (2,5 \dots 4) \cdot m$; но не менее 8 мм
Толщина диска	$C = 0,3 \cdot b_2$
Внутренний диаметр обода	$D_o = d_{f2} - 2 \cdot \delta_o$
Диаметр центральной окружности	$D_{омв.} = 0,5 \cdot (D_o + d_{cm.})$
Диаметр отверстий	$d_{омв.} \approx \left(\frac{D_o - d_{cm.}}{4} \right)$
Примечание: на торцах зубьев выполняют фаски размером $f = (0,6 \dots 0,7) \cdot m$ с округлением до стандартного размера по таблице 20.	

При конструировании ступиц и ободов зубчатых колёс размеры фасок определяют по таблице 20.

Таблица 20 – Стандартные размеры фасок

Диаметр ступицы или обода	Свыше 20	Свыше 30	Свыше 40	Свыше 50	Свыше 80	Свыше 120	Свыше 150	Свыше 250
	до 30	до 40	до 50	до 80	до 120	до 150	до 250	до 500
f	1,0	1,2	1,6	2,0	2,5	3,0	4,0	5,0

9. КОНСТРУКТИВНЫЕ РАЗМЕРЫ КОРПУСА И КРЫШКИ РЕДУКТОРА

Корпус и крышка редуктора являются основаниями, на которых крепятся все детали и узлы. Поэтому они воспринимают все внешние нагрузки и при их конструировании нужно обеспечить им достаточную прочность и жесткость. В курсовом проектировании, как правило, корпус и крышка не рассчитываются ни на прочность, ни на жесткость, однако применяются все рекомендации, чтобы эти параметры были выполнены: толщина стенок корпуса и крышки принимаются по эмпирическим зависимостям и не должны быть меньше предельной величины (табл. 21).

Для повышения жесткости корпуса и крышки используются ребра, располагаемые у приливов под подшипники и других выступающих поверхностях. Корпус редуктора, как правило, выполняется разъемным по плоскости, проходящей через оси валов. Тогда его нижняя часть называется непосредственно корпусом (или картером), а верхняя – крышкой редуктора.

В качестве материалов для корпусных деталей редукторов обычно используется серый чугун или алюминиевые сплавы, способ изготовления – литье.

Основные размеры элементов корпусов, выполняемых литьем, приведены в таблице 21 (рис. 5, 6, 7, 8).

Для взаимного фиксирования корпуса и крышки редуктора в поясе разъема устанавливаются без зазора два конических штифта до расточки гнезд под подшипники.

Таблица 21 – Основные элементы корпуса редуктора

Параметры	Ориентировочные соотношения (размеры, мм)
Толщина стенки корпуса	$\delta = 0,025 \cdot a_w + 1 \geq 8$ мм
Толщина стенки крышки	$\delta_1 = 0,02 \cdot a_w + 1 \geq 8$ мм
Толщина верхнего пояса (фланца) корпуса	$b = 1,5 \cdot \delta$
Толщина нижнего пояса (фланца) крышки корпуса	$b_1 = 1,5 \cdot \delta_1$
Толщина нижнего пояса корпуса	$p = 2,35 \cdot \delta$
Диаметр фундаментальных болтов	$d_1 = (0,03 \dots 0,036) \cdot a_w + 12$
Диаметр болтов у подшипников	$d_2 = (0,70 \dots 0,75) \cdot d_1$
Диаметр болтов, соединяющих крышку с корпусом	$d_3 = (0,5 \dots 0,6) \cdot d_1$
Размеры определяющие положение болтов у подшипников d_2	$e = (1,0 \dots 1,2) \cdot d_2$

Перед соединением корпуса с крышкой поверхность разъема пояса смазывается спиртовым лаком для обеспечения герметичности стыка. Уплотнять разъем корпуса с крышкой прокладкой нельзя, так как она уплотнится при затяжке болтов и межосевое расстояние нарушится.

Соединение корпуса с крышкой осуществляется болтами, устанавливаемыми с шагом между их осями примерно $(10...15) \cdot d$ (d – диаметр соответствующих болтов).

Для подъема редуктора большой массы и для снятия крышки при разборке на корпусе и крышке делаются приливы с отверстиями, в виде крюков или резьбовые отверстия для установки специальных крюков.



Рисунок 5. Редуктор цилиндрический.

Для заливки масла крышке корпуса делается люк, закрываемый крышкой, или устанавливается заливная пробка.

Для контроля уровня масла в картере редуктора и для слива масла в нижней части корпуса обычно предусматриваются резьбовые отверстия под контрольную и сливную пробки. Они могут быть с цилиндрической или конической резьбой. Под цилиндрическую резьбу устанавливают уплотнительную прокладку из маслостойкой резины, кожи или мягких металлов – меди, алюминия. Под коническую пробку ставить прокладку нет необходимости. Вместо контрольной пробки могут устанавливаться различные типы маслоуказателей.

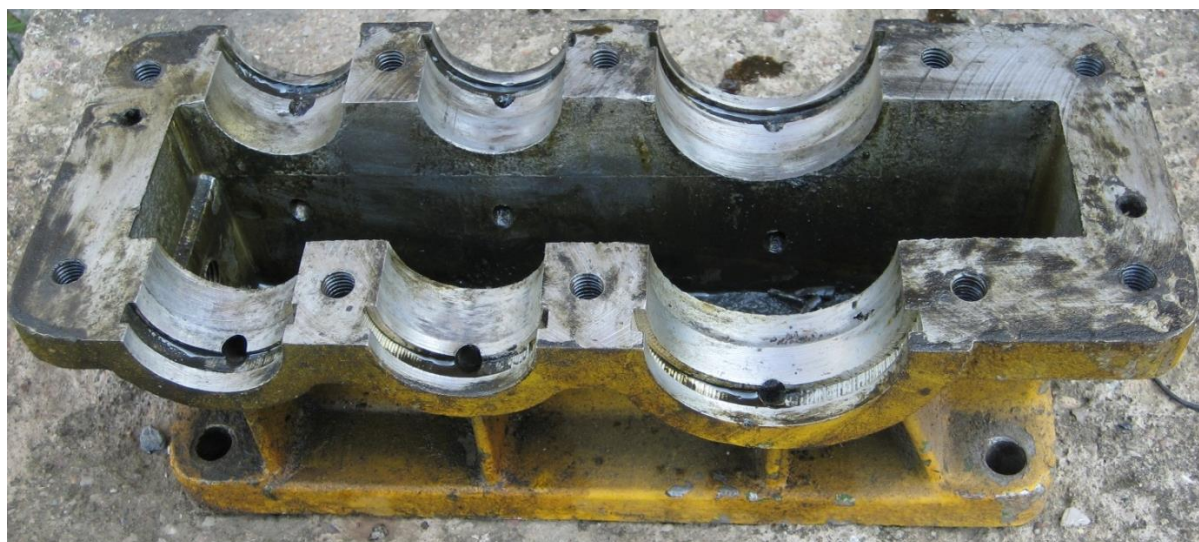


Рисунок 6. Корпус цилиндрического редуктора.

Сливные отверстия выполняются на уровне днища и даже несколько ниже его с уклоном днища в $1 - 2^\circ$ в сторону отверстия.

Часто для облегчения отделения крышки от корпуса при разборке редуктора на поясе разъема устанавливаются отжимные болты.

Для изоляции подшипников используют глухие и сквозные крышки, на винтах или врезные. В корпусах редукторов с горизонтальным разъемом предпочтительны врезные крышки (приложение Д).

Редуктор с электродвигателем, как правило, устанавливают на общей раме, литой или сварной конструкции.

Диаметры болтов определяются по зависимостям, приведенным в таблице 21. Полученные значения округляются к стандартным значениям по таблице 22 с указанием шага резьбы. При выборе шага резьбы крупный шаг следует предпочесть мелкому.

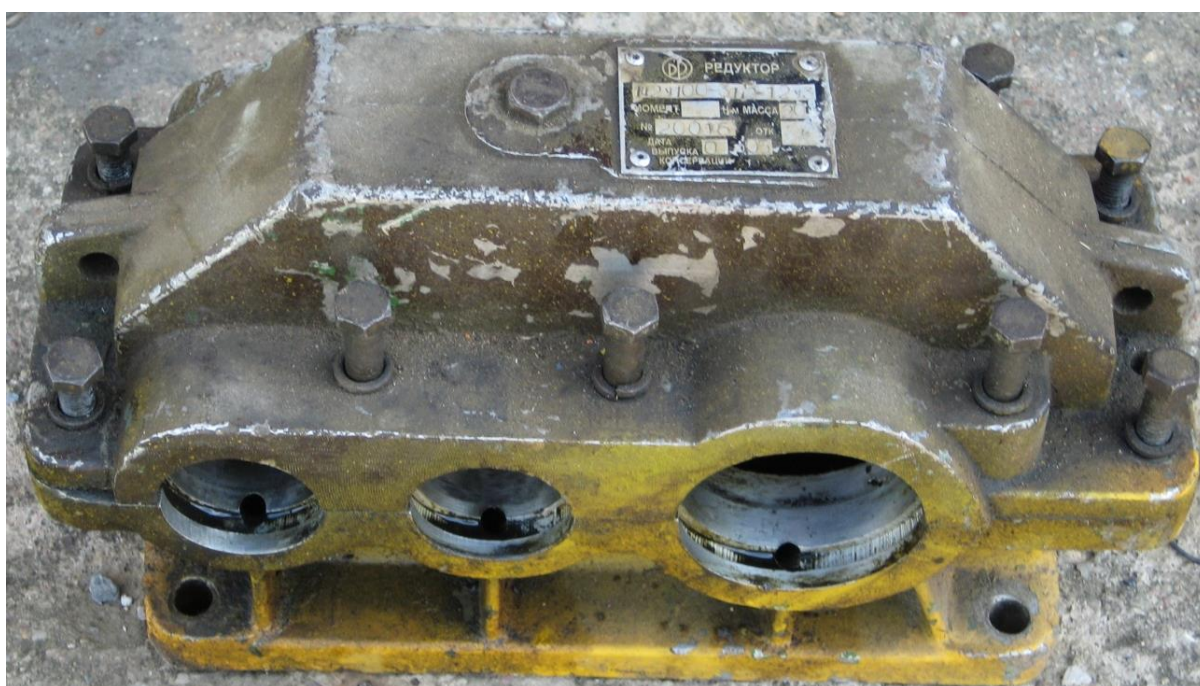


Рисунок 7. Корпус и крышка цилиндрического редуктора.

Таблица 22 – Диаметры болтов и шаг резьбы

d		6	8	10	12	14	16	18	20	24
Шаг резьбы p	Крупный	1,0	1,25	1,5	1,75	2,0	2,0	2,5	3,0	3,0
	Мелкий	–	1,0	1,25	1,25	1,5	1,5	1,5	2,0	2,0

10. ЭСКИЗНАЯ КОМПОНОВКА РЕДУКТОРА

Эскизная компоновка выполняется с целью установления длин участков валов для последующего расчета опорных реакции и подбора подшипников качения, установления их долговечности. Компоновочный чертеж вычерчивается на миллиметровой бумаге, в тонких линиях на листу формата A_3 или A_2 в одной проекции – разрез по осям валов при снятой крышке редуктора. Желательно использовать масштаб 1:1.

Вначале выбирается формат листа для выполнения эскизного чертежа. Он зависит, в основном, от межосевого расстояния редуктора. Так как длина цилиндрического редуктора больше его ширины, то длина располагается вдоль длинной стороны листа.

С левой стороны, на расстоянии 100 – 150 мм от края листа проводится вертикальная штрихпунктирная линия. Это ось ведущего вала редуктора. В эту длину (100 – 150 мм) должны уложиться половина диаметра шестерни (радиус окружности вершин зубьев) плюс зазор между шестерней и внутренней стенкой корпуса редуктора, плюс ширина пояса разъема корпуса с крышкой. На расстоянии a_w (межосевое расстояние) от первой вертикальной линии проводится другая вертикальная штрихпунктирная линия. Это ось ведомого вала редуктора. Разделив короткую сторону листа примерно пополам, проводится горизонтальная линия – продольная ось редуктора. Чертеж выполняется упрощенно, в виде прямоугольников, шестерню и колесо.

Очерчивается внутренняя стенка корпуса:

- принимается зазор между торцом шестерни и внутренней стенкой корпуса $A_1 = 1,2 \cdot \delta$, при наличии ступицы зазор берется от торца ступицы;
- принимается зазор от окружности вершин зубьев колеса до внутренней стенки корпуса $A = \delta$ – толщина стенки корпуса;
- принимается расстояние между наружным кольцом подшипника ведущего вала и внутренней стенкой корпуса $A = \delta$, если диаметр окружности вершин шестерни окажется больше наружного диаметра подшипника, то расстояние A принимается от шестерни.

Предварительно намечаются радиальные шариковые, а в тяжело нагруженных передачах – роликовые подшипники легкой серии; номера подшипников выбираются по диаметрам валов в месте посадки подшипников d_{n1} и d_{n2} .

Из таблиц (приложение В, Г) выписываются размеры и параметры подшипников: d, D, B . Где d – внутренний диаметр, D – наружный диаметр подшипника, B – ширина подшипника, C – грузоподъемность подшипника, кН, C_0 – статическая грузоподъемность подшипника, кН.

Решается вопрос о смазывании подшипников. Если подшипники смазываются пластичным материалом, то для предотвращения вытекания смазки внутрь корпуса и вымывания пластичного смазочного материала жидким маслом из зоны зацепления зубчатых колес, с внутренней стороны подшипников устанавливаются мазеудерживающие кольца. Их ширину определяет размер $y = 8...12$ мм. Пластичные смазочные материалы применяются в подшипниковых узлах при небольших окружных скоростях $U \leq 2$ м/с.

Ширину каждого фланца K и координаты оси отверстия под болт C определяются исходя из диаметра соответствующего болта по таблице 23.

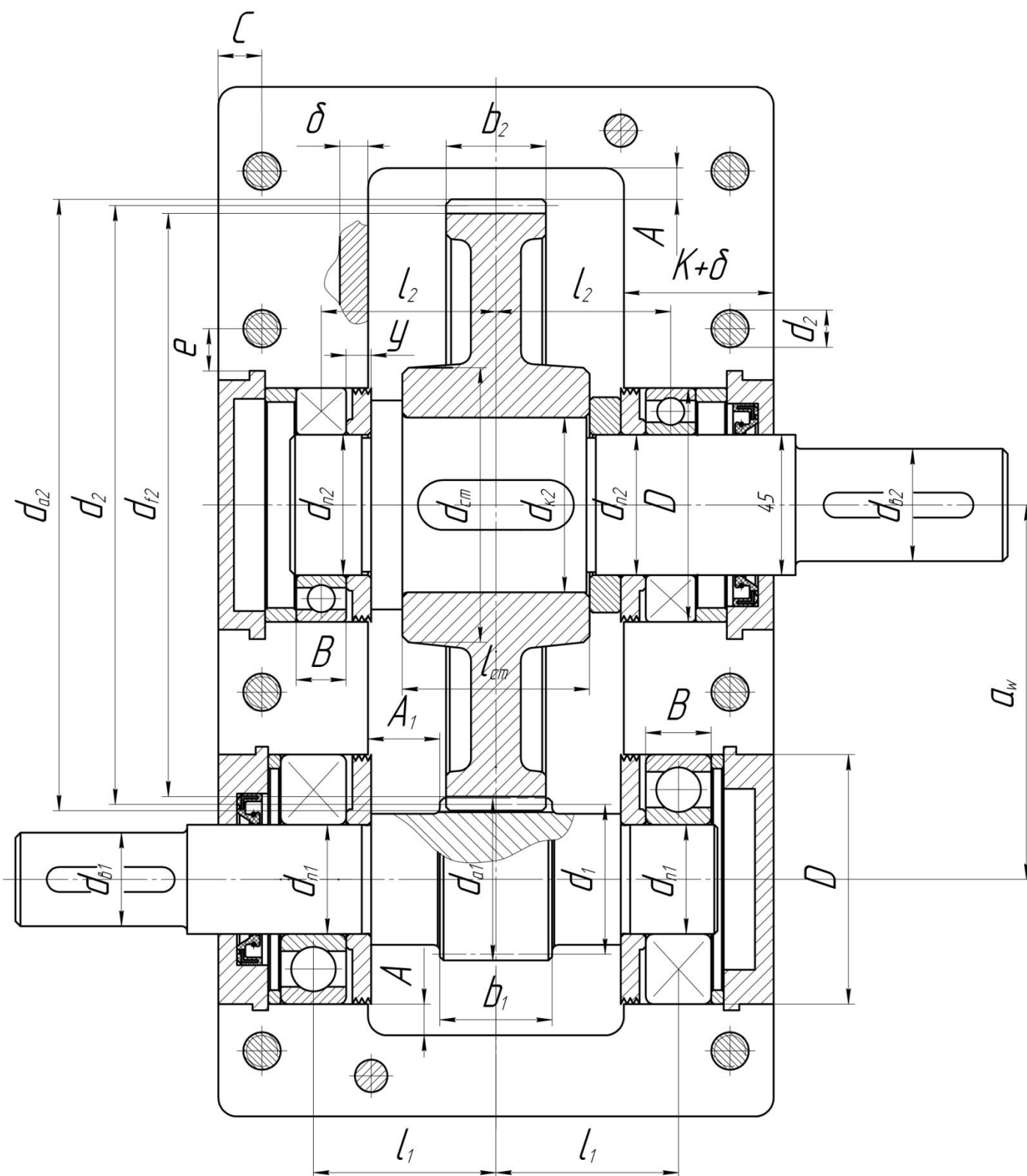


Рисунок 8. Компоновка редуктора.

Откладываются принятые ранее диаметры валов на соответствующих длинах и формируются подшипниковые узлы. Размеры крышек подшипников определяются по таблице (приложения Д, Е).

После построений измеряется расстояние между серединами опор для ведущего и для ведомого валов, от среднего сечения колеса и шестерни до середины опор и другие размеры, необходимые для определения реакций подшипников.

Таблица 23 – Конструктивные элементы фланцев

Элемент фланца	Диаметр болта d фланца, мм							
	M6	M8	M10	M12	M14	M16	M18	M20
K	16	22	27	32	38	43	49	54
C	7	10	12	14	17	19	22	24

11. ПОДБОР ПОДШИПНИКОВ И ПРОВЕРКА ИХ ДОЛГОВЕЧНОСТИ

Для проверки долговечности подшипников необходимо предварительно определить опорные реакции валов, зная силы в зацеплении и консольные нагрузки, действующие на валы

Для этого составляется расчетная схема вала, в которой опоры вала заменяются опорными реакциями, к валу прикладываются все внешние силы. Рассматривается равновесие полученной пространственной системы произвольно расположенных сил. Для упрощения расчетов силы, действующие на вал, раскладываются на две плоскости: вертикальную и горизонтальную. В каждой из рассматриваемых плоскостей система сил будет плоской системой произвольно расположенных сил. Для этих систем сил составляются уравнения равновесия моментов и определяются реакции опор. Необходимые длины участков валов определяются замером из эскизной компоновки редуктора. Расчетные схемы валов составляются по заданной схеме редуктора и их вид (и вид расчетных формул) зависит от вида редуктора. Для цилиндрических редукторов прямозубых, косозубых и шевронных особенность в расчетной схеме будет в наличии осевой силы для косозубого редуктора (у прямозубых и шевронных передач эта сила отсутствует в расчетной схеме).

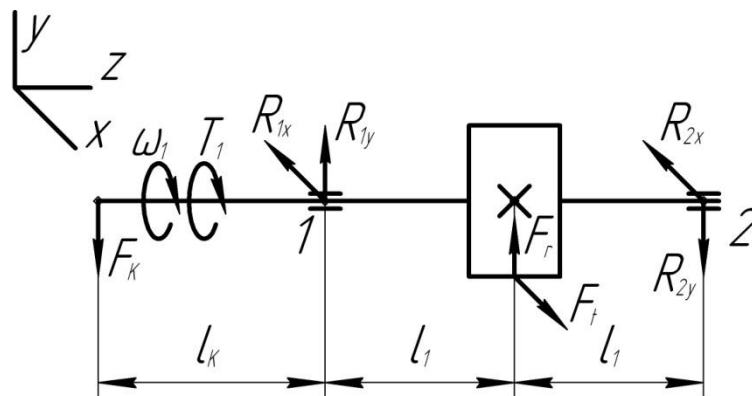


Рисунок 9. Расчетная схема ведущего вала прямозубого и шевронного редуктора.

Пример составления уравнений равновесия для ведущего вала в плоскости $y z$ (рис. 9):

$$\begin{aligned} \Sigma M_1(F_k) &= 0; & -F_k \cdot l_k - F_r \cdot l_1 + R_{2y} \cdot (2 \cdot l_1) &= 0; \\ \Sigma M_2(F_k) &= 0; & -F_k \cdot (l_k + 2 \cdot l_1) + R_{1y} \cdot (2 \cdot l_1) + F_r \cdot l_1 &= 0. \end{aligned}$$

В плоскости $x z$:

С учётом симметричного расположения шестерни относительно опор

$$R_{1x} = R_{2x} = \frac{F_t}{2}.$$

Пример составления уравнений равновесия для ведомого вала в плоскости $y z$ (рис. 10):

$$\begin{aligned} \Sigma M_3(F_k) &= 0; & F_r \cdot l_2 - R_{4y} \cdot (2 \cdot l_2) - F_m \cdot (2 \cdot l_2 + l_m) &= 0; \\ \Sigma M_4(F_k) &= 0; & R_{3y} \cdot (2 \cdot l_2) - F_r \cdot l_2 - F_m \cdot l_m &= 0. \end{aligned}$$

В плоскости xz :

С учётом симметричного расположения зубчатого колеса относительно опор

$$R_{3x} = R_{4x} = \frac{F_t}{2}.$$

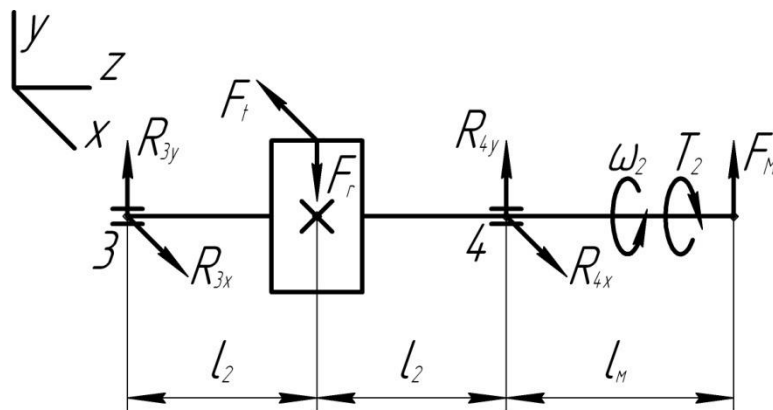


Рисунок 10. Расчетная схема ведомого вала прямозубого и шевронного редуктора.

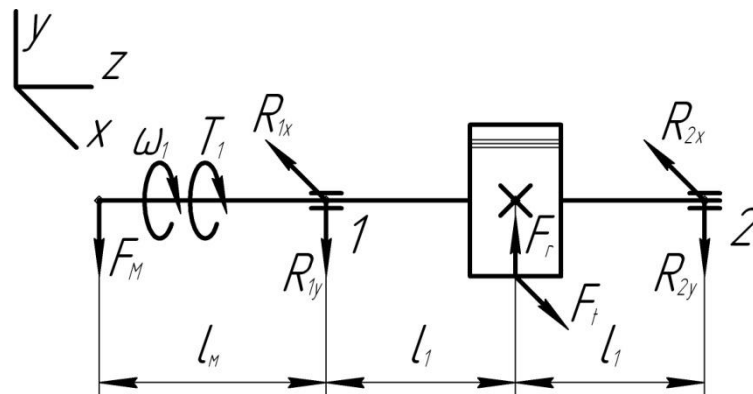


Рисунок 11. Расчетная схема ведущего вала прямозубого редуктора.

Пример составления уравнений равновесия для ведущего вала в плоскости yz (рис. 11):

$$\Sigma M_1(F_k) = 0; \quad -F_M \cdot l_M - F_r \cdot l_1 + R_{2y} \cdot (2 \cdot l_1) = 0;$$

$$\Sigma M_2(F_k) = 0; \quad -F_M \cdot (l_M + 2 \cdot l_1) - R_{1y} \cdot (2 \cdot l_1) + F_r \cdot l_1 = 0.$$

В плоскости xz :

С учётом симметричного расположения шестерни относительно опор

$$R_{1x} = R_{2x} = \frac{F_t}{2}.$$

Пример составления уравнений равновесия для ведомого вала в плоскости yz (рис. 12):

$$\Sigma M_3(F_k) = 0; \quad F_r \cdot l_2 - R_{4y} \cdot (2 \cdot l_2) + F_k \cdot (2 \cdot l_2 + l_k) = 0;$$

$$\Sigma M_4(F_k) = 0; \quad -R_{3y} \cdot (2 \cdot l_2) - F_r \cdot l_2 + F_k \cdot l_k = 0.$$

В плоскости xz :

С учётом симметричного расположения зубчатого колеса относительно опор

$$R_{3x} = R_{4x} = \frac{F_t}{2}.$$

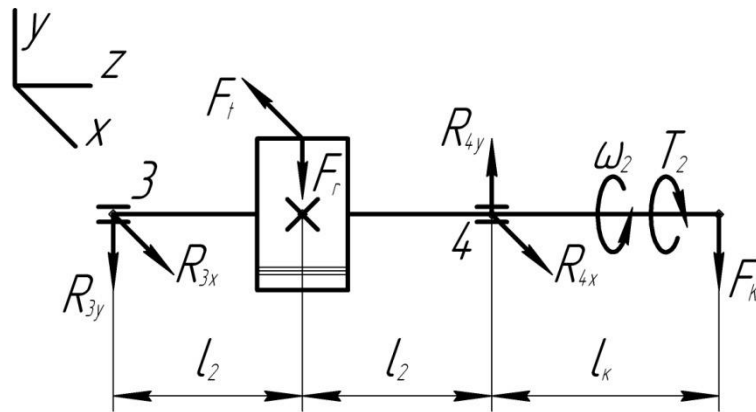


Рисунок 12. Расчетная схема ведомого вала прямозубого редуктора.

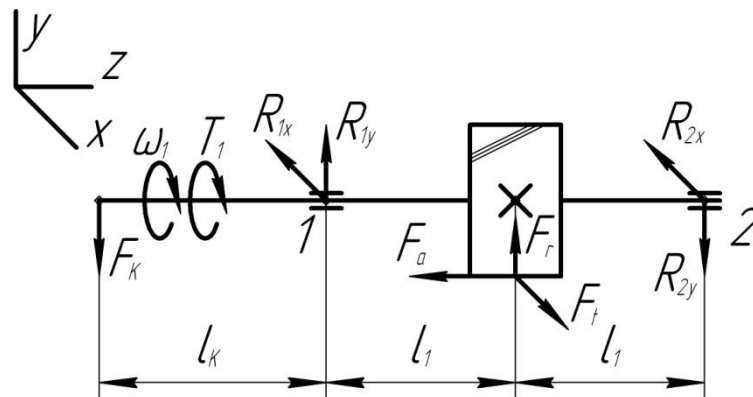


Рисунок 13. Расчетная схема ведущего вала косозубого редуктора.

Пример составления уравнений равновесия для ведущего вала косозубого редуктора в плоскости $y z$ (рис. 13):

$$\Sigma M_1(F_k) = 0; \quad -F_k \cdot l_k - F_r \cdot l_1 + F_a \cdot \frac{d_1}{2} + R_{2y} \cdot (2 \cdot l_1) = 0;$$

$$\Sigma M_2(F_k) = 0; \quad -F_k \cdot (l_k + 2 \cdot l_1) + R_{1y} \cdot (2 \cdot l_1) + F_r \cdot l_1 + F_a \cdot \frac{d_1}{2} = 0.$$

В плоскости $x z$:

С учётом симметричного расположения шестерни относительно опор

$$R_{1x} = R_{2x} = \frac{F_t}{2}.$$

Пример составления уравнений равновесия для ведомого вала косозубого редуктора в плоскости $y z$ (рис. 14):

$$\Sigma M_3(F_k) = 0; \quad F_r \cdot l_2 + F_a \cdot \frac{d_2}{2} - R_{4y} \cdot (2 \cdot l_2) - F_m \cdot (2 \cdot l_2 + l_m) = 0;$$

$$\Sigma M_4(F_k) = 0; \quad R_{3y} \cdot (2 \cdot l_2) - F_r \cdot l_2 + F_a \cdot \frac{d_2}{2} - F_m \cdot l_m = 0.$$

В плоскости $x z$:

С учётом симметричного расположения зубчатого колеса относительно опор

$$R_{3x} = R_{4x} = \frac{F_t}{2}.$$

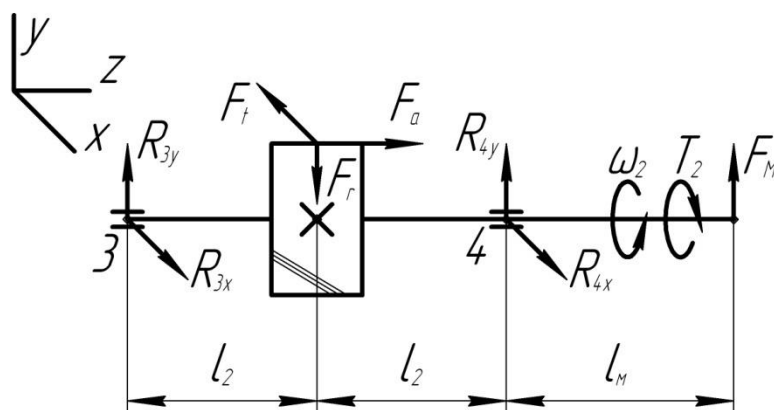


Рисунок 14. Расчетная схема ведомого вала косозубого редуктора.

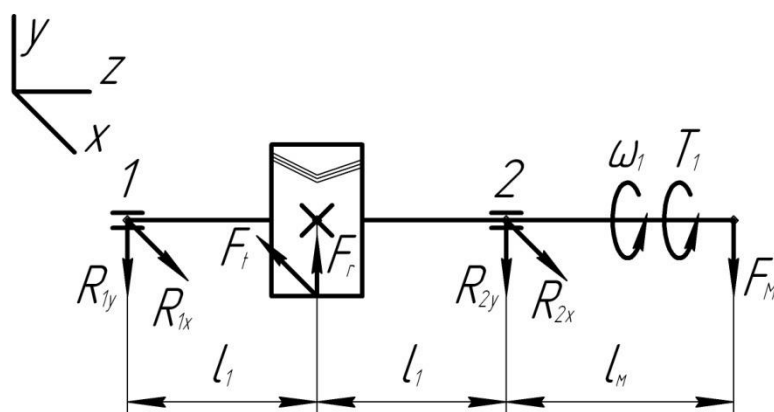


Рисунок 15. Расчетная схема ведущего вала шевронного редуктора.

Пример составления уравнений равновесия для ведущего вала шевронного редуктора в плоскости $y z$ (рис. 15):

$$\Sigma M_1(F_k) = 0; \quad F_m \cdot (l_m + 2 \cdot l_1) - F_r \cdot l_1 + R_{2y} \cdot (2 \cdot l_1) = 0;$$

$$\Sigma M_2(F_k) = 0; \quad F_m \cdot l_m - R_{1y} \cdot (2 \cdot l_1) + F_r \cdot l_1 = 0.$$

В плоскости $x z$:

С учётом симметричного расположения шестерни относительно опор

$$R_{1x} = R_{2x} = \frac{F_t}{2}.$$

Пример составления уравнений равновесия для ведомого вала шевронного редуктора в плоскости $y z$ (рис. 16):

$$\Sigma M_3(F_k) = 0; \quad F_r \cdot l_2 + R_{4y} \cdot (2 \cdot l_2) - F_k \cdot l_k = 0;$$

$$\Sigma M_4(F_k) = 0; \quad R_{3y} \cdot (2 \cdot l_2) - F_r \cdot l_2 - F_k \cdot (l_k + 2 \cdot l_2) = 0.$$

В плоскости $x z$:

С учётом симметричного расположения зубчатого колеса относительно опор

$$R_{3x} = R_{4x} = \frac{F_t}{2}.$$

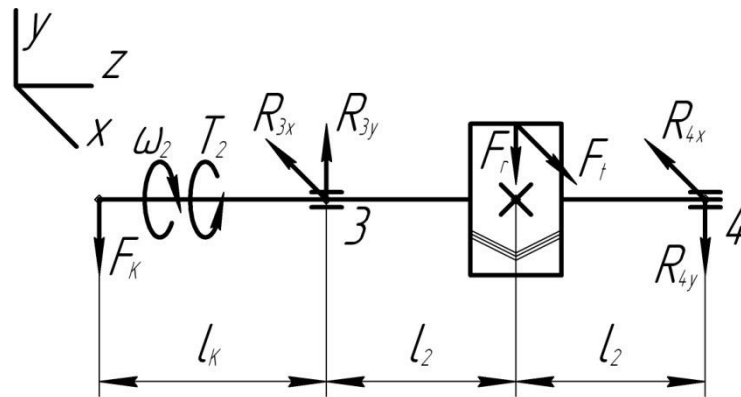


Рисунок 16. Расчетная схема ведомого вала шевронного редуктора.

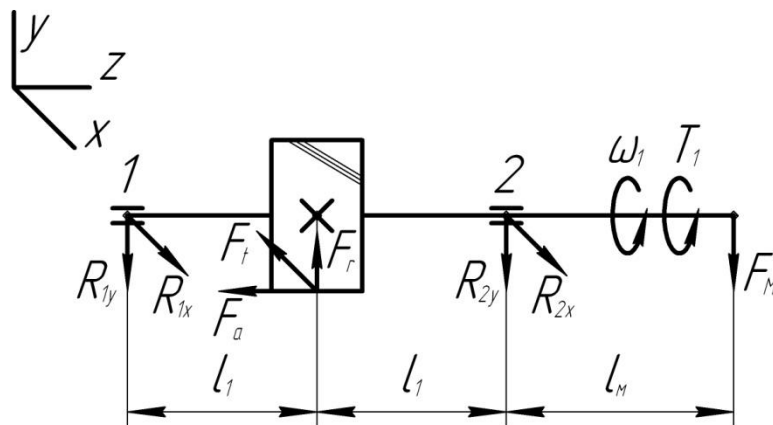


Рисунок 17. Расчетная схема ведущего вала косозубого редуктора.

Пример составления уравнений равновесия для ведущего вала косозубого редуктора в плоскости $y z$ (рис. 17):

$$\Sigma M_1(F_k) = 0; \quad F_M \cdot (l_M + 2 \cdot l_1) - F_r \cdot l_1 + R_{2y} \cdot (2 \cdot l_1) + F_a \cdot \frac{d_1}{2} = 0;$$

$$\Sigma M_2(F_k) = 0; \quad F_M \cdot l_M - R_{1y} \cdot (2 \cdot l_1) + F_r \cdot l_1 + F_a \cdot \frac{d_1}{2} = 0.$$

В плоскости $x z$:

С учётом симметричного расположения шестерни относительно опор

$$R_{1x} = R_{2x} = \frac{F_t}{2}.$$

Пример составления уравнений равновесия для ведомого вала косозубого редуктора в плоскости $y z$ (рис. 18):

$$\Sigma M_3(F_k) = 0; \quad F_r \cdot l_2 + R_{4y} \cdot (2 \cdot l_2) - F_k \cdot l_K + F_a \cdot \frac{d_2}{2} = 0;$$

$$\Sigma M_4(F_k) = 0; \quad R_{3y} \cdot (2 \cdot l_2) - F_r \cdot l_2 - F_k \cdot (l_K + 2 \cdot l_2) + F_a \cdot \frac{d_2}{2} = 0.$$

В плоскости $x z$:

С учётом симметричного расположения зубчатого колеса относительно опор

$$R_{3x} = R_{4x} = \frac{F_t}{2}.$$

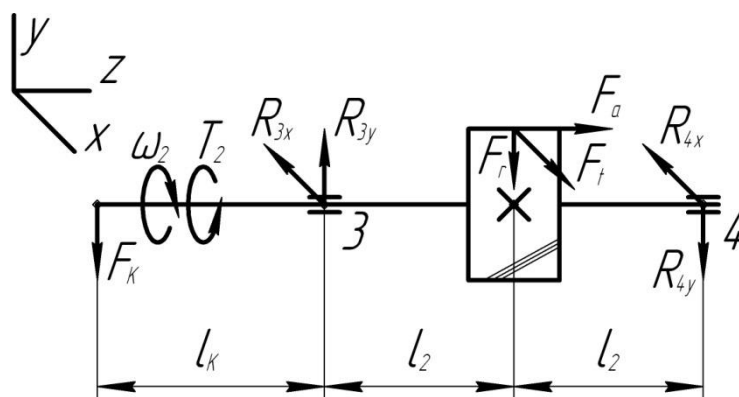


Рисунок 18. Расчетная схема ведомого вала косозубого редуктора.

Определив опорные реакции вала в горизонтальной и вертикальной плоскостях, подсчитываются суммарные радиальные реакции для обеих опор:

$$R_r = \sqrt{R_x^2 + R_y^2}, \quad (60)$$

где R_x и R_y – опорные реакции для соответствующей опоры в горизонтальной и вертикальной плоскостях.

Для цилиндрических прямозубых передач редукторов (и открытых передач) выбираются радиальные подшипники – в большинстве случаев – шариковые, а в тяжело нагруженных передачах – роликовые. У этих передач осевая нагрузка отсутствует, поэтому эквивалентная нагрузка на подшипник, учитывающая условия работы передачи определяется по формуле:

$$P_9 = V \cdot R_r \cdot K_B \cdot K_T \quad (61)$$

где V – коэффициент вращения, при вращении внутреннего кольца подшипника $V = 1$, если вращается наружное кольцо (обойма) подшипника, то $V = 1,2$;

R_r – суммарная радиальная нагрузка в наиболее нагруженной опоре;

K_B – коэффициент безопасности, принимается по таблице 24 в зависимости от характера внешней нагрузки;

K_T – температурный коэффициент, выбирается в зависимости от температуры подшипникового узла по таблице 25.

Необходимо учитывать, что эквивалентная нагрузка определяется для более нагруженного подшипника вала, того подшипника, для которого R_r оказалась при определении большей.

Расчётная долговечность предварительно выбранных подшипников в часах определяется по формуле:

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{C}{P_9} \right)^p, \quad (62)$$

где n – частота вращения соответствующего вала редуктора;

C – динамическая грузоподъёмность подшипников (приложение В, Г));

P_9 – эквивалентная нагрузка наиболее нагруженной опоры;

p – показатель степени, для шарикоподшипников $p = 3$, для роликоподшипников $p = 3,33$.

Оптимальная долговечность редукторных подшипников для цилиндрических зубчатых редукторов составляет порядка $L_{h_{opt}} = 36 \cdot 10^3$ часов.

Долговечность подшипника считается удовлетворительной, если $L_{h_{min}} \leq L_h \leq L_{h_{opt}}$.

$L_{h_{min}} = 10 \cdot 10^3$ часов – минимальная долговечность подшипников для цилиндрических редукторов.

Таблица 24 – Значение коэффициента K_B

Нагрузка на подшипник	K_B	Примеры использования
Спокойна без толчков	1,0	Ролики ленточных конвейеров
Лёгкие толчки, кратковременные перегрузки до 125% номинальной (расчётной) нагрузки	1,0 – 1,2	Прецизионные зубчатые передачи, металлорежущие станки(кроме строгальных и долбежных), блоки, электродвигатели малой и средней мощности, лёгкие вентиляторы и воздухоудувки
Умеренные толчки, вибрационная нагрузка, кратковременная перегрузка до 150% номинальной (расчётной) нагрузки	1,3 – 1,5	Буксы рельсового подвижного состава, зубчатые передачи 7-й и 8-й степеней точности, редукторы всех конструкций, винтовые конвейеры
То же, в условиях повышенной надёжности	1,5 – 1,8	Центрифуги, мощные электрические машины, энергетическое оборудование
Нагрузки со значительными толчками и вибрацией, кратковременные перегрузки до 200% номинальной (расчётной) нагрузки	1,8 – 2,5	Зубчатые передачи 9-й степени точности, дробилки и копры, кривошипно-шатунные механизмы, валки прокатных станов, мощные вентиляторы и эксгаустеры
Нагрузки с сильными ударами, кратковременные перегрузки до 300% номинальной (расчётной) нагрузки	2,5 – 3,0	Тяжёлые ковочные машины, лесопильные рамы, рабочие рольганги у крупносортовых станов, блюмингов и слябингов

Таблица 25 – Значение коэффициента K_T

Рабочая температура подшипника, °С	125	150	175	200	225	250	350
Температурный коэффициент K_T	1,05	1,10	1,15	1,25	1,35	1,40	1,45

В качестве оптимальной долговечности подшипников принимается расчетная долговечность проектируемых цилиндрических редукторов. Если в результате рас-

четов долговечность подшипников выходит за рекомендуемые пределы, то необходимо заменить типоразмер подшипника и повторить расчет.

При $L_h \leq 100 \cdot 10^3$ часов расчет считается удовлетворительным. Это связано с тем, что фактически не рассчитывается передача гибкой связью, чем несколько упрощается расчет и, возможно, уменьшается значение консольной нагрузки на вал, которая оказывает значительное влияние на долговечность подшипников.

Аналогично проверяется долговечность подшипников шевронных зубчатых редукторов, так как у шевронных передач осевая нагрузка уравнивается на полушевронах зубчатых колес.

Таблица 26 – Значения X и Y для радиальных однорядных и двурядных подшипников

$\frac{F_a}{C_o}$	$\frac{F_a}{V \cdot R_r} \leq e$		$\frac{F_a}{V \cdot R_r} \geq e$		e
	X	Y	X	Y	
0,014	1	0	0,56	2,30	0,19
0,028	1	0	0,56	1,99	0,22
0,056	1	0	0,56	1,71	0,26
0,084	1	0	0,56	1,55	0,28
0,11	1	0	0,56	1,45	0,30
0,17	1	0	0,56	1,31	0,34
0,28	1	0	0,56	1,15	0,38
0,42	1	0	0,56	1,04	0,42
0,56	1	0	0,56	1,00	0,44

В отличие от прямозубых и шевронных цилиндрических передач, у косозубых передач в зацеплении возникают осевые усилия, которые должны восприниматься подшипниками. Для цилиндрических редукторов с косозубыми колесами могут быть выбраны радиальные или радиально – упорные шариковые или роликовые подшипники. Шариковые радиальные подшипники могут быть приняты в том случае, если осевая нагрузка не превышает 0,3 радиальной. Практически, при небольших углах наклона зуба ($\beta \leq 10^\circ$) всегда можно принимать подшипники шариковые радиальные.

Порядок подбора тот же, что и для прямозубых зубчатых передач.

Для проверки долговечности выбранных подшипников составляется расчетная схема валов, и определяются опорные реакции в радиальном направлении.

По отношению осевой нагрузки к статической грузоподъемности $\frac{F_a}{C_o}$ предварительно выбранных подшипников, путем линейного интерполирования, выбирается соответствующее этому отношению значение e – коэффициента осевого нагружения (табл. 26).

Определяется отношение осевой нагрузки к произведению суммарной радиальной нагрузки наиболее нагруженной опоры и коэффициента вращения $\frac{F_a}{V \cdot R_r}$ и

сравнивается полученный результат с коэффициентом e для определения формулы расчёта эквивалентной нагрузки. Если это отношение оказалось меньше найденного выше значения e ($\frac{F_a}{V \cdot R_r} < e$), то осевую нагрузку не учитываем и эквивалентную нагрузку определяем по формуле 61. Если $\frac{F_a}{V \cdot R_r} > e$, то эквивалентная нагрузка определяется по формуле:

$$P_s = (X \cdot V \cdot R_r + Y \cdot F_a) \cdot K_B \cdot K_T, \quad (63)$$

где X – коэффициент радиальной нагрузки, выбирается по таблице 26 в зависимости от значения отношения $\frac{F_a}{V \cdot R_r}$;

Y – коэффициент осевой нагрузки, выбирается по таблице 26 в зависимости от значения коэффициента e – коэффициента осевого нагружения;

R_r – суммарная радиальная нагрузка в наиболее нагруженной опоре;

K_B – коэффициент безопасности, принимается по таблице 24 в зависимости от характера внешней нагрузки;

K_T – температурный коэффициент, выбирается в зависимости от температуры подшипникового узла по таблице 25.

Расчётная долговечность предварительно выбранных подшипников в часах для косозубых цилиндрических передач определяется аналогично прямозубым по формуле 62.

12. ПОДБОР ШПОНОК И ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ШПОНОЧНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Для соединения вала с деталями, передающими вращение, в редукторах применяются чаще всего призматические шпонки, изготовленные из стали, имеющей $\sigma_B \geq 600$ МПа.

Размеры поперечных сечений шпонок выбираются в зависимости от диаметра соединения по таблице 27. Длина призматической шпонки принимается из стандартного ряда (табл. 27), в зависимости от длины ступицы (на 8...10 мм менее).

При выбранной длине шпонки соединение проверяют на смятие по формуле:

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot T}{d_g \cdot (h - t_1) \cdot (l - b)} \leq [\sigma_{см}], \quad (64)$$

где T – вращающий момент на валу, Н·м;

d_g – диаметр вала, где устанавливается шпонка, мм;

h – высота шпонки, мм;

t_1 – глубина паза на валу, мм;

l – длина шпонки, мм;

b – ширина шпонки, мм.

Значения b ; h ; t_1 и l определяются по таблице 27.

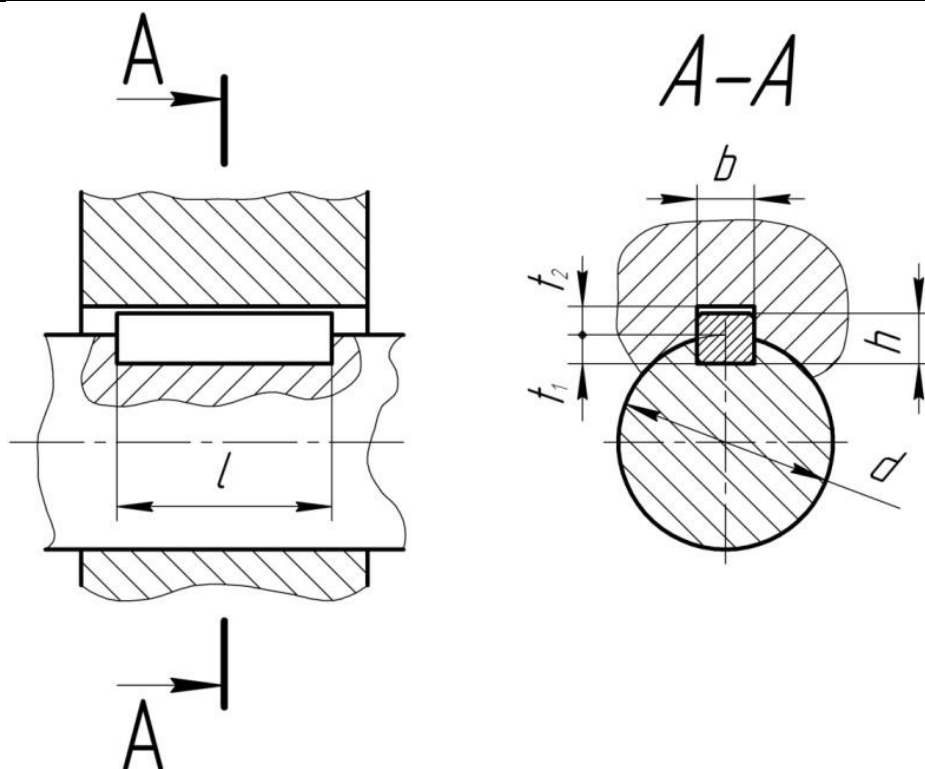
Допускаемые напряжения на смятие принимаются в зависимости от материала ступицы. При стальной ступице и спокойной нагрузке рекомендуется принимать $[\sigma_{см}] = (100...120)$ МПа, при чугунной ступице и спокойной нагрузке приведенные значения снижают вдвое $[\sigma_{см}] = (50...60)$ МПа.

Если условие выполняется, расчет считаем удовлетворительным, в случае невыполнения условия можно увеличить длину шпонки (если позволяет длина ступицы), если позволяет конструкция, можно увеличить и длину ступицы. Если предложенные меры не приведут к успеху и условие прочности по-прежнему не выполняется, то допускается установка двух шпонок под углом 180° друг к другу, в предположении, что на каждую шпонку придется по половине внешней нагрузки. Если и это не помогает, то рекомендуется переход на шлицевое соединение. Такие случаи в практике курсового проектирования практически не встречаются, поэтому учащимся рекомендуется обязательная консультация с руководителем проекта во всех случаях, когда получается нетипичный результат расчетов.

Рекомендации по конструированию шпоночных соединений:

- перепад диаметров ступеней вала с призматическими шпонками назначается из условия свободного прохода детали без удаления шпонок из пазов;
- из технологических соображений рекомендуется для разных ступеней одного и того же вала принимать одинаковые шпонки по сечению, исходя из ступеней меньшего диаметра, имеющего шпоночный паз.

Таблица 27 – Шпонки призматические (по ГОСТ 23360 – 78, с сокращениями)
Размеры, мм



Диаметр вала d	Сечение шпонки $b \times h$	Глубина паза		Фаска $s \times 45^\circ$
		Вала t_1	Втулки t_2	
Св. 10 до 12	4×4	2,5	1,8	0,08 – 0,16
>> 12 >> 17	5×5	3,0	2,3	
>> 17 >> 22	6×6	3,5	2,8	0,16 – 0,25
>> 22 >> 30	8×7	4,0	3,3	
>> 30 >> 38	10×8	5,0	3,3	0,25 – 0,40
>> 38 >> 44	12×8	5,0	3,3	
>> 44 >> 50	14×9	5,5	3,8	
>> 50 >> 58	16×10	6,0	4,3	
>> 58 >> 65	18×11	7,0	4,4	
>> 65 >> 75	20×12	7,5	4,9	0,40 – 0,60
>> 75 >> 85	22×14	9,0	5,4	
>> 85 >> 95	25×14	9,0	5,4	
>> 95 >> 110	28×16	10,0	6,4	

Примечания:

1. Длину шпонки выбирают из ряда: 6; 8; 10; 12; 14; 16; 18; 20; 25; 28; 32; 36; 40; 45; 50; 56; 63; 70; 80; 90; 100; 110; 125; 140; 160; 180; 200 ... (до 500).
2. Материал шпонок – сталь чистотянутая с временным сопротивлением разрыву не менее 590 МПа.
3. Примеры условного обозначения шпонок: исполнение 1, сечение $b \times h = 20 \times 12$ мм, длина 90 мм:
Шпонка 20 × 12 × 90 ГОСТ 23360 – 78
То же, исполнение 2
Шпонка 220 × 12 × 90 ГОСТ 23360 – 78

13. СМАЗКА ЗАЦЕПЛЕНИЯ И ПОДШИПНИКОВ РЕДУКТОРА

Для цилиндрических редукторов наибольшее распространение получил картерный метод смазывания зубчатого зацепления. Картерное смазывание осуществляется окунанием зубчатых колёс в масло, заливаемое внутрь корпуса. Этот метод применяется при окружных скоростях $U \leq 12$ м/с. Объём масляной ванны определяется из расчёта 0,5 л масла на 1 кВт передаваемой мощности:

$$V = 0,5 \cdot P_{mp}, \quad (65)$$

где P_{mp} – требуемая мощность электродвигателя, кВт.

Для смазывания зацепления редукторов применяются материалы, которые выбираются по таблицам 28 и 29.

Таблица 28 – Рекомендуемые значения вязкости масел для смазывания зубчатых передач при 50°C

Контактные напряжения σ_H МПа	Кинематическая вязкость, $10^{-6} \cdot \text{м}^2/\text{с}$ при окружной скорости U , м/с		
	до 2	св. 2 до 5	св. 5
До 600	34	28	22
Св. 600 до 1000	60	50	40
>> 1000 >> 1200	70	60	50

Таблица 29 – Масла, применяемые для смазывания зубчатых и червячных передач

Сорт масла	Марка	Кинематическая вязкость, $10^{-6} \cdot \text{м}^2/\text{с}$	
Индустриальное	И-12А	10 – 14	при 50°C
	И-20А	17 – 23	
	И-25А	24 – 27	
	И-30А	28 – 33	
	И-40А	35 – 45	
	И-50А	47 – 55	
	И-70А	65 – 75	
Авиационное	МС-14	14	при 100°C
	МК-22	22	
	МС-20	20,5	
Цилиндровое	52	44 – 59	при 100°C

В цилиндрических редукторах наиболее часто применяются следующие методы смазывания подшипниковых узлов: разбрызгиванием масла; пластичными смазывающими материалами.

Смазывание разбрызгиванием применяется, когда подшипники установлены в корпусах, не изолированных от общей системы смазки узла. При этом вращающиеся детали (зубчатые колеса, кольца и др.), соприкасаясь с маслом, залитым в картер,

при вращении разбрызгивают масло, которое попадает на тела качения и беговые дорожки колец подшипников качения.

Пластичные смазочные материалы применяются в узлах при небольших окружных скоростях $U \leq 2$ м/с, когда окружающая среда содержит вредные примеси или температура узла резко изменяется. Для выбора смазочного материала используются рекомендации приведённые в таблице 30.

Таблица 30 – Пластичные смазочные материалы

Наименование и марка смазки	ГОСТ	Температура эксплуатации, °С	Температура каплепадения, °С
Гидратированные кальциевые солидолы			
Солидол синтетический (солидол С)	4366-76	От – 20 до + 65	85 – 105
Пресс-солидол С	4366-76	От – 30 до + 50	85 – 95
Солидолы жировые, пресс-солидол	1033-79	От – 25 до + 65	75
Многоцелевые			
Литол-24	21150-75	От – 40 до + 130	180
Морозостойкие (тугоплавкие)			
ЦИАТИМ-201	6267-74	От – 60 до + 90	175
ЦИАТИМ-203	8773-73	От – 60 до + 90	150
Натриевые и натриево-кальциевые			
Консталины жировые УТ-1	1957-73	От – 20 до + 120	130 – 150
Литиевые			
ВНИИ НП-242	20421-75	От – 40 до + 100	170 – 205
ЭШ-176, марка А	ТУ 38 10196-76	От – 25 до + 100	170 – 200
Термостойкие (комплексные кальциевые)			
ЦИАТИМ-221С	ТУ 38 101419-73	От – 60 до + 180	203 – 207
Вакуумные антифрикционные			
ВНИИ НП-274	19337-73	От – 80 до + 160	190 – 200

Предельная температура узла должна быть не менее, чем на 20°С ниже температуры каплепадения. Для отделения узла от общей смазочной системы используются мазеудерживающие кольца, вращающиеся вместе с валом (рис. 8). На кольце имеется от двух до четырех канавок, зазор между кольцом и корпусом составляет 0,1...0,3 мм. Кольцо устанавливается так, чтобы его торец выходил за стенку корпуса на 1...2 мм (рис. 8).

Наиболее часто уплотнение выходных концов валов редуктора осуществляется с помощью армированных резиновых манжет. Манжетные уплотнения (рис. 8, приложение Ж), разделяют на два основных типа: тип 1 применяется при скорости скольжения $U \leq 20$ м/с; тип 2 (с пыльником) применяется при $U \leq 15$ м/с. Поверхность вала под уплотнением должна быть закалена до твердости HRC50, иметь шероховатость порядка $R_a \leq 0,4$ мкм. Допуск вала под уплотнение должен соответствовать h11.

Для извлечения манжет в крышках предусматривается 2..3 отверстия. Ресурс манжет – до 5000 часов. Манжеты надежно работают при жидких и пластичных смазочных материалах при перепадах температур от – 45 до + 150°С.

14. ОФОРМЛЕНИЕ ПОЯСНИТЕЛЬНОЙ ЗАПИСКИ

Структура пояснительной записки.

Титульный лист.

Задание.

Схема привода.

Введение.

1. Выбор электродвигателя, кинематический расчёт привода.
2. Выбор материалов зубчатой пары и определение допускаемых напряжений.
3. Определение параметров передачи и геометрических размеров колёс.
4. Силы в зацеплении передачи.
5. Проверка зубьев колёс по контактным напряжениям и напряжениям изгиба.
6. Проектировочный расчёт валов редуктора.
7. Конструктивные размеры зубчатой пары.
8. Конструктивные размеры корпуса и крышки редуктора.
9. Подбор подшипников и проверка их долговечности.
10. Подбор шпонок и проверочный расчёт шпоночных соединений.
11. Смазка зацепления и подшипников редуктора.

Литература.

Пояснительная записка выполняется рукописным способом чёрными или фиолетовыми чернилами на одной стороне листов бумаги формата А4. Записка может быть изготовлена на компьютере шрифтом Times New Roman № 14 с одинарным интервалом. Каждая страница пояснительной записки должна иметь рамку. Образцы рамок приведены в приложении Л. Расстояние от боковых линий рамки до границ текста не менее 5 мм. Расстояние от верхней или нижней строки текста до соответствующей линии рамки – не менее 10 мм. Абзац в тексте должен быть не менее 15 мм.

Разделы пояснительной записки нумеруются арабскими цифрами, наименование раздела записывается заглавными буквами, точка в конце наименования не ставится. Расстояние между наименованием раздела и первой строкой текста – не менее 10 мм.

Формулы нумеруются сквозной нумерацией арабскими цифрами в круглых скобках. Допускается нумерация в пределах раздела. В этом случае номер формулы состоит из номера раздела и номера формулы.

Ссылки на литературу в тексте приводятся с записью порядкового номера литературного источника по списку (арабскими цифрами), выделяемого двумя косыми чертами.

Таблицы нумеруются сквозной нумерацией арабскими цифрами. Допускается нумерация таблиц в пределах раздела. Слева над таблицей записывается слово «Таблица» и её номер. Далее размещается название таблицы.

Иллюстрации нумеруются арабскими цифрами сквозной нумерацией. Допускается нумерация в пределах раздела.

ПРИЛОЖЕНИЯ

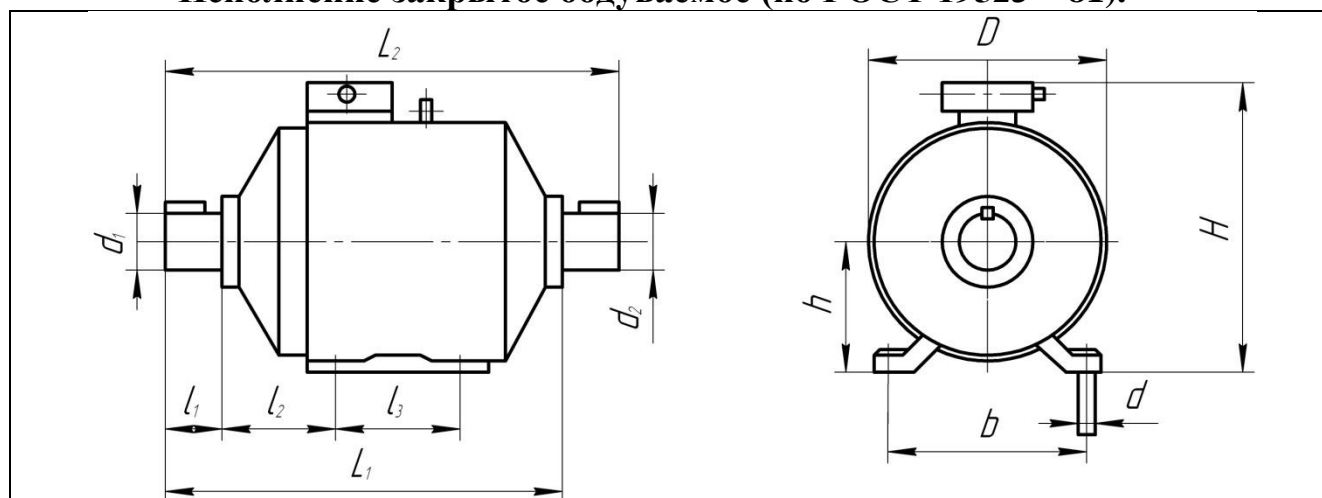
Приложение А. Электродвигатели асинхронные серии 4А, закрытые обдуваемые ГОСТ 19523–81

Мощность, кВт	Синхронная частота вращения, об/мин											
	3000			1500			1000			750		
	Типо- размер	s_n , %	$\frac{T_{II}}{T_H}$	Типо- размер	s_n , %	$\frac{T_{II}}{T_H}$	Типо- размер	s_n , %	$\frac{T_{II}}{T_H}$	Типо- размер	s_n , %	$\frac{T_{II}}{T_H}$
0,55	63B2	8,5	2,0	71A4	7,3	2,0	71B6	10	2,0	80B8	9	1,6
0,75	71A2	5,9		71B4	7,5		80A6	8,4		90LA8	8,4	
1,1	71B2	6,3		80A4	5,4		80B6	8,0		90LB8	7,0	
1,5	80A2	4,2		80B4	5,8		90L6	6,4		100L8	7,0	
2,2	80B2	4,3		90L4	5,1		100L6	5,1		112MA8	6,0	1,8
3,0	90L2	4,3		100S4	4,4		112MA6	4,7		112M8	5,8	
4,0	90S2	3,3		100L4	4,7		112MB6	5,1		132S8	4,1	
5,5	100L2	3,4		112M4	3,7		132S2	3,3		132M8	4,1	
7,5	112M2	2,5		132S4	3,0		132M6	3,2		160S8	2,5	1,4
11,0	132M2	2,3		132M4	2,8		160S6	2,7		160M8	2,5	
15	160S2	2,1	1,4	160S4	2,3	1,4	160M6	2,6	1,2	180M8	2,5	1,2
18,5	160M2	2,1		160M4	2,2		180M6	2,7		200M8	2,3	
22	180S2	2,0		180S4	2,0		200M6	2,8		200L8	2,7	
30	180M2	1,9		180M4	1,9		200L6	2,1		225M8	1,8	
37	200M2	1,9		200M4	1,7		225M6	1,8		250S8	1,5	
45	200L2	1,8		200LA	1,6		250S6	1,4		250M8	1,4	
55	225M2	1,8	1,2	225M4	1,4	1,2	250M6	1,3	1,0	280S8	2,2	
75	250S2	1,4		250S4	1,2		280S6	2,0		280M8	2,2	
90	250M2	1,4		250M4	1,3		280M6	2,0		315S8	2,0	
110	280S2	2,0		280S4	2,3		315M6	2,0		315M8	2,0	

Примечания:

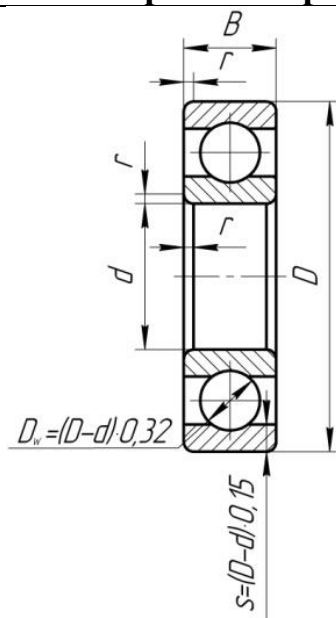
1. Пример условного обозначения электродвигателя мощностью 11 кВт, синхронная частота вращения 1500 об/мин.
Электродвигатель 4А132М4У3
2. Значения символов в условных обозначениях: цифра 4 указывает порядковый номер серии, буква А – род двигателя – асинхронный. Следующие за буквой А числа (двух- или трёхзначные) соответствуют высоте оси вращения, мм; буквы L, S и М относятся к установочным размерам по длине станины; буквы А и В – условные обозначения длины сердечника статора. Цифры 2, 4, 6 и 8 означают число полюсов. Последние два знака У3 показывают, что двигатель предназначен для эксплуатации в зоне умеренного климата.
3. В графе $\frac{T_{II}}{T_H}$ даны значения отношения величин пускового и номинального вращающих моментов.
4. Габаритные и установочные размеры двигателей серии 4А даны в приложении Б.

Приложение Б.
Электродвигатели серии 4А.
Исполнение закрытое обдуваемое (по ГОСТ 19523 – 81).



Типо-размер	Число полюсов	Габаритные размеры, мм				установочные и присоединительные размеры, мм						
		L_1	L_2	H	D	d_1	d_2	l_1	l_2	l_3	b	d
4AA50	2; 4	174	198	142	112	9	9	20	32	63	80	5,8
4AA56	2; 4	194	221	152	128	11	11	23	36	71	90	5,8
4AA63	2; 4; 6; 8	216	250	164	138	14	14	30	40	80	100	7
4A71	2; 4; 6; 8	285	330	201	170	19	19	40	45	90	112	7
4A80A	2; 4; 6; 8	300	355	218	186	22	22	50	50	100	125	10
4A80B	2; 4; 6; 8	320	375	218	186	22	22	50	50	100	125	10
4A90L	2; 4; 6; 8	350	405	243	208	24	24	50	56	125	140	10
4A100S	2; 4; 6; 8	365	427	265	235	28	28	60	63	132	160	12
4A100L	2; 4; 6; 8	395	457	280	235	28	28	60	63	140	160	12
4A112M	2; 4; 6; 8	452	534	310	260	32	32	80	70	140	190	12
4A132S	2; 4; 6; 8	480	560	350	302	38	38	80	89	178	216	12
4A132M	2; 4; 6; 8	530	610	350	302	38	38	80	89	178	216	12
4A160S	2	624	737	430	358	42	42	110	108	178	254	15
	4; 6; 8	624	737	430	358	48	42	110	108	178	254	15
4A160M	2	667	780	430	358	42	42	110	108	210	254	15
	4; 6; 8	667	780	430	358	48	42	110	108	210	254	15
4A180S	2	662	778	470	410	48	48	110	121	203	279	15
	4; 6; 8	662	778	470	410	55	48	110	121	241	279	15
4A180M	2	702	818	470	410	48	48	110	121	241	279	15
	4; 6; 8	702	818	470	410	55	48	110	121	241	279	15
4A200M	2	760	875	535	450	55	55	110	133	267	318	19
	4; 6; 8	780	905	535	450	60	55	140	133	267	318	19
4A200L	2	800	915	535	450	55	55	110	133	305	318	19
	4; 6; 8	830	945	535	450	60	55	140	133	305	318	19
4A225M	2	810	925	575	491	55	55	110	149	311	356	19
	4; 6; 8	840	985	575	491	65	60	140	149	311	356	19
4A220S	2	915	1060	610	554	65	65	140	168	311	406	19
	4; 6; 8	915	1060	610	554	70	70	140	168	311	406	19
4A250M	2	955	1100	610	554	65	65	140	168	349	406	24
	4; 6; 8	955	1100	610	554	75	70	140	168	349	406	24

Приложение В.
Подшипники шариковые радиальные однорядные.



По ГОСТ 8338-75

Условное обозначение	d	D	B	r	Грузоподъёмность, кН	
					Динамическая C	Статическая C_o
Особо лёгкая серия						
100	10	26	8	0,5	4,62	1,96
101	12	28	8	0,5	5,07	2,24
104	20	42	12	1	9,36	4,5
105	25	47	12	1	11,2	5,6
106	30	55	13	1,5	13,3	6,8
107	35	62	14	1,5	15,9	8,5
108	40	68	15	1,5	16,8	9,3
109	45	75	16	1,5	21,2	12,2
110	50	80	16	1,5	21,6	13,2
111	55	90	18	2	28,1	17
112	60	95	18	2	29,6	18,3
113	65	100	18	2	30,7	19,6
114	70	110	20	2	37,7	24,5
115	75	115	20	2	39,7	26,0
116	80	125	22	2	47,7	31,5
117	85	130	22	2	49,4	33,5
118	90	140	24	2,5	57,2	39,0
119	95	145	24	2,5	60,5	41,5
120	100	150	24	2,5	60,5	41,5
Лёгкая серия						
200	10	30	9	1	5,9	2,65
201	12	32	10	1	6,89	3,1
202	15	35	11	1	7,8	3,55
203	17	40	12	1	9,56	4,5
204	20	47	14	1,5	12,7	6,2
205	25	52	15	1,5	14,0	6,95
206	30	62	16	1,5	19,5	10,0
207	35	72	17	2	25,5	13,7
208	40	80	18	2	32,0	17,8
209	45	85	19	2	33,2	18,6

Продолжение таблицы В 1

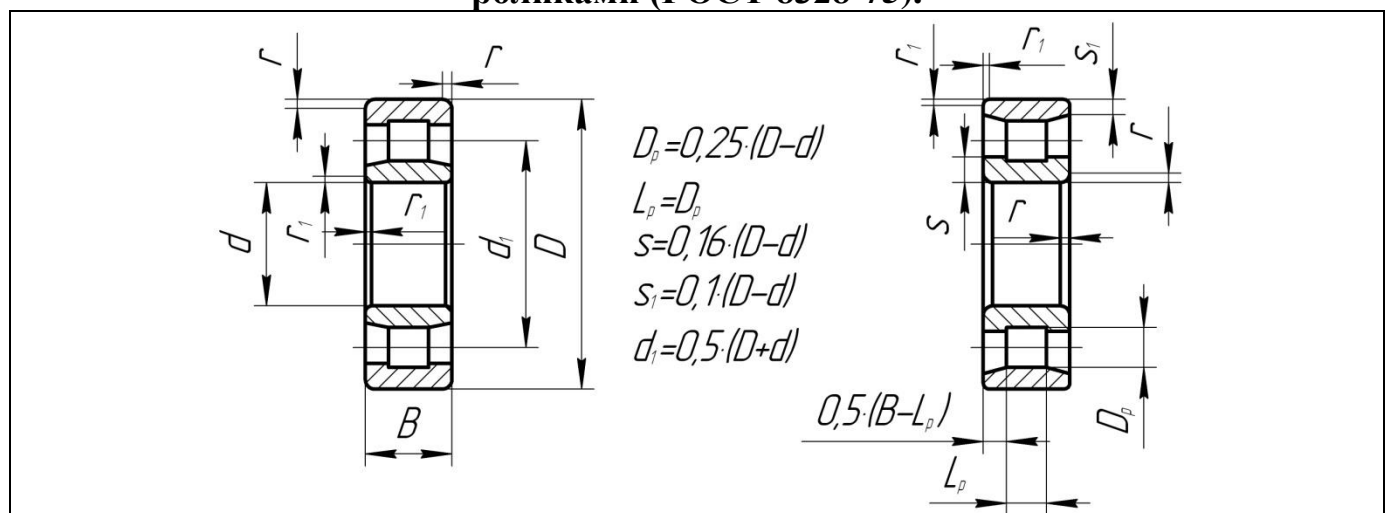
Условное обозначение	d	D	B	r	Грузоподъёмность, кН	
					Динамическая C	Статическая C_0
209А	45	85	19	2	36,4	20,1
210	50	90	20	2	35,1	19,8
211	55	100	21	2,5	43,6	25,0
212	60	110	22	2,5	52,0	31,0
213	65	120	23	2,5	56,0	34,0
214	70	125	24	2,5	61,8	37,5
215	75	130	25	2,5	66,3	41,0
216	80	140	26	3	70,2	45,0
217	85	150	28	3	83,2	53,0
217А	85	150	28	3	89,5	56,5
218	90	160	30	3	95,6	62,0
219	95	170	32	3,5	108,0	69,5
219А	95	170	32	3,5	115,0	74,0
220	100	180	34	3,5	124,0	79,0
Средняя серия						
300	10	35	11	1	8,06	3,75
301	12	37	12	1,5	9,75	4,65
302	15	42	13	1,5	11,4	5,4
303	17	47	14	1,5	13,5	6,65
304	20	52	15	2	15,9	7,8
305	25	62	17	2	22,5	11,4
306	30	72	19	2	28,1	14,6
307	35	80	21	2,5	33,2	18,0
308	40	90	23	2,5	41,0	22,4
309	45	100	25	2,5	52,7	30,0
310	50	110	27	3	65,8	36,0
311	55	120	29	3	71,5	41,5
312	60	130	31	3,5	81,9	48,0
313	65	140	33	3,5	92,3	56,0
314	70	150	35	3,5	104,0	63,0
315	75	160	37	3,5	112,0	72,5
316	80	170	39	3,5	124,0	80,0
316К5	80	170	39	3,5	130,0	89,0
317	85	180	41	4	133,0	90,0
318	90	190	43	4	143,0	99,0
319	95	200	45	4	153,0	110
319К5	95	200	45	4	161,0	120,0
320	100	215	47	4	174,0	132,0
Тяжёлая серия						
403	17	62	17	2	22,9	11,8
405	25	80	21	2,5	36,4	20,4
406	30	90	23	2,5	47,0	26,7
407	35	100	25	2,5	55,3	31,6
408	40	110	27	3	63,7	36,5
409	45	120	29	3	76,1	45,5
410	50	130	31	3,5	87,1	52,0
411	55	140	33	3,5	100,0	63,0
412	60	150	35	3,5	108,0	70,0

Окончание таблицы В 1

Условное обозначение	d	D	B	r	Грузоподъёмность, кН	
					Динамическая C	Статическая C_o
413	65	160	37	3,5	119,0	78,1
414	70	180	42	4	143,0	105,0
416	80	200	48	4	163,0	125,0
417	85	210	52	5	174,0	135,0

Приложение Г.

Подшипники роликовые радиальные с короткими цилиндрическими роликами (ГОСТ 8328-75).



Условное обозначение	d	D	B	r	r_1	Грузоподъёмность, кН	
						Динамическая C	Статическая C_o
Лёгкая узкая серия							
32202A	15	35	11	1	0,5	12,5	6,4
32203A	17	40	12	1	0,5	17,2	7,1
32204A	20	47	14	1,5	1,0	25,1	12,6
32205A	25	52	15	1,5	1,0	28,6	15,2
32206A	30	62	16	1,5	1,0	38,0	19,6
32207A	35	72	17	2,0	1,0	48,4	26,5
32208A	40	80	18	2,0	2,0	53,9	29,5
32209A	45	85	19	2,0	2,0	60,5	35,0
32210A	50	90	20	2,0	2,0	64,4	37,5
32211A	55	100	21	2,5	2,0	84,2	49,0
32212A	60	110	22	2,5	2,5	93,5	53,5
32213A	65	120	23	2,5	2,5	106,0	66,5
32214A	70	125	24	2,5	2,5	119,0	71,0
32215A	75	130	25	2,5	2,5	130,0	81,5
32216A	80	140	26	3,0	3,0	138,0	87,0
32217A	85	150	28	3,0	3,0	165,0	108,0
32218A	90	160	30	3,0	3,0	183,8	120,0
32220A	100	180	34	3,5	3,5	251,0	170,0

Окончание таблицы Г 1

Средняя узкая серия							
Условное обозначение	d	D	B	r	r_1	Грузоподъёмность, кН	
						Динамическая C	Статическая C_o
32306A	30	72	19	2	2,0	51,2	26,0
32307A	35	80	21	2,5	2,0	64,4	35,0
32308A	40	90	23	2,5	2,5	80,9	44,5
32309A	45	100	25	2,5	2,5	99,0	56,0
32310A	50	110	27	3,0	3,0	110,0	70,0
32311A	55	120	29	3,0	3,0	138,0	87,5
32312A	60	130	31	3,5	3,5	151,0	98,0
32313A	65	140	33	3,5	3,5	183,0	197,0
32314A	70	150	35	3,5	3,5	205,0	124,0
32315A	75	160	37	3,5	3,5	242,0	149,0
32316A	80	170	39	3,5	3,5	260,0	163,0
32317A	85	180	41	4,0	4,0	297,0	190,0
32318A	90	190	43	4,0	4,0	319,0	260,0
32319A	95	200	45	4,0	4,0	374,0	222,0
32320A	100	215	47	4,0	4,0	391,0	250,0
Лёгкая широкая серия							
2505A	25	52	18	1,5	1,0	34,1	18,8
2506A	30	62	20	1,5	1,0	38,0	28,0
2508A	40	80	23	2,0	2,0	56,1	42,0
2509A	45	85	23	2,0	2,0	73,7	45,5
2510A	50	90	23	2,0	2,0	78,1	48,5
2511A	55	100	25	2,5	2,0	99,0	64,0
2512A	60	110	28	2,5	2,5	128,0	85,0
2513A	65	120	31	2,5	2,5	147,0	100

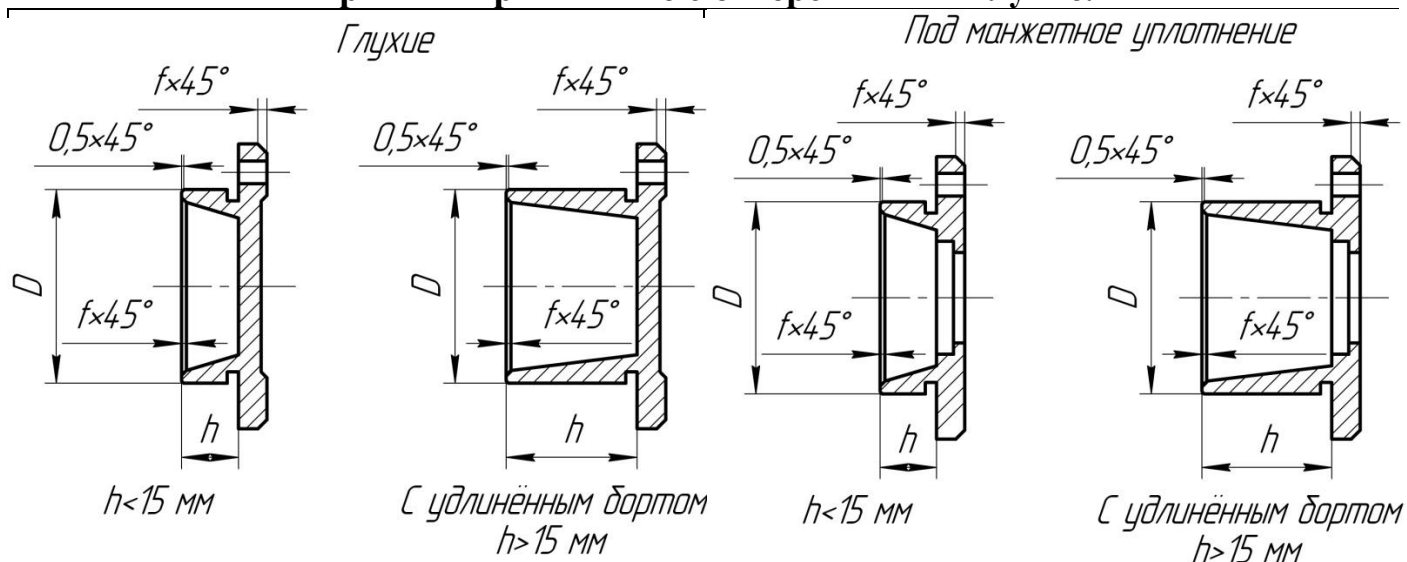
**Приложение Д.
Крышки врезные с отверстиями и глухие.**

	Глухие						Под манжетное уплотнение					
D	40	42	47	52	62	72	80	85	90	95	100	110
D_o	43	46	52	56	67	77	85	92	95	102	105	117
D_3	34	34	38	44	52	62	72	72	80	80	90	95
h	14						20					
h_1	3		4		5				7			
l	8						10					
l_1	2						3					
B	10						15					

Примечания:

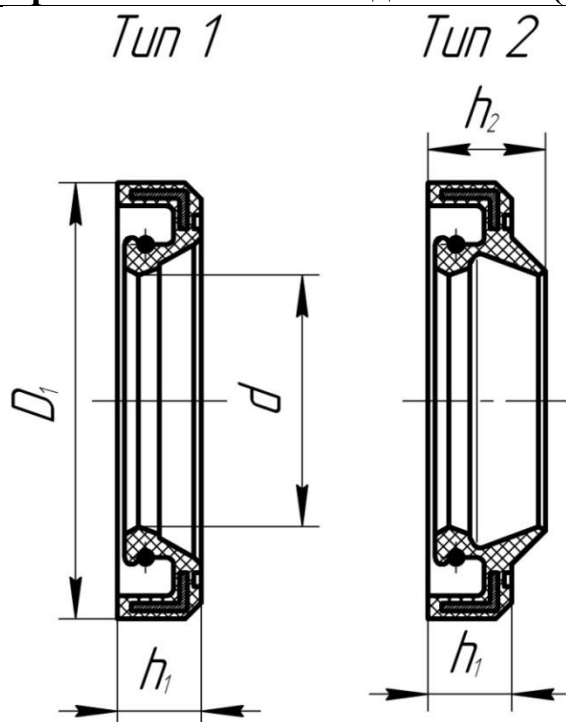
1. Размеры под манжетное уплотнение см. табл. П17.
2. Диаметр отверстия в крышке (допускаемое отклонение по H12 для крышки с манжетным уплотнением) определяется по соответствующему диаметру вала или втулки.
3. Допускаемое отклонение диаметра крышки D по $h8$.

**Приложение Е.
Крышки прижимные с отверстиями и глухие.**



Значение D принимается равным диаметру наружного кольца подшипника.

Приложение Ж.
Резиновые армированные манжеты для валов (ГОСТ 8752-79).



Диаметр вала <i>d</i>	<i>D</i> ₁		<i>h</i> ₁	<i>h</i> ₂ , не более	Диаметр вала <i>d</i>	<i>D</i> ₁		<i>h</i> ₁	<i>h</i> ₂ , не более
	1-й ряд	2-й ряд				1-й и 2-й ряды	1-й ряд		
20	40	35	8	12	42	62	62	10	14
	40	37	8	12		62	65	10	14
	40	38	8	12	44	—	62	10	14
	40	42	10	14		68	10	14	
21	40	37	8	12	45	65	62	10	14
	40	35	10	14		65	65	10	14
22	40	42	8	12		65	70	10	14
	40	42	10	14	48	70	65	10	14
24	40	42	10	14		70	72	10	14
	40	45	10	14	50	70	72	10	14
25	42	40	8	12		70	75	10	14
	42	45	10	14		70	80	12	16
26	45	40	8	12	52	75	72	10	14
	45	47	10	14		75	80	12	16
28	—	45	10	14	55	80	75	10	14
		47	10	14		80	82	12	16
		50	10	14	56	80	—	10	14
30	52	45	10	14	58	80	75	10	14
	52	47	10	14		80	82	12	16
	52	50	10	14	60	85	80	10	14
32	52	45	10	14		85	82	10	14
	52	50	10	14	62	—	80	10	14
35	52	47	10	14		82	10	14	
	52	50	10	14		85	10	14	
	58	55	10	14		90	12	16	
	58	57	10	14	63	90	10	14	

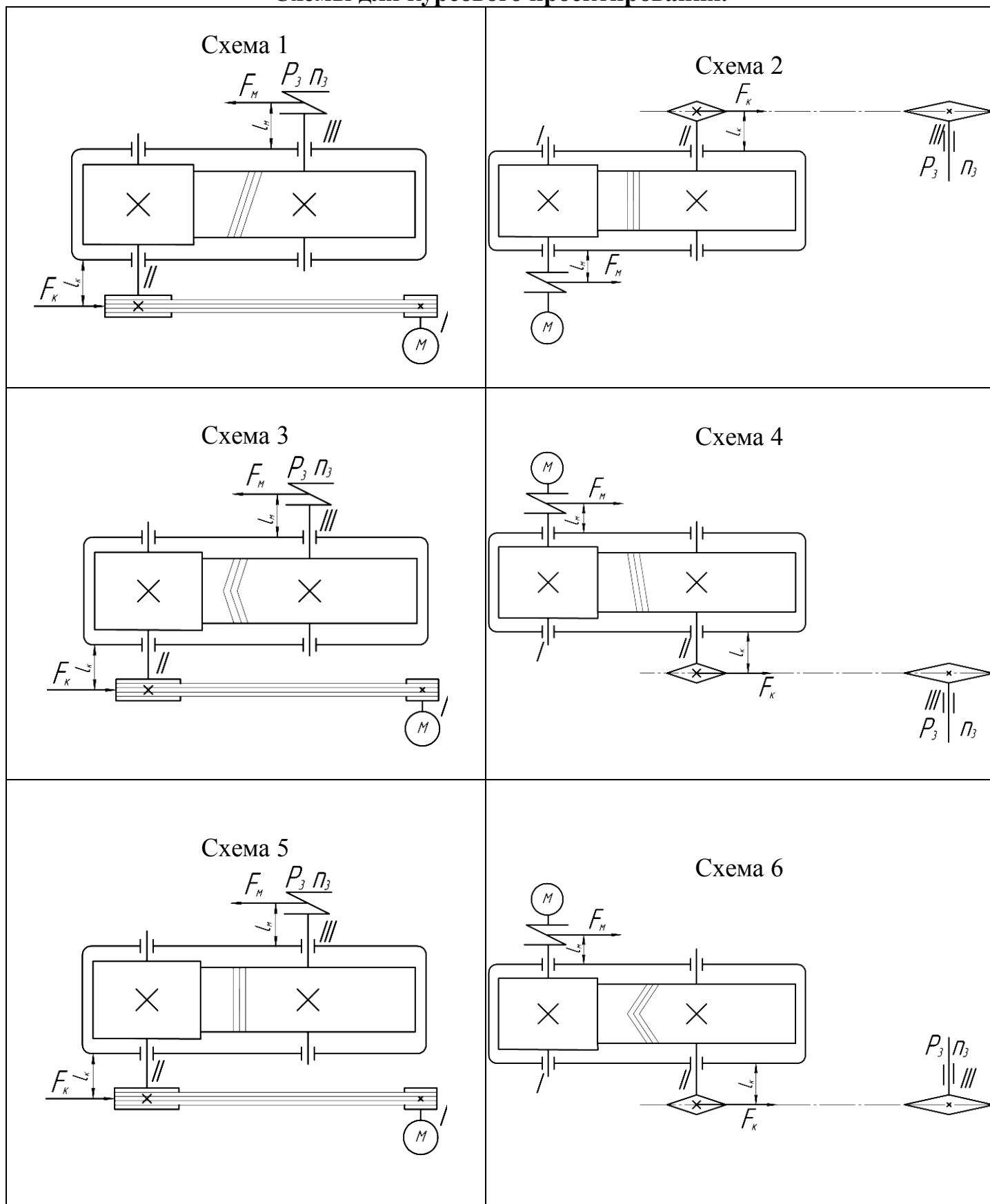
Окончание таблицы Ж 1

Диаметр вала d	D_1		h_1	h_2 , не более	Диаметр вала d	D_1		h_1	h_2 , не более
	1-й ряд	2-й ряд	1-й и 2-й ряды			1-й ряд	2-й ряд	1-й и 2-й ряды	
36	58	52	10	14	65	90	95	10	14
	58	55	10	14	67	–	90	12	16
	58	55	10	14	68	–	90	12	16
38	58	60	10	14		–	95	12	16
	58	62	10	14	70	95	100	12	16
40	60	55	10	14	71	95	–	10	14
	60	58	10	14	75	100	–	10	14
						100	102	12	16

Приложение И. Значения допусков форм и расположения поверхностей.

Допуски радиального биения , соосности , симметричности , пересечения осей в диаметральной выражении				Допуски цилиндричности , круглости , профиля продольного сечения			
Интервал номинальных размеров, мм	Степень точности			Степень точности			
	7	8	9	7	8	9	
	мкм			мкм			
До 3	12	20	30	5	8	12	
Свыше 3 до 10	16	25	40	6	10	16	
Свыше 10 до 18	20	30	50	8	12	20	
Свыше 18 до 30	25	40	60	10	16	25	
Свыше 30 до 50	30	50	80	12	20	30	
Свыше 50 до 120	40	60	100	15	25	40	
Свыше 120 до 250	50	80	120	20	30	50	
Свыше 250 до 400	60	100	160	25	40	60	
Допуски плоскости и прямолинейности				Допуски параллельности , перпендикулярности , торцового биения			
Интервал номинальных размеров, мм	Степень точности			Степень точности			
	7	8	9	7	8	9	
	мкм			мкм			
До 10	4	6	10	6	10	16	
Свыше 10 до 16	5	8	12	8	12	20	
Свыше 16 до 25	6	10	16	10	16	25	
Свыше 25 до 40	8	12	20	12	20	30	
Свыше 40 до 63	10	16	25	16	25	40	
Свыше 63 до 100	12	20	30	20	30	50	
Свыше 100 до 160	16	25	40	25	40	60	
Свыше 160 до 250	20	30	50	30	50	80	
Свыше 250 до 400	25	40	60	40	60	100	

Приложение К.
Схемы для курсового проектирования.



Приложение Л.
Примеры выполнения курсовых проектов.

**МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА И
ПРОДОВОЛЬСТВИЯ РБ**

**УО «ЖИРОВИЧСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
АГРАРНО-ТЕХНИЧЕСКИ КОЛЛЕДЖ»**

**СПЕЦИАЛЬНОСТЬ: 2-740601 «Техническое обеспечение процессов
сельскохозяйственного производства»**

**КУРСОВОЙ ПРОЕКТ
ПО ТЕХНИЧЕСКОЙ МЕХАНИКЕ**

**НА ТЕМУ: ПРОЕКТИРОВАНИЕ ОДНОСТУПЕНЧАТОГО
ЦИЛИНДРИЧЕСКОГО РЕДУКТОРА**

Пояснительная записка

Исполнитель: *ИИван* Иванов И.И.

Руководитель: *ППетр* Петров П.П.

Оценка _____

Жировичи 2012г

**МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА И ПРОДОВОЛЬСТВИЯ РЕС-
ПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ**

ЖИРОВИЧСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АГРАРНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ КОЛЛЕДЖ

Отделение «Техническое обеспечение процессов сельско-
хозяйственного производства»

Специальность: 2-74 06 01

«УТВЕРЖДАЮ»

Председатель предметной цикловой комиссии «Общетех-
нических дисциплин»

« _____ » _____ 20__ г.

ЗАДАНИЕ

на курсовой проект

учащемуся _____ **Иванову** _____
(фамилия, имя, отчество)

Ивану Ивановичу

курса _____ **2** _____ группы _____ **112м** _____

по дисциплине «Техническая механика»

Тема курсового проекта: «Расчёт и проектирование одноступенчатого цилиндрического ре-
дуктора общего назначения».

Исходные данные к проекту:

схема привода № **6** ;

тип редуктора – цилиндрический **шевронный** ;

мощность на ведомом валу привода $P_3 = \underline{8,0}$ кВт;

частота вращения ведомого вала привода $n_3 = \underline{400}$ об/мин.

Режим нагрузки – постоянный; редуктор предназначен для длительной экс-
плуатации и мелкосерийного производства с нереверсивной передачей. Зубчатые ко-
лёса нарезаны без смещения, расположение шестерни относительно опор – симмет-
ричное.

СОСТАВ ПРОЕКТА

Расчётно-пояснительная записка (перечень подлежащих разработке вопросов)	График (срок выполнения)
Введение.	
1. Выбор электродвигателя, кинематический расчёт привода.	
2. Выбор материалов зубчатой пары и определение допускаемых напряжений.	

3. Определение параметров передачи и геометрических размеров колёс.	
4. Силы в зацеплении передач.	
5. Проверка зубьев колеса по контактным напряжениям и напряжениям изгиба.	
6. Проектировочный расчёт валов редуктора.	
7. Конструктивные размеры зубчатой пары.	
8. Конструктивные размеры корпуса и крышки редуктора.	
9. Подбор подшипников и проверка их долговечности.	
10. Подбор шпонок и проверочный расчёт шпоночных соединений.	
11. Смазка зацепления и подшипников редуктора.	
Литература.	
Графическая часть проекта (перечень обязательных схем, графиков, чертежей)	
Лист 1. Эскизная компоновка редуктора, формат А2 (миллиметровая бумага).	
Лист 2. Рабочий чертеж ведомого вала, формат А3.	
Лист 3. Рабочий чертёж зубчатого колеса, формат А3.	

Дата выдачи задания учащемуся 01.03.2012г.

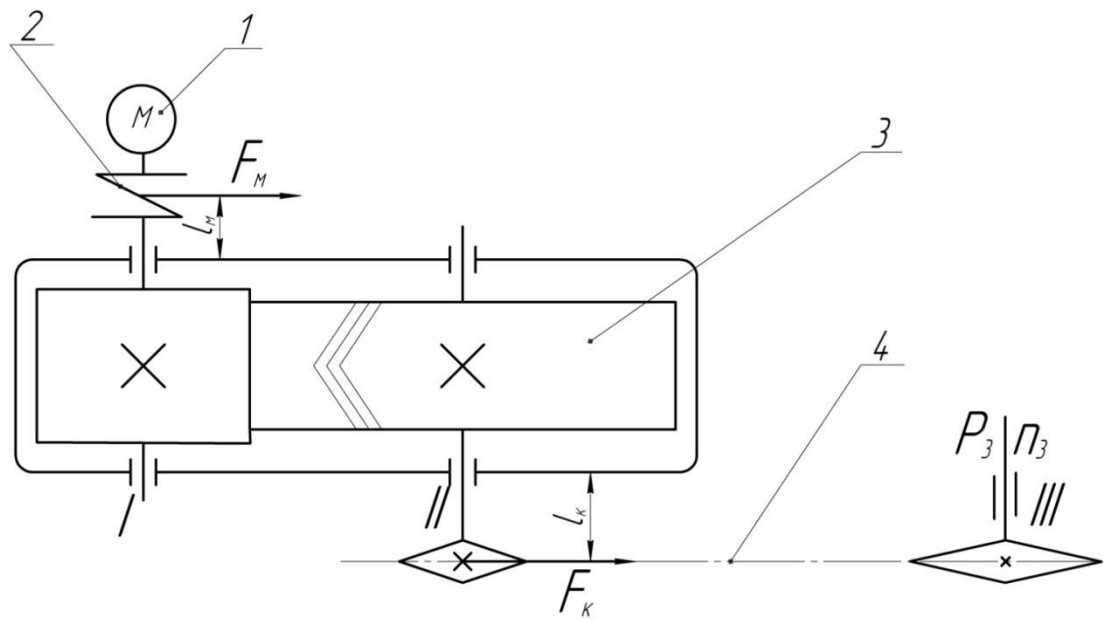
Дата окончания проектирования 25.06.2012г.

Преподаватель-руководитель проекта ППетр (Петров П.П.)
(подпись) (фамилия, инициалы)

Подпись учащегося ИИван Иванов И.И.

Жировичи 2012

Схема привода



- 1 - электродвигатель;
 2 - муфта соединительная;
 3 - редуктор цилиндрический шевронный;
 4 - передача цепная.

- I - вал ведущий редуктора;
 II - вал ведомый редуктора;
 III - вал ведомый привода.

Дополнительные нагрузки на валы редуктора:

F_M - нагрузка от муфты; F_K - консольная сила от ременной передачи; $F_M = 23\sqrt[3]{T}$
 ; $F_K = 125\sqrt{T}$; $l_M = 0,7 \cdot d_\delta + 50$; $l_K = 0,7 \cdot d_\delta + 50$; T - Н·м; F_M - Н; F_K - Н; l_M - мм; l_K - мм.

Перв. примен

Справ. №

Подп. и дата

Инв. № дробл.

Взам. инв. №

Подп. и дата

Инв. № подл.

РЕФЕРАТ

Данный курсовой проект состоит из 29 листов расчетно-пояснительной записки формата А4, в том числе 4 схем, 3 таблиц; 3 листов графической части.

В проекте приведен расчет цилиндрического одноступенчатого редуктора. Выполнен выбор материалов для изготовления зубчатых колёс и валов, определены допускаемые напряжения, определены геометрические размеры закрытой зубчатой передачи, осуществлён выбор двигателя, проведён проектный расчет валов, подобраны подшипники, рассчитаны шпоночные соединения. В курсовом проекте освещены вопросы смазки зубчатого зацепления и подшипников редуктора.

Целью курсового проекта является закрепление теоретических знаний полученных при изучении дисциплины Техническая механика и получение практических навыков проектирования основных узлов и механизмов машиностроения.

КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА: РЕДУКТОР, ПЕРЕДАТОЧНОЕ ЧИСЛО, ВАЛ, МУФТА, ЗУБЧАТОЕ ЗАЦЕПЛЕНИЕ, РЕМЕННАЯ ПЕРЕДАЧА, ШПОНОЧНОЕ СОЕДИНЕНИЕ, КОРПУС, КРЫШКА, ПОДШИПНИК.

Перв. примен

Справ. №

Подп. и дата

Инв. № дубл.

Взам. инв. №

Подп. и дата

Инв. № подл.

СОДЕРЖАНИЕ

Стр.

	ВВЕДЕНИЕ	6
	1. ВЫБОР ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ, КИНЕМАТИЧЕСКИЙ И СИЛОВОЙ РАСЧЁТ ПРИВОД.....	7
	2. ВЫБОР МАТЕРИАЛОВ ЗУБЧАТОЙ ПАРЫ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДОПУСКАЕМЫХ НАПРЯЖЕНИЙ.....	10
	3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ПЕРЕДАЧИ И ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ РАЗМЕРОВ КОЛЁС.....	11
	4. УСИЛИЯ В ЗАЦЕПЛЕНИИ ПЕРЕДАЧИ.....	13
	5. ПРОВЕРКА ЗУБЬЕВ КОЛЁС ПО КОНТАКТНЫМ НАПРЯЖЕНИЯМ И НАПРЯЖЕНИЯМ ИЗГИБА.....	15
	6. ПРОЕКТИРОВОЧНЫЙ РАСЧЁТ ВАЛОВ РЕДУКТОРА.....	18
	7. КОНСТРУКТИВНЫЕ РАЗМЕРЫ ЗУБЧАТОЙ ПАРЫ.....	20
	8. КОНСТРУКТИВНЫЕ РАЗМЕРЫ КОРПУСА И КРЫШКИ РЕДУКТОРА.....	22
	9. ПОДБОР ПОДШИПНИКОВ И ПРОВЕРКА ИХ ДОЛГОВЕЧНОСТИ.....	23
	10. ПОДБОР ШПОНОК И ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЁТ ШПОНОЧНЫХ СОЕДИНЕНИЙ.....	27
	11. СМАЗКА ЗАЦЕПЛЕНИЯ И ПОДШИПНИКОВ РЕДУКТОРА.....	28
	ЛИТЕРАТУРА.....	29

Перв. примен

Справ. №

Подп. и дата

Инв. № дубл.

Взам. инв. №

Подп. и дата

Инв. № подл.

КП. 12. 2-74 06 01. 1. 112м. 00. ПЗ

Изм/Лист	№ докум.	Подп.	Дата
Разраб.	Иванов И.И.		
Проб.	Петров П.П.		
Н.контр.			
Утв.			

*Редуктор
цилиндрический
шевронный*

Лит.	Лист	Листов
ЖГАТК		

ВВЕДЕНИЕ

В машиностроении широко применяются устройства, состоящие из зубчатых или червячных передач, выполненных в отдельном корпусе и работающих в масляной ванне. Такие устройства называются редукторами, если они понижают частоту вращения ведомого вала, соответственно увеличивая вращающий момент на ведомом валу.

Редукторы нашли широкое применение в машиностроении благодаря их компактности, универсальности, удобству монтажа и обслуживания.

В приводах машин и механизмов редукторы применяются, как правило, совместно с ременными и цепными передачами.

В проектируемом приводе схемой задано наличие после электродвигателя открытой ременной передачи и цилиндрического одноступенчатого редуктора с прямозубыми (косозубыми) колёсами.

Цилиндрические зубчатые передачи могут быть прямозубыми, косозубыми и шевронными. Прямозубые передачи имеют существенный недостаток – низкий коэффициент перекрытия, что приводит к динамичности нагрузки и увеличению габаритов передачи. У косозубых редукторов за счёт увеличения ширины колёс и коэффициента перекрытия значительно уменьшаются радиальные размеры. Однако, при этом появляются осевые силы, вызывающие смещение вала в осевом направлении, что требует установки специальных радиально-упорных подшипников и усложняет конструкцию подшипниковых узлов. Чтобы устранить осевые силы в зацеплении, применяют шевронные редукторы.

Конические передачи удобны тем, что могут вращения под углом.

Червячные редукторы нашли широкое применение благодаря тому, что они позволяют в одной ступени снизить угловую скорость ведомого вала, пропорционально повысив значение передаваемого момента. Хотя они имеют сравнительно низкий КПД, но другие достоинства компенсируют этот недостаток.

Все параметры проектируемого редуктора выбираются в соответствии со стандартами.

Перв. примен

Справ. №

Подп. и дата

Инв. № дубл.

Взам. инв. №

Подп. и дата

Инв. № подл.

Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
-----	------	----------	-------	------

КП. 12. 2-74 06 01. 1. 112м. 00. ПЗ

Лист

6

1. ВЫБОР ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ, КИНЕМАТИЧЕСКИЙ И СИЛОВОЙ РАСЧЁТЫ ПРИВОДА

Требуемую мощность P_{mp} электродвигателя определяем по формуле:

$$P_{mp} = \frac{P_3}{\eta_{общ}} \quad (1.1)$$

где P_3 – требуемая мощность на ведомом валу редуктора, кВт;

$\eta_{общ}$ – общий КПД привода.

Общий КПД привода определяем по формуле:

$$\eta_{общ} = \eta_1 \cdot \eta \cdot \eta_3^2 \cdot \eta_4 \quad (1.2)$$

где η_1 – КПД соединительной муфты, принимаем $\eta_1 = 0,98$ (табл. 1, стр. 3, /1/);

η_2 – КПД закрытой зубчатой цилиндрической передачи, принимаем $\eta_2 = 0,97$ (табл. 1, стр. 3, /1/);

η_3 – КПД пары подшипников качения, принимаем $\eta_3 = 0,99$ (табл. 1, стр. 3, /1/);

η_4 – КПД открытой цепной передачи, принимаем $\eta_4 = 0,92$ (табл. 1, стр. 3, /1/).

$$\eta_{общ} = 0,98 \cdot 0,97 \cdot 0,99^2 \cdot 0,92 = 0,857.$$

$$P_{mp} = \frac{8,0}{0,857} = 9,335 \text{ кВт.}$$

По таблице приложение А, стр. 48, /1/ примем асинхронный электродвигатель с короткозамкнутым ротором 4А132М2У3 номинальной мощностью $P_n = 11$ кВт, синхронная частота вращения $n_c = 3000$ об/мин, номинальное скольжение $s_n = 2,3\%$, диаметр вала электродвигателя $d_{ов} = 38$ мм (приложение Б).

Определяем номинальную частоту вращения ротора электродвигателя по формуле:

$$n_{ов} = n_c \cdot (1 - s_n) \quad (1.3)$$

$$n_{ов} = 3000 \cdot (1 - 0,023) = 2931 \text{ об/мин.}$$

Определяем общее передаточное число привода по формуле:

$$u_{общ} = \frac{n_n}{n_3} \quad (1.4)$$

$$u_{общ} = \frac{2931}{400} = 7,3275.$$

Для цилиндрического редуктора примем стандартное значение передаточного числа $u_{ред} = u_1 = 2$ (табл. 2, стр. 4, /1/) и определяем передаточное число цепной передачи по формуле:

$$u_2 = \frac{u_{общ}}{u_1} \quad (1.5)$$

$$u_2 = \frac{7,3275}{2} = 3,664.$$

Определяем частоту вращения n и угловую скорость ω .

Ведущий вал редуктора:

$$n_1 = n_{ов} = 2931 \text{ об/мин;}$$

$$\omega_1 = \frac{\pi \cdot n_1}{30}; \quad (1.6)$$

КП. 12. 2-74 06 01. 1. 112м. 01. ПЗ

Перв. примен

Справ. №

Подп. и дата

Инв. № дцл.

Взам. инв. №

Подп. и дата

Инв. № подл.

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
------	------	----------	-------	------

$$\omega_1 = \frac{3,14 \cdot 2931}{30} = 306,778 \text{ рад/с.}$$

Ведомый вал редуктора:

$$n_2 = \frac{n_1}{u_1}; \quad (1.7)$$

$$n_2 = \frac{2931}{2} = 1465,5 \text{ об/мин;}$$

$$\omega_2 = \frac{\pi \cdot n_2}{30}; \quad (1.8)$$

$$\omega_2 = \frac{3,14 \cdot 1465,5}{30} = 153,389 \text{ рад/с.}$$

Ведомый вал привода:

$$n_3 = \frac{n_2}{u_2}; \quad (1.9)$$

$$n_3 = \frac{1465,5}{3,664} = 400 \text{ об/мин;}$$

$$\omega_3 = \frac{\pi \cdot n_3}{30}; \quad (1.10)$$

$$\omega_3 = \frac{3,14 \cdot 400}{30} = 41,867 \text{ рад/с.}$$

Отклонение расчётной частоты вращения ведомого вала привода от заданной отсутствует.

Определяем мощность P и вращающие моменты T .

Ведущий вал редуктора:

$$P_1 = P_{mp} \cdot \eta_1 \cdot \eta_3; \quad (1.11)$$

$$P_1 = 9,335 \cdot 0,98 \cdot 0,99 = 9,057 \text{ кВт;}$$

$$T_1 = \frac{P_1 \cdot 10^3}{\omega_1}; \quad (1.12)$$

$$T_1 = \frac{9,057 \cdot 10^3}{306,778} = 29,523 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

Ведомый вал редуктора:

$$P_2 = P_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3; \quad (1.13)$$

$$P_2 = 9,057 \cdot 0,97 \cdot 0,99 = 8,697 \text{ кВт;}$$

$$T_2 = \frac{P_2 \cdot 10^3}{\omega_2}; \quad (1.14)$$

$$T_2 = \frac{8,697 \cdot 10^3}{153,389} = 56,699 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

Ведомый вал привода:

$$P_3 = P_2 \cdot \eta_4; \quad (1.15)$$

$$P_3 = 8,697 \cdot 0,92 = 8,0 \text{ кВт;}$$

КП. 12. 2-74 06 01. 1. 112м. 01. ПЗ

Лист

8

Изм Лист № докум. Подп. Дата

$$T_3 = \frac{P_3 \cdot 10^3}{\omega_3}; \quad (1.16)$$

$$T_3 = \frac{8,0 \cdot 10^3}{41,867} = 191,081 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Результаты расчетов сводим в табл. 1.1.

Таблица 1.1 – Характеристики валов привода

Вал Параметры	n , об/мин	ω , рад/с	P , кВт	T , Н·м
Ведущий редуктора	2931	306,778	9,057	29,523
Ведомый редуктора	1465,5	153,389	8,697	56,699
Ведомый привода	400	41,867	8,0	191,081

Перв. примен

Справ. №

Подп. и дата

Инв. № дубл.

Взам. инв. №

Подп. и дата

Инв. № подл.

Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
-----	------	----------	-------	------

КП. 12. 2-74 06 01. 1. 112м. 01. ПЗ

Лист
9

2. ВЫБОР МАТЕРИАЛА ЗУБЧАТОЙ ПАРЫ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДОПУСКАЕМЫХ НАПРЯЖЕНИЙ

Так как в задании нет особых требований в отношении габаритов передачи, выбираем материал со средними механическими характеристиками: для шестерни сталь 45, термическая обработка – улучшение, твёрдость $HB_1 230$; для колеса – сталь 45, термическая обработка улучшение, но твёрдость на 30 единиц ниже – $HB_2 200$.

Допускаемое контактное напряжение при расчете на прочность для шевронной зубчатой передачи определяем по формуле:

$$[\sigma_H] = 0,45 \cdot ([\sigma_{H1}] + [\sigma_{H2}]), \quad (2.1)$$

где $[\sigma_{H1}]$ и $[\sigma_{H2}]$ – допускаемые контактные напряжения для шестерни и колеса, определяем по формуле:

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H\lim b} \cdot K_{HL}}{[s_H]}, \quad (2.2)$$

где $\sigma_{H\lim b} = 2 \cdot HB + 70$ – предел контактной выносливости (табл. 4, стр. 9, /1/);
 $[s_H]$ – коэффициент безопасности, $[s_H] = 1,15$ для колёс из улучшенной стали (стр. 9, /1/);
 K_{HL} – коэффициент долговечности; при числе циклов нагружения больше базового, что имеет место при длительной эксплуатации $K_{HL} = 1,0$ (стр. 9, /1/).

Учитывая твёрдость материала, используемого для изготовления шестерни и колеса, по формуле 2.2 определяем допускаемые контактные напряжения для колеса и шестерни:

$$[\sigma_{H1}] = \frac{(2 \cdot HB_1 + 70) \cdot K_{HL}}{[s_H]} = \frac{(2 \cdot 230 + 70) \cdot 1}{1,15} = 4460,9 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_{H2}] = \frac{(2 \cdot HB_2 + 70) \cdot K_{HL}}{[s_H]} = \frac{(2 \cdot 200 + 70) \cdot 1}{1,15} = 408,7 \text{ МПа}.$$

По формуле 2.1 определяем допускаемые контактные напряжения:

$$[\sigma_H] = 0,45 \cdot (460,9 + 408,7) = 391,3 \text{ МПа}.$$

Допускаемые напряжения изгиба определяем по формуле:

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F\lim b}}{[s_F]}, \quad (2.3)$$

где $\sigma_{F\lim b} = 1,8 \cdot HB$ – предел выносливости при изгибе (табл. 5, стр. 10, /1/);
 $[s_F]$ – коэффициент безопасности, определяется как произведение двух коэффициентов – $[s_F] = [s_F]' \cdot [s_F]''$.

$$[s_F]' = 1,75 \text{ (табл. 5, стр. 10, /1/);}$$

$$[s_F]'' = 1 \text{ для поковок и штамповок (стр. 10, /1/).}$$

$$[s_F] = 1,75 \cdot 1 = 1,75.$$

Допускаемые напряжения изгиба определяем отдельно для шестерни и колеса:

$$\text{для шестерни } [\sigma_{F1}] = \frac{1,8 \cdot HB_1}{[s_F]} = \frac{1,8 \cdot 230}{1,75} = 236,6 \text{ МПа};$$

$$\text{для колеса } [\sigma_{F2}] = \frac{1,8 \cdot HB_2}{[s_F]} = \frac{1,8 \cdot 200}{1,75} = 205,7 \text{ МПа}.$$

Перв. примен

Справ. №

Подп. и дата

Инв. № дубл.

Взам. инв. №

Подп. и дата

Инв. № подл.

КП. 12. 2-74 06 01. 1. 112м. 02. ПЗ

Лист
10

3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ПЕРЕДАЧИ И ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ РАЗМЕРОВ КОЛЁС

Определяем межосевое расстояние закрытых передач из условия контактной прочности по формуле:

$$a_w = K_a \cdot (u + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{T \cdot 10^3 \cdot K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 \cdot u^2 \cdot \psi_{ba}}}, \quad (3.1)$$

где K_a – коэффициент межосевого расстояния, для шевронных передач $K_a = 43$ (стр. 11, /1/);

u – передаточное число редуктора;

T – вращающий момент на ведомом валу редуктора, Н·м;

$K_{H\beta}$ – коэффициент неравномерности распределения нагрузки по ширине венца, $K_{H\beta} = 1,0$ (табл. 6, стр. 12, /1/);

ψ_{ba} – коэффициент ширины венца колеса, принимаем для шевронной передачи $\psi_a = 0,5$ (стр. 11, /1/).

$$a_w = 43 \cdot (2 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{56,699 \cdot 10^3 \cdot 1,0}{391,3^2 \cdot 2^2 \cdot 0,5}} = 73,5 \text{ мм.}$$

Округляем до ближайшего значения, используя ряд нормальных линейных размеров ГОСТ 2185-66 (табл. 7, стр. 13, /1/): $a_w = 80$ мм.

Определяем нормальный модуль зацепления m_n , мм, по формуле:

$$m_n = (0,01 \dots 0,02) \cdot a_w \quad (3.2)$$

$$m_n = (0,01 \dots 0,02) \cdot 80 = 0,8 \dots 1,6 \text{ мм.}$$

По ГОСТ 9563-60 (табл. 7, стр. 13, /1/) принимаем $m_n = 1,25$ мм.

Предварительно принимаем угол наклона зубьев $\beta = 30^\circ$.

Определяем число зубьев шестерни по формуле:

$$z_1 = \frac{2 \cdot a_w \cdot \cos \beta}{m_n \cdot (u + 1)}, \quad (3.3)$$

где u – передаточное число редуктора;

$$z_1 = \frac{2 \cdot 80 \cdot 0,866}{1,25 \cdot (2 + 1)} = 36,9.$$

Принимаем $z_1 = 37$.

Определяем число зубьев колеса по формуле:

$$z_2 = z_1 \cdot u, \quad (3.4)$$

где u – передаточное число редуктора;

$$z_2 = 37 \cdot 2 = 74.$$

Уточняем угол наклона зубьев по формуле:

$$\cos \beta = 0,5 \cdot (z_1 + z_2) \cdot \frac{m_n}{a_w}. \quad (3.5)$$

$$\cos \beta = 0,5 \cdot (37 + 74) \cdot \frac{1,25}{80} = 0,8672.$$

$$\beta = \arccos \beta = \arccos 0,8672 = 29,8651^\circ$$

КП. 12. 2-74 06 01. 1. 112м. 03. ПЗ

Лист
11

Изм Лист № докум. Подп. Дата

Определяем делительные диаметр шестерни и колеса по формуле:

$$d = z \cdot \frac{m_n}{\cos \beta}, \quad (3.6)$$

где β – уточнённый угол наклона зубьев.

$$d_1 = z_1 \cdot \frac{m_n}{\cos \beta} = 37 \cdot \frac{1,25}{0,8672} = 53,3 \text{ мм};$$

$$d_2 = z_2 \cdot \frac{m_n}{\cos \beta} = 74 \cdot \frac{1,25}{0,8672} = 106,7 \text{ мм}.$$

Определяем фактическое межосевое расстояние a_w , мм:

$$a_w = \frac{d_1 + d_2}{2}; \quad (3.7)$$

$$a_w = \frac{53,3 + 106,7}{2} = 80 \text{ мм}.$$

Определяем диаметр вершин зубьев шестерни и колеса по формуле:

$$d_a = d + 2 \cdot m_n; \quad (3.8)$$

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m_n = 53,3 + 2 \cdot 1,25 = 55,8 \text{ мм};$$

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m_n = 106,7 + 2 \cdot 1,25 = 109,2 \text{ мм}.$$

Определяем диаметр впадин зубьев шестерни и колеса по формуле:

$$d_f = d - 2,5 \cdot m_n; \quad (3.9)$$

$$d_{f1} = d_1 - 2,5 \cdot m_n = 53,3 - 2,5 \cdot 1,25 = 50,2 \text{ мм};$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,5 \cdot m_n = 106,7 - 2,5 \cdot 1,25 = 103,6 \text{ мм}.$$

Определяем ширину венца колеса по формуле:

$$b_2 = \psi_{ba} \cdot a_w; \quad (3.10)$$

$$b_2 = 0,5 \cdot 80 = 40 \text{ мм}.$$

Определяем ширину венца шестерни по формуле:

$$b_1 = b_2 + (1 \dots 2) \cdot m_n; \quad (3.11)$$

$$b_1 = 40 + (1 \dots 2) \cdot 1,25 = 41,25 \dots 42,5 \text{ мм}.$$

Принимаем $b_1 = 44 \text{ мм}$.

Перв. примен

Справ. №

Подп. и дата

И/Ив. № дубл.

Взам. инв. №

Подп. и дата

И/Ив. № подл.

Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
-----	------	----------	-------	------

КП. 12. 2-74 06 01. 1. 112м. 03. ПЗ

Лист

12

4. УСИЛИЯ В ЗАЦЕПЛЕНИИ ПЕРЕДАЧИ

В зацеплении прямозубой передачи действуют силы:

F_t – окружная сила в зацеплении;

F_r – радиальная сила в зацеплении.

$$F_t = \frac{2 \cdot T}{d}, \quad (4.1)$$

где T – вращающий момент на ведомом валу редуктора, Н·м;

d – делительный диаметр колеса, мм.

$$F_t = \frac{2 \cdot 56,699 \cdot 10^3}{106,7} = 1062,774 \text{ Н.}$$

$$F_r = \frac{F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta}; \quad (4.2)$$

где α – угол эвольвентного зацепления, $\alpha = 20^\circ$;

β – уточнённый угол наклона зубьев.

$$F_r = \frac{1062,774 \cdot 0,364}{0,8672} = 446,091 \text{ Н.}$$

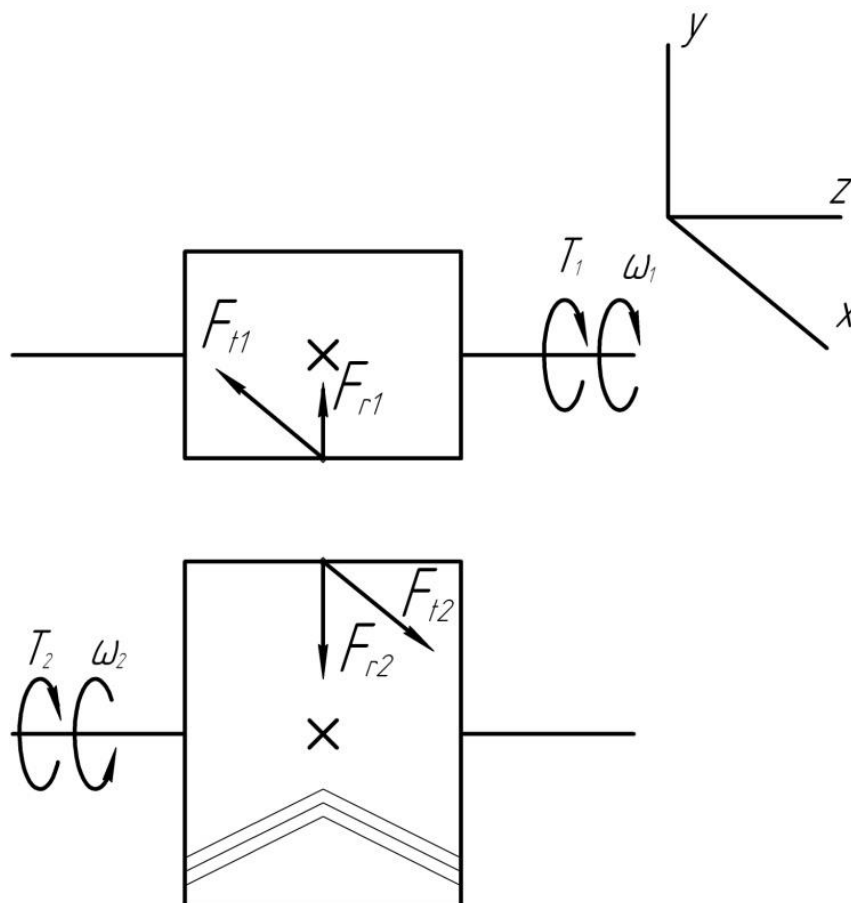


Рис. 4.1. Схема сил в зацеплении.

Помимо усилий в зацеплении на валы редуктора действуют силы от соединительной муфты на ведущем валу и усилие от натяжения цепи на ведомом валу.

Перв. примен.

Справ. №

Подп. и дата.

Изм. № дил.

Взам. инв. №

Подп. и дата.

Изм. № подл.

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

КП. 12. 2-74 06 01. 1. 112м. 04. ПЗ

Лист
13

Усилие от муфты возникает из-за неточности сборки и изготовления деталей и вращается (циркулирует) вместе с валом, определяем по формуле:

$$F_m = 23 \cdot \sqrt[3]{T}, \quad (4.3)$$

где T – вращающий момент на ведущем валу редуктора, Н·м;

$$F_m = 23 \cdot \sqrt[3]{29,523} = 71,086 \text{ Н.}$$

Силу от цепной передачи определяем по формуле:

$$F_k = 125 \cdot \sqrt{T}, \quad (4.4)$$

где T – вращающий момент на ведомом валу редуктора, Н·м;

$$F_k = 125 \cdot \sqrt{56,699} = 941,234 \text{ Н.}$$

Перв. примен

Справ. №

Подп. и дата

Инв. № дцкл.

Взам. инв. №

Подп. и дата

Инв. № подл.

Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
-----	------	----------	-------	------

КП. 12. 2-74 06 01. 1. 112м. 04. ПЗ

Лист
14

5. ПРОВЕРКА ЗУБЬЕВ КОЛЁС ПО КОНТАКТНЫМ НАПРЯЖЕНИЯМ И НАПРЯЖЕНИЯМ ИЗГИБА

Определяем окружную скорость U , м/с:

$$U = \frac{\omega \cdot d}{2 \cdot 10^3}, \quad (5.1)$$

где ω – угловая скорость ведомого вала редуктора, рад/с;

d – делительный диаметр колеса, мм.

$$U = \frac{153,289 \cdot 106,7}{2 \cdot 10^3} = 8,2 \text{ м/с.}$$

Определяем степень точности (стр. 17, /1/). При окружной скорости $U < 10$ м/с (для шевронных цилиндрических передач) принимаем 8 степень точности.

Определяем отношение $\psi_{bd} = \frac{b_1}{d_1} = \frac{44}{53,3} = 0,826$.

Проверочный расчёт на контактную выносливость для прямозубой передачи выполняем по формуле:

$$\sigma_H = \frac{270}{a_w} \cdot \sqrt{\frac{T \cdot K_H \cdot (u+1)^3}{b \cdot u^2}} \leq [\sigma_H], \quad (5.2)$$

где a_w – межосевое расстояние, мм;

T – вращающий момент на ведомом валу редуктора, Н·м;

K_H – коэффициент нагрузки;

u – передаточное число редуктора;

b – ширина венца зубчатого колеса, мм.

Коэффициент нагрузки определяем по формуле:

$$K_H = K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\nu}, \quad (5.3)$$

где $K_{H\alpha}$ – коэффициент учитывающий неравномерность распределения нагрузки между зубьями, $K_{H\alpha} = 1,115$ (табл. 8, стр. 18, /1/);

$K_{H\beta}$ – коэффициент неравномерности распределения нагрузки по ширине венца, $K_{H\beta} = 1,03$ (табл. 9, стр. 18, /1/);

$K_{H\nu}$ – динамический коэффициент, $K_{H\nu} = 1,01$ (табл. 10, стр. 19, /1/).

$$K_H = 1,115 \cdot 1,03 \cdot 1,01 = 1,16.$$

$$\sigma_H = \frac{270}{80} \cdot \sqrt{\frac{56,699 \cdot 10^3 \cdot 1,16 \cdot (2+1)^3}{40 \cdot 2^2}} = 355,6 \text{ МПа} < [\sigma_H] = 391,3 \text{ МПа.}$$

Определяем отклонение значения расчётного контактного напряжения от допускаемого по формуле:

$$\Delta\sigma_H = \frac{\sigma_H - [\sigma_H]}{[\sigma_H]}. \quad (5.4)$$

Если получится отрицательное значение, то имеет место недогрузка, а если положительное – перегрузка. Допускается недогрузка передачи до 10% и перегрузка – до 5% (стр. 65, /3/).

$$\Delta\sigma_H = \frac{355,6 - 391,3}{391,3} \cdot 100 \% = -9,1 \%.$$

Отклонение допустимо. Но в целях экономии материала целесообразно уменьшить ширину венца колеса редуктора.

КП. 12. 2-74 06 01. 1. 112м. 05. ПЗ

Принимаем $b_2 = 34$ мм. Тогда:

$$\sigma_H = \frac{270}{80} \cdot \sqrt{\frac{56,699 \cdot 10^3 \cdot 1,16 \cdot (2+1)^3}{34 \cdot 2^2}} = 385,7 \text{ МПа} < [\sigma_H] = 391,3 \text{ МПа.}$$

$$\Delta\sigma_H = \frac{385,7 - 391,3}{391,3} \cdot 100 \% = -1,4 \%$$

Отклонение допустимо.

Окончательно принимаем $b_2 = 34$ мм, тогда:

$$b_1 = b_2 + (1...2) \cdot m_n = 34 + (1...2) \cdot 1,25 = 35,25...36,5 \text{ мм.}$$

Принимаем $b_1 = 38$ мм.

Проверку зубьев на изгиб выполняем по формуле:

$$\sigma_F = \frac{F_t \cdot K_F \cdot Y_F \cdot Y_\beta \cdot K_{F\alpha}}{b \cdot m_n} \leq [\sigma_F], \quad (5.5)$$

где F_t – окружная сила в зацеплении, Н;

K_F – коэффициент нагрузки;

Y_F – коэффициент, учитывающий форму зуба;

m_n – нормальный модуль зацепления, мм;

b – ширина венца зубчатого колеса, которое будем проверять на изгиб, мм;

$K_{F\alpha}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между зубьями, $K_{F\alpha} = 0,92$ (стр. 21, /1/);

Y_β – коэффициент для компенсации погрешности.

Коэффициент нагрузки определяем по формуле:

$$K_F = K_{F\beta} \cdot K_{Fv}, \quad (5.6)$$

где $K_{F\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине зуба, $K_{F\beta} = 1,08$ (табл. 11, стр. 20, /1/);

K_{Fv} – динамический коэффициент, $K_{Fv} = 1,4$ (табл. 12, стр. 20, /1/).

$$K_F = 1,08 \cdot 1,4 = 1,512.$$

Коэффициент компенсации погрешности определяем по формуле:

$$Y_\beta = 1 - \frac{\beta^\circ}{140}; \quad (5.7)$$

$$Y_\beta = 1 - \frac{29,8651^\circ}{140} = 0,787.$$

Определяем эквивалентное количество зубьев шестерни и колеса по формуле:

$$z_v = \frac{z}{\cos^3 \beta}; \quad (5.8)$$

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta} = \frac{37}{0,8672^3} = 56,7;$$

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3 \beta} = \frac{74}{0,8672^3} = 113,5.$$

КП. 12. 2-74 06 01. 1. 112м. 05. ПЗ

Коэффициент формы зуба определяем отдельно для шестерни и колеса (табл. 13, стр. 20, /1/).

$$Y_{F1} = 3,63; \quad Y_{F2} = 3,60.$$

Определяем отношение:

$$\frac{[\sigma_F]_1}{Y_{F1}} = \frac{236,6}{3,63} = 65,179 \text{ МПа}; \quad \frac{[\sigma_F]_2}{Y_{F2}} = \frac{205,7}{3,6} = 57,139 \text{ МПа}.$$

Проверяем на изгиб зубья колеса, так как для них отношение меньше.

$$\sigma_F = \frac{1062,774 \cdot 1,512 \cdot 3,6 \cdot 0,787 \cdot 0,92}{34 \cdot 1,25} = 98,6 \text{ МПа} < [\sigma_{F2}] = 205,7 \text{ МПа}.$$

Расчётное напряжение на изгиб σ_F значительно меньше допускаемого $[\sigma_F]$ – это допустимо, так как нагрузочная способность большинства передач ограничивается контактной прочностью.

Прочность зубьев обеспечена.

Перв. примен

Справ. №

Подп. и дата

Инв. № дубл.

Взам. инв. №

Подп. и дата

Инв. № подл.

Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
-----	------	----------	-------	------

КП. 12. 2-74 06 01. 1. 112м. 05. ПЗ

Лист
17

6. ПРОЕКТИРОВОЧНЫЙ РАСЧЕТ ВАЛОВ РЕДУКТОРА

Диаметры выходных концов валов редуктора определяем из условия прочности по заданным напряжениям $[\tau_k] = 20$ МПа, используя формулу:

$$d_e = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T}{\pi \cdot [\tau_k]}}, \quad (6.1)$$

где T – вращающий момент на соответствующем валу редуктора, Н · м;
Ведущий вал редуктора:

$$d_{e1} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T_1}{\pi \cdot 20}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 29,523 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 20}} = 19,6 \text{ мм.}$$

Принимаем стандартное значение $d_{e1} = 20$ мм.

Диаметр вала под подшипник определяем по формуле:

$$d_{n1} = d_{e1} + 2 \cdot t, \quad (6.2)$$

где t – высота буртика, по табл. 15, стр. 23, /1/ для вала диаметром 20мм принимаем $t = 2,0$ мм.

$$d_{n1} = 20 + 2 \cdot 2,0 = 24 \text{ мм.}$$

Принимаем диаметр вала под подшипник $d_{n1} = 25$ мм.

Шестерню выполняем за одно целое с валом.

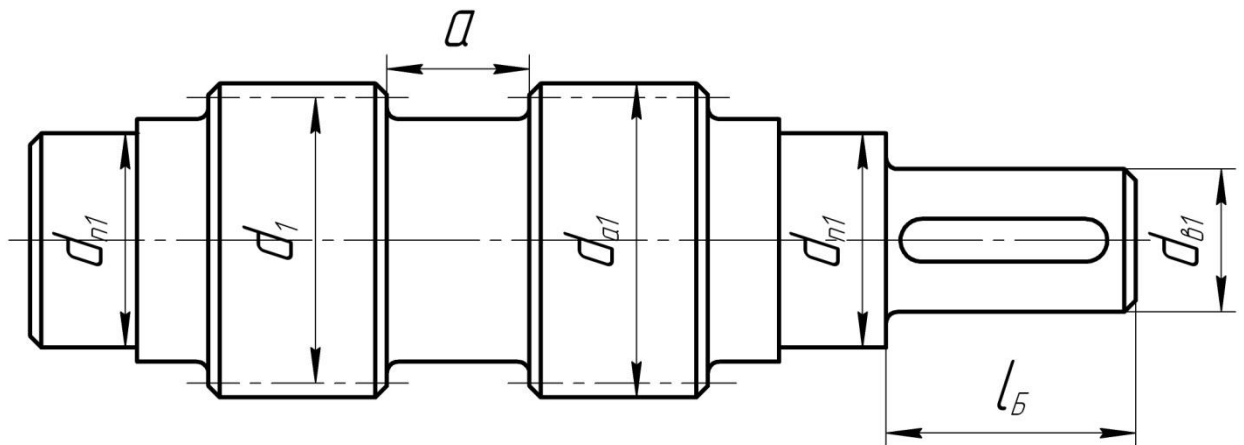


Рис. 6.1. Схема ведущего вала редуктора.

Ведомый вал редуктора:

$$d_{e2} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T_2}{\pi \cdot 20}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 56,699 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 20}} = 24,4 \text{ мм.}$$

Принимаем стандартное значение $d_{e2} = 25$ мм.

Диаметр вала под подшипник определяем по формуле:

$$d_{n2} = d_{e2} + 2 \cdot t, \quad (6.3)$$

где t – высота буртика, по табл. 15, стр. 23, /1/ для вала диаметром 25мм принимаем $t = 2,2$ мм.

$$d_{n2} = 25 + 2 \cdot 2,2 = 29,4 \text{ мм.}$$

Принимаем диаметр вала под подшипник $d_{n2} = 30$ мм.

Диаметр вала под зубчатым колесом определяем по формуле:

Перв. примен

Справ. №

Подп. и дата

Инв. № докл.

Взам. инв. №

Подп. и дата

Инв. № подл.

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

КП. 12. 2-74 06 01. 1. 112м. 06. ПЗ

$$d_{к2} = d_{н2} + 2 \cdot r, \quad (6.4)$$

где r – координаты фаски подшипника, по табл. 15, стр. 23, /1/ для вала диаметром 30мм принимаем $r = 2,0$ мм.

$$d_{к2} = 30 + 2 \cdot 2,0 = 34 \text{ мм.}$$

Принимаем диаметр вала под зубчатым колесом $d_{к2} = 34$ мм.

Остальные диаметры валов примем при окончательной конструктивной разработке.

Длину выходных концов валов редуктора определяем по формуле:

$$l = 2 \cdot d_{г}; \quad (6.5)$$

$$l_{б} = 2 \cdot d_{г1} = 2 \cdot 20 = 40 \text{ мм};$$

$$l_{т} = 2 \cdot d_{г2} = 2 \cdot 25 = 50 \text{ мм.}$$

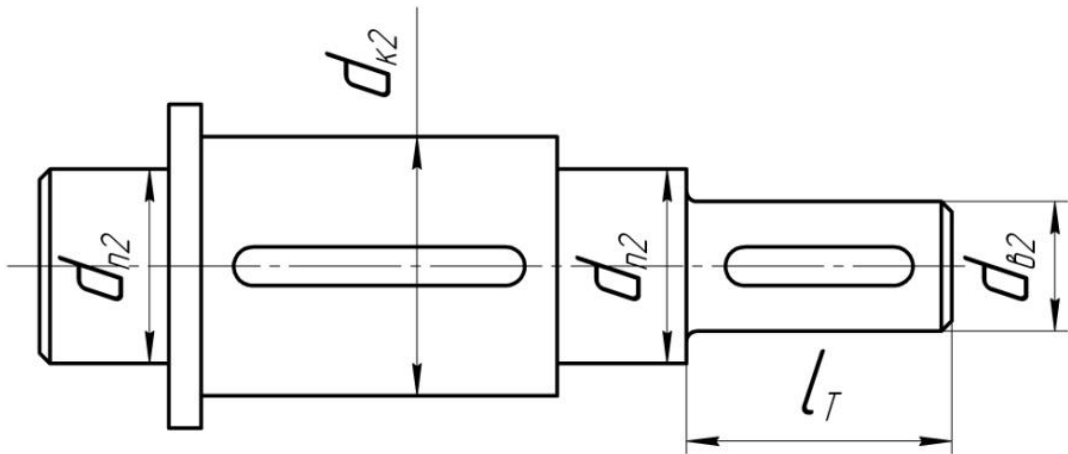


Рис. 6.2. Схема ведомого вала редуктора.

Перв. примен.

Справ. №

Подп. и дата

Инв. № дубл.

Взам. инв. №

Подп. и дата

Инв. № подл.

Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

КП. 12. 2-74 06 01. 1. 112м. 06. ПЗ

Лист

19

7. КОНСТРУКТИВНЫЕ РАЗМЕРЫ ЗУБЧАТОЙ ПАРЫ

Шестерню выполняем за одно целое с валом. Её размеры определены выше:

$$d_1 = 53,3 \text{ мм}; d_{a1} = 55,8 \text{ мм}; d_{f1} = 51,2 \text{ мм}; b_1 = 38 \text{ мм}.$$

Колесо зубчатое кованное:

$$d_2 = 106,7 \text{ мм}; d_{a2} = 109,2 \text{ мм}; d_{f2} = 103,6 \text{ мм}; b_2 = 34 \text{ мм}; d_{к2} = 34 \text{ мм}.$$

Шевронные зубчатые колёса будем изготавливать с дорожкой в середине колеса для выхода режущего инструмента. Ширину дорожки a определяем по формуле:

$$a = (10...15) \cdot m_n; \quad (7.1)$$

где m_n – нормальный модуль зацепления.

$$a = (10...15) \cdot 1,25 = 12,5...18,75 \text{ мм}.$$

Принимаем ширину дорожки $a = 16 \text{ мм}$.

Диаметр ступицы определим по формуле:

$$d_{cm} = 1,6 \cdot d_{к2}; \quad (7.2)$$

$$d_{cm} = 1,6 \cdot 34 = 54,4 \text{ мм}.$$

Принимаем диаметр ступицы $d_{cm} = 54 \text{ мм}$.

Длину ступицы определим по формуле:

$$l_{cm} = (1,2...1,5) \cdot d_{к2}; \quad (7.3)$$

$$l_{cm} = (1,2...1,5) \cdot 34 = 40,8...51 \text{ мм}.$$

Принимаем длину ступицы равную сумме ширины дорожки и ширины венца зубчатого колеса $l_{cm} = a + b_2 = 16 + 34 = 50 \text{ мм}$.

Толщину обода определим по формуле:

$$\delta_o = (2,5...4) \cdot m_n; \quad (7.4)$$

где m_n – нормальный модуль зацепления, мм.

$$\delta_o = (2,5...4) \cdot 1,25 = 3,125...5 \text{ мм}.$$

Принимаем толщину обода $\delta_o = 8 \text{ мм}$ (табл. 19, стр. 26, /1/).

Толщину диска определим по формуле:

$$C = 0,3 \cdot b, \quad (7.5)$$

где b – ширина венца зубчатого колеса, мм.

$$C = 0,3 \cdot 18 = 10,2 \text{ мм}.$$

Принимаем толщину диска $C = 12 \text{ мм}$.

Определяем внутренний диаметр обода колеса по формуле:

$$D_o = d_{f2} - 2 \cdot \delta_o. \quad (7.6)$$

$$D_o = 103,6 - 2 \cdot 8 = 87,6 \text{ мм}.$$

Принимаем внутренний диаметр обода колеса $D_o = 87 \text{ мм}$.

Определяем диаметр центральной окружности по формуле:

$$D_{омс} = 0,5 \cdot (D_o + d_{cm}). \quad (7.7)$$

$$D_{омс} = 0,5 \cdot (87 + 54) = 70,5 \text{ мм}.$$

Принимаем диаметр центральной окружности $D_{омс} = 70 \text{ мм}$.

Определяем диаметр отверстий по формуле:

$$d_{омс} = \left(\frac{D_o - d_{cm}}{4} \right); \quad (7.8)$$

Перв. примен

Справ. №

Подп. и дата

Инд. № дубл.

Взам. инв. №

Подп. и дата

Инд. № подл.

$$d_{отв} = \left(\frac{87 - 54}{4} \right) = 8,25 \text{ мм.}$$

Принимаем диаметр отверстий $d_{отв} = 8 \text{ мм.}$

Определяем размер фасок на торцах зубьев по формуле:

$$f = (0,6...0,7) \cdot m_n; \tag{7.9}$$

$$f = (0,6...0,7) \cdot 1,25 = 0,75...0,875 \text{ мм.}$$

Принимаем $f = 1,0 \text{ мм.}$

Перв. примен

Справ. №

Подп. и дата

Изм. № дробл.

Взам. инв. №

Подп. и дата

Изм. № подл.

КП. 12. 2-74 06 01. 1. 112м. 07. ПЗ

Лист

21

Изм Лист № докум. Подп. Дата

8. КОНСТРУКТИВНЫЕ РАЗМЕРЫ КОРПУСА И КРЫШКИ РЕДУКТОРА

Толщину стенок корпуса и крышки определяем по формулам:

$$\delta = 0,025 \cdot a_w + 1; \quad (8.1)$$

$$\delta_1 = 0,02 \cdot a_w + 1; \quad (8.2)$$

$$\delta = 0,025 \cdot 80 + 1 = 3 \text{ мм};$$

$$\delta_1 = 0,02 \cdot 80 + 1 = 2,6 \text{ мм}.$$

Принимаем для литого корпуса $\delta = \delta_1 = 8 \text{ мм}$ (табл. 21, стр. 27, /1/).

Толщину фланцев верхнего пояса корпуса и пояса крышки определяем по формулам:

$$b = 1,5 \cdot \delta; \quad (8.3)$$

$$b_1 = 1,5 \cdot \delta_1; \quad (8.4)$$

$$b = b_1 = 1,5 \cdot 8 = 12 \text{ мм}.$$

Толщину фланцев нижнего пояса корпуса определяем по формуле:

$$p = 2,35 \cdot \delta; \quad (8.5)$$

$$p = 2,35 \cdot 8 = 18,8 \text{ мм}.$$

Принимаем толщину фланцев нижнего пояса корпус $p = 20 \text{ мм}$.

Диаметр фундаментальных болтов определяем по формуле:

$$d_1 = (0,03 \dots 0,036) \cdot a_w + 12; \quad (8.6)$$

$$d_1 = (0,03 \dots 0,036) \cdot 80 + 12 = 14,4 \dots 14,88 \text{ мм}.$$

Принимаем болты с резьбой $M14 \times 2,0$; $d_1 = 14 \text{ мм}$.

Диаметр болтов, соединяющих крышку с корпусом у подшипников, определяем по формуле:

$$d_2 = 0,75 \cdot d_1; \quad (8.7)$$

$$d_2 = 0,75 \cdot 14 = 10,5 \text{ мм}.$$

Принимаем болты с резьбой $M10 \times 1,5$; $d_2 = 10 \text{ мм}$.

Диаметр болтов, соединяющих крышку с корпусом, определяем по формуле:

$$d_3 = 0,6 \cdot d_1; \quad (8.8)$$

$$d_3 = 0,6 \cdot 14 = 8,4 \text{ мм}.$$

Принимаем болты с резьбой $M8 \times 1,25$; $d_3 = 8 \text{ мм}$.

Размеры, определяющие положения болтов у подшипников находим по формуле:

$$e \approx (1,0 \dots 1,2) \cdot d_2; \quad (8.9)$$

$$e \approx (1,0 \dots 1,2) \cdot 10 = 10 \dots 12 \text{ мм}.$$

Принимаем $e = 12 \text{ мм}$.

Перв. примен

Справ. №

Подп. и дата

Инв. № дцкл.

Взам. инв. №

Подп. и дата

Инв. № подл.

КП. 12. 2-74 06 01. 1. 112. 08. ПЗ

Лист
22

Изм Лист № докум. Подп. Дата

9. ПОДБОР ПОДШИПНИКОВ И ПРОВЕРКА ИХ ДОЛГОВЕЧНОСТИ

Для ведущего вала редуктора предварительно принимаем шариковые радиальные однорядные подшипники лёгкой серии 207.

Для ведомого вала редуктора предварительно принимаем шариковые радиальные однорядные подшипники лёгкой серии 206.

Характеристики подшипников заносим в таблицу 9.1.

Таблица 9.1 – Характеристики предварительно выбранных подшипников

Вал редуктора	Условное обозначение подшипника	d	D	B	Грузоподъёмность, кН	
					Размеры, мм	
					C	C_o
Ведущий	205	25	52	15	25,5	13,7
Ведомый	206	30	62	16	19,5	10,0

Ведущий вал.

Усилие в зацеплении: $F_t = 1062,774 \text{ Н}$; $F_r = 446,091 \text{ Н}$.

Усилие от муфты: $F_m = 71,086 \text{ Н}$.

Из эскизной компоновки: $l_1 = 46,5 \text{ мм}$.

Расстояние от точки действия силы от муфты до середины ближайшей опоры определяем по формуле:

$$l_m = 0,7 \cdot d_{\delta 1} + 50, \quad (9.1)$$

где $d_{\delta 1}$ – диаметр выходного конца ведущего вала редуктора, мм.

$$l_m = 0,7 \cdot 20 + 50 = 64 \text{ мм}.$$

Принимаем $l_m = 64 \text{ мм}$.

Частота вращения вала: $n_1 = 2931 \text{ об/мин}$.

Составляем расчётную схему вала и определяем опорные реакции.

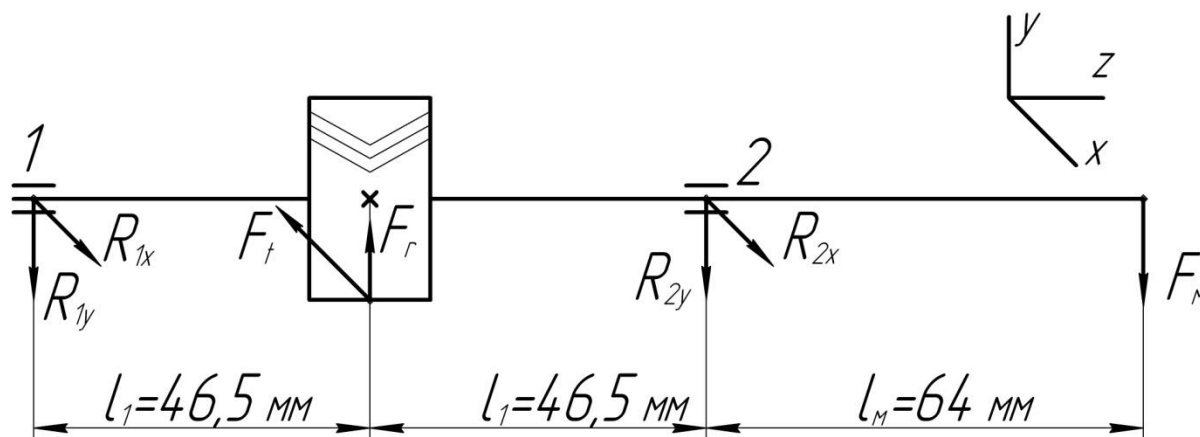


Рис. 9.1. Расчётная схема ведущего вала редуктора.

В плоскости уз.

$$\Sigma M_1(F_i) = 0; \quad F_m \cdot (l_m + 2 \cdot l_1) - F_r \cdot l_1 + R_{2y} \cdot (2 \cdot l_1) = 0;$$

$$R_{2y} = \frac{-F_m \cdot (l_m + 2 \cdot l_1) + F_r \cdot l_1}{2 \cdot l_1} =$$

$$= \frac{-71,086 \cdot (0,064 + 2 \cdot 0,0465) + 446,091 \cdot 0,0465}{2 \cdot 0,0465} = 103,04 \text{ Н}.$$

$$\Sigma M_2(F_i) = 0; \quad F_m \cdot l_m - R_{1y} \cdot (2 \cdot l_1) + F_r \cdot l_1 = 0;$$

$$R_{1y} = \frac{F_m \cdot l_m + F_r \cdot l_1}{2 \cdot l_1} = \frac{71,086 \cdot 0,064 + 446,091 \cdot 0,0465}{2 \cdot 0,0465} = 271,965 \text{ Н.}$$

Проверяем правильность решения:

$$\Sigma F_{iy} = 0; -F_m - R_{1y} + F_r - R_{2y} = -71,086 - 271,965 + 446,091 - 103,04 = 0.$$

Реакции определены правильно.

В плоскости xz .

С учётом симметричного расположения шестерни относительно опор:

$$R_{1x} = R_{2x} = \frac{F_t}{2} = \frac{1062,287}{2} = 531,1435 \text{ Н.}$$

Определяем суммарные радиальные реакции:

$$R = \sqrt{R_x^2 + R_y^2}, \quad (9.2)$$

где R_x и R_y – радиальные реакции в опорах вала, Н.

$$R_1 = \sqrt{R_{1x}^2 + R_{1y}^2} = \sqrt{531,1435^2 + 271,965^2} = 596,723 \text{ Н.}$$

$$R_2 = \sqrt{R_{2x}^2 + R_{2y}^2} = \sqrt{531,1435^2 + 103,04^2} = 541,046 \text{ Н.}$$

Подшипники будем подбирать по более нагруженной опоре 1.

Определяем эквивалентную нагрузку по формуле:

$$P_s = V \cdot R \cdot K_B \cdot K_T, \quad (9.3)$$

где V – коэффициент вращения, при вращении внутреннего кольца подшипника $V = 1,0$;

R – суммарная радиальная нагрузка опоры 1, Н;

K_B – коэффициент безопасности, $K_B = 1,0$ (табл. 24, стр. 39, /1/);

K_T – температурный коэффициент, $K_T = 1,05$ (табл. 25, стр. 39, /1/).

$$P_s = 1 \cdot 596,723 \cdot 1 \cdot 1,05 = 626,559 \text{ Н.}$$

Определяем долговечность предварительно выбранных подшипников в часах по формуле:

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{C}{P_s} \right)^p, \quad (9.4)$$

где n – частота вращения ведущего вала редуктора, об/мин

C – динамическая грузоподъёмность подшипников (табл. приложение 3, стр. 394, /1/);

P_s – эквивалентная нагрузка наиболее нагруженной опоры;

p – показатель степени, для шарикоподшипников $p = 3$.

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot 2931} \cdot \left(\frac{14,0 \cdot 10^3}{626,559} \right)^3 = 63435 \text{ ч.}$$

Долговечность подшипников лёгкой серии превышает необходимое значение (10000...30000ч). Поэтому примем для ведущего вала редуктора радиальные шариковые подшипники особо лёгкой серии 105, $C = 11,2$ кН (приложение В, стр. 50, /1/).

Определяем долговечность:

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot 2931} \cdot \left(\frac{11,2 \cdot 10^3}{626,559} \right)^3 = 32479 \text{ ч.}$$

Окончательно принимаем для ведущего вала редуктора радиальные шариковые подшипники особо лёгкой серии 105.

Перв. примен

Справ. №

Подп. и дата

Инв. № дубл.

Взам. инв. №

Подп. и дата

Инв. № подл.

Изм	Лист	№ докум	Подп.	Дата

Лист

Ведомый вал.

Усилие в зацеплении: $F_t = \text{КП. 12. 2-74 06 01. 1. 112м. 09. ПЗ}$

24

Усилие от муфты: $F_k = 941,234 \text{ Н}$.

Из эскизной компоновки: $l_2 = 47 \text{ мм}$.

Расстояние от точки действия консольной силы от цепной передачи до середины ближайшей опоры определяем по формуле:

$$l_k = 0,7 \cdot d_{e2} + 50. \quad (9.5)$$

$$l_k = 0,7 \cdot 25 + 50 = 67,5 \text{ мм}.$$

Принимаем $l_k = 68 \text{ мм}$.

Частота вращения вала: $n_2 = 1465,5 \text{ об/мин}$.

Составляем расчётную схему вала и определяем опорные реакции.

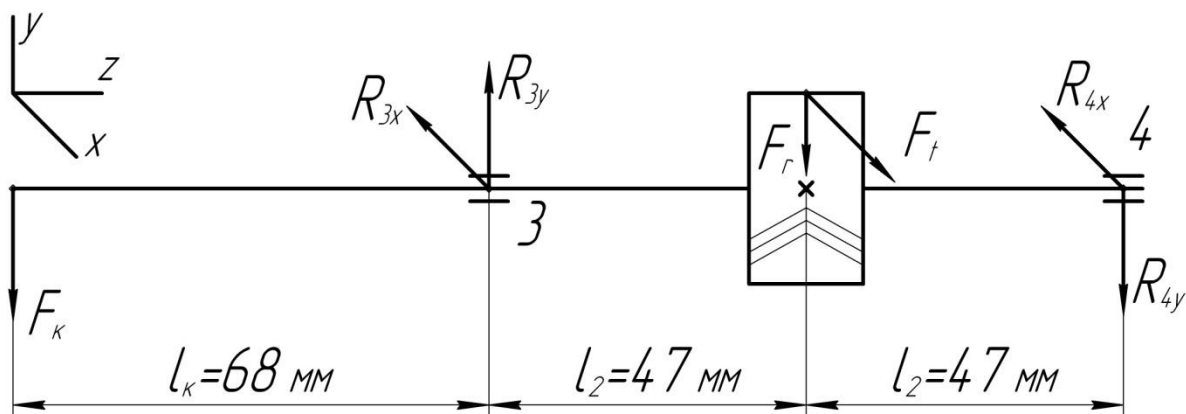


Рис. 9.2. Расчётная схема ведомого вала редуктора.

В плоскости yz .

$$\sum M_3(F_i) = 0; \quad F_r \cdot l_2 + R_{4y} \cdot (2 \cdot l_2) - F_k \cdot l_k = 0;$$

$$R_{4y} = \frac{-F_r \cdot l_2 + F_k \cdot l_k}{2 \cdot l_2} = \frac{-446,091 \cdot 0,047 + 941,234 \cdot 0,068}{2 \cdot 0,047} = 457,847 \text{ Н}.$$

$$\sum M_4(F_i) = 0; \quad R_{3y} \cdot (2 \cdot l_2) - F_r \cdot l_2 - F_k \cdot (l_k + 2 \cdot l_2) = 0;$$

$$R_{3y} = \frac{F_r \cdot l_2 + F_k \cdot (l_k + 2 \cdot l_2)}{2 \cdot l_2} = \frac{446,091 \cdot 0,047 + 941,234 \cdot (0,068 + 2 \cdot 0,047)}{2 \cdot 0,047} = 1845,172 \text{ Н}.$$

Проверяем правильность решения:

$$\sum F_{iy} = 0; \quad R_{3y} - F_r - R_{4y} - F_k = 1845,172 - 446,091 - 457,847 - 941,234 = 0.$$

Реакции определены правильно.

В плоскости xz .

С учётом симметричного расположения зубчатого колеса относительно опор:

$$R_{3x} = R_{4x} = \frac{F_t}{2} = \frac{1062,287}{2} = 531,1435 \text{ Н}.$$

Определяем суммарные радиальные реакции, используем формулу 9.2:

$$R_3 = \sqrt{R_{3x}^2 + R_{3y}^2} = \sqrt{531,1435^2 + 1845,172^2} = 1920,097 \text{ Н}.$$

$$R_4 = \sqrt{R_{4x}^2 + R_{4y}^2} = \sqrt{531,1435^2 + 457,847^2} = 701,24 \text{ Н}.$$

Подшипники будем подбирать по более нагруженной опоре 3.

Определяем эквивалентную нагрузку по формуле 9.3:

$$P_3 = 1 \cdot 1920,097 \cdot 1 \cdot 1,05 = 2016,102 \text{ Н}.$$

Перв. примен

Справ. №

Подп. и дата

Инд. № дубл.

Взам. инв. №

Подп. и дата

Инд. № подл.

Определяем долговечность предварительно выбранных подшипников в часах, используем формулу 9.4:

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot 1465,5} \cdot \left(\frac{19,5 \cdot 10^3}{2016,102} \right)^3 = 10290 \text{ ч.}$$

Долговечность 206 подшипников больше минимальной долговечности для цилиндрических редукторов $L_{h \min} = 10000$ ч. Окончательно принимаем для ведущего вала редуктора радиальные шариковые однорядные подшипники лёгкой серии 206.

Характеристики окончательно принятых подшипников вводим в таблицу 9.2.

Таблица 9.2 – Характеристики окончательно выбранных подшипников

Вал редуктора	Условное обозначение подшипника	d	D	B	Грузоподъёмность, кН	
					Размеры, мм	
					C	C_o
Ведущий	105	25	47	12	11,2	5,6
Ведомый	206	30	62	16	19,5	10,0

Перв. примен

Справ. №

Подп. и дата

Инв. № дубл.

Взам. инв. №

Подп. и дата

Инв. № подл.

КП. 12 2-74 06 01. 1. 112м. 09. ПЗ

Изм. Лист № докум. Подп. Дата

Лист
26

10. ПОДБОР ШПОНОК И ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЁТ ШПОНОЧНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Для крепления на валах редуктора муфты, зубчатого колеса и звёздочки цепной передачи принимаем призматические шпонки со скругленными концами по ГОСТ 23360 – 78.

Размеры шпонок и шпоночных пазов принимаем по диаметру вала и длине ступицы.

Шпоночное соединение проверяем на смятие по формуле:

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot T}{d_v \cdot (h - t_1) \cdot (l - b)} \leq [\sigma_{см}], \quad (10.1)$$

где T – вращающий момент на валу, Н·м;

d_v – диаметр вала, мм;

b – ширина шпонки, мм;

h – высота шпонки, мм;

l – длина шпонки, мм;

t_1 – глубина паза на валу, мм.

Значения b ; h ; l ; t_1 определяем по табл. 27, стр. 43, /1/.

Ведущий вал редуктора: $T_1 = 29,523$ Н·м; $d_{в1} = 20$ мм; $l_B = 40$ мм.

Принимаем допускаемые напряжения смятие при чугунной ступице полумуфты $[\sigma_{см}] = 60$ МПа.

Шпонка ($b \times h \times l$) $6 \times 6 \times 28$ по ГОСТ 23360 – 78; $t_1 = 3,5$ мм.

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot 29,523 \cdot 10^3}{20 \cdot (6 - 3,5) \cdot (28 - 6)} = 53,7 \text{ МПа} < [\sigma_{см}] = 60 \text{ МПа.}$$

Ведомый вал редуктора: $T_2 = 56,699$ Н·м; $d_{в2} = 25$ мм; $d_{к2} = 34$ мм; $l_T = 50$ мм; $l_{см} = 50$ мм.

Из технологических соображений для разных ступеней ведомого вала редуктора принимаем шпонки одинаковых размеров, размеры поперечного сечения назначаем исходя из меньшего диаметра.

Принимаем допускаемые напряжения смятие при стальной ступице колеса и звёздочки цепной передачи $[\sigma_{см}] = 120$ МПа.

Шпонка ($b \times h \times l$) $8 \times 7 \times 28$ по ГОСТ 23360 – 78; $t_1 = 4,0$ мм.

Проверяем шпоночное соединение под звёздочкой цепной передачи.

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot 56,699 \cdot 10^3}{25 \cdot (7 - 4) \cdot (28 - 8)} = 75,6 \text{ МПа} > [\sigma_{см}] = 120 \text{ МПа.}$$

Проверяем шпоночное соединение под зубчатым колесом.

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot 56,699 \cdot 10^3}{34 \cdot (7 - 4) \cdot (28 - 8)} = 55,6 \text{ МПа} > [\sigma_{см}] = 120 \text{ МПа.}$$

Окончательно принимаем для ведущего вала редуктора шпонку $6 \times 6 \times 28$ ГОСТ 23360 – 78.

Окончательно принимаем для ведомого вала редуктора шпонку $8 \times 7 \times 28$ ГОСТ 23360 – 78.

Перв. примен

Справ. №

Подп. и дата

Инв. № дубл.

Взам. инв. №

Подп. и дата

Инв. № подл.

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

КП. 12. 2-74 06 01. 1. 112м. 10. ПЗ

Лист
27

11. СМАЗКА ЗАЦЕПЛЕНИЯ И ПОДШИПНИКОВ РЕДУКТОРА

Смазывание зубчатого зацепления производится окунанием зубчатого колеса в масло, заливаемое внутрь корпуса до уровня, обеспечивающего погружение колеса примерно на 10мм. Объем масляной ванны определяется из расчёта 0,5л масла на 1кВт передаваемой мощности:

$$V = 0,5 \cdot P_{тр}, \quad (11.1)$$

где $P_{тр}$ – требуемая мощность электродвигателя, кВт.

$$V = 0,5 \cdot 9,335 = 4,6675 \text{ л.}$$

Принимаем $V = 4,7$ л.

Определяем необходимую вязкость масла с учётом контактных напряжений $\sigma_H = 385,7$ МПа и окружной скорости $U = 8,2$ м/с. По табл. 28. стр. 44, /1/ вязкость масла должна составлять $22 \cdot 10^{-6}$ м²/с.

По табл. 29, стр. 44, /1/ принимаем масло индустриальное И – 20А ГОСТ 20799 – 75.

Подшипники смазываются маслом, разбрызгиваемым зубчатыми колёсами. Полость подшипника закрыта снаружи врезной крышкой, в крышках с отверстием установлены резиновые армированные манжеты.

Перв. примен

Справ. №

Подп. и дата

Инв. № дубл.

Взам. инв. №

Подп. и дата

Инв. № подл.

КП. 12. 2-74 06 01. 1. 112м. 11. ПЗ

ЛИТЕРАТУРА.

1. Жавнерик Т.А. Проектирование цилиндрических одноступенчатых редукторов. Методические рекомендации/ Т.А. Жавнерик, Д.М. Камышкало. – Жировичи 2012. – 151с.
2. Чернавский С.А. Курсовое проектирование деталей машин: учебное пособие/ С.А. Чернавский, К.Н. Боков, И.М. Чернин, Г.М. Ицкович, В.П. Козинцов. – Москва: Машиностроение, 1987. – 416с.
3. Шейнблит А.Е. Курсовое проектирование деталей машин: учебное пособие/ А.Е. Шейнблит, – Калининград: Янтарный сказ, 2006 – 456с.

Перв. примен.

Справ. №

Подп. и дата

Изм. № докл.

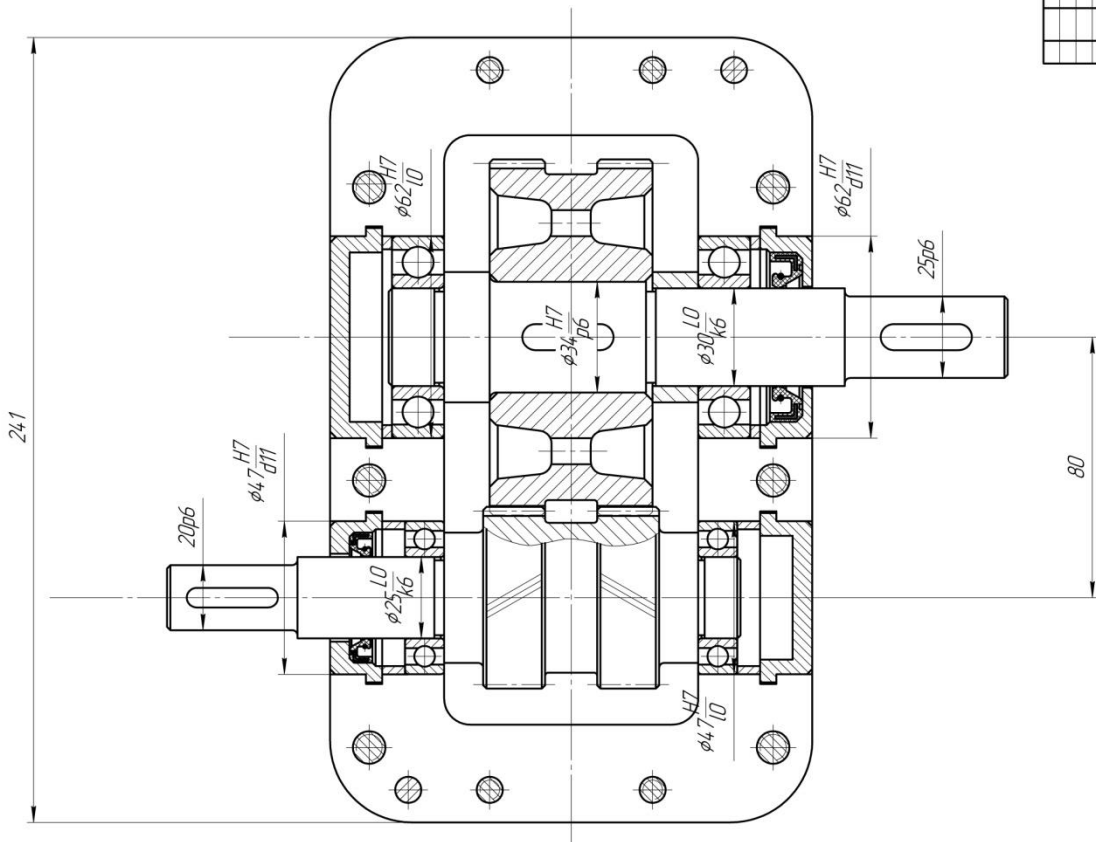
Взам. инв. №

Подп. и дата

Изм. № подл.

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

КП. 12. 2-74 06 01. 1. 112м. 00. ПЗ

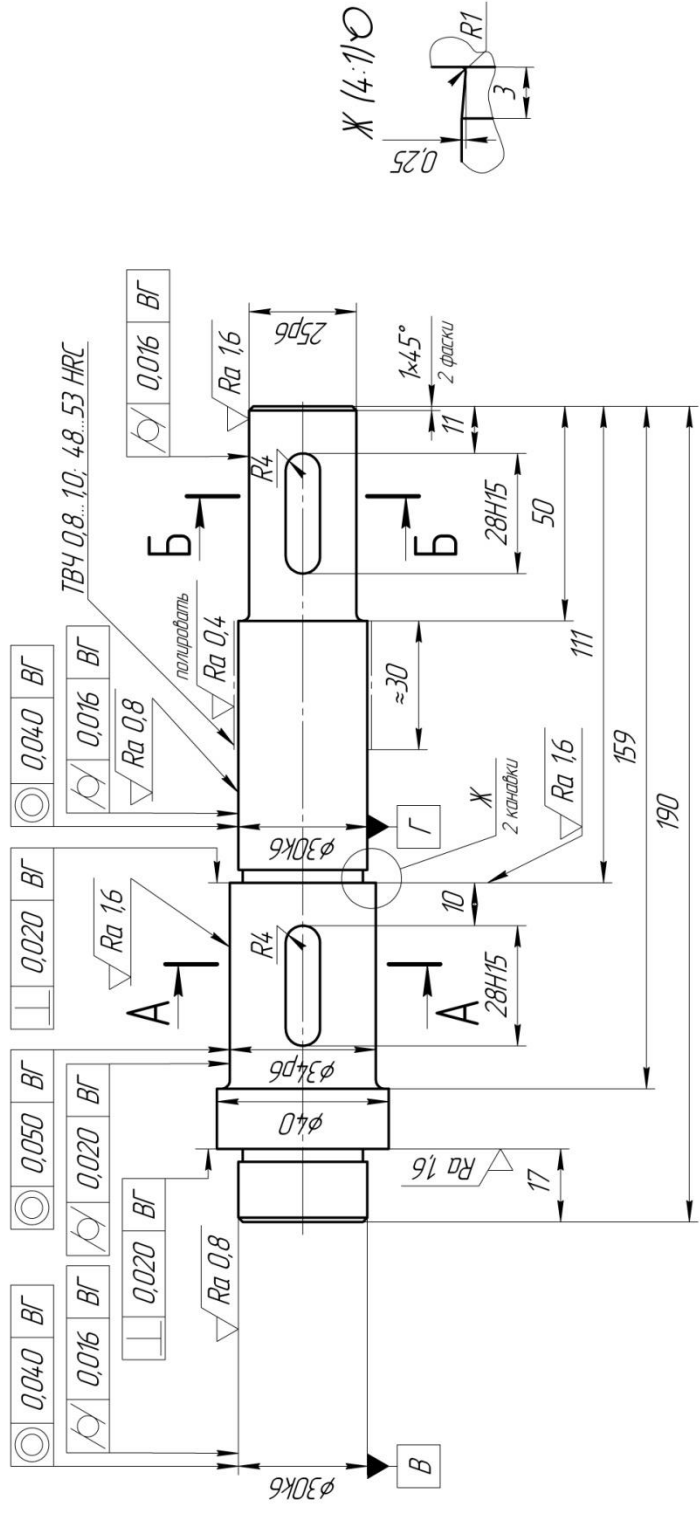


КП 12.2 - 74.06.01.1.112м.01.К		Лист	Масса	Материал
Редуктор цилиндрический шестеренный		Лист		1.1
№ докум.	№ изм.	Лист	Листов	1
Разработ.	Исполн.	Провер.	Листов	1
Т.Колесов				
Исполн.				
Спр.				
ЖГАТК		Формат А2		

Копировал

КП 12.2 - 74.06.01.1.112М.02

$Ra 6,3$



0.040	BF
0.016	BF
$Ra 0.8$	

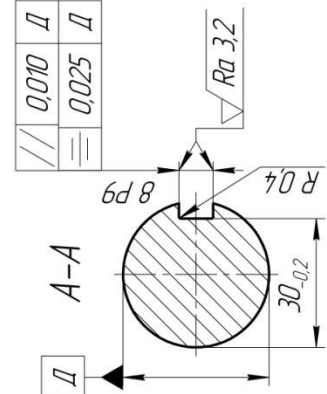
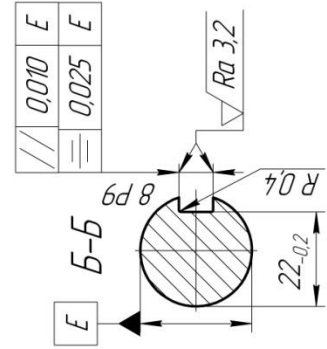
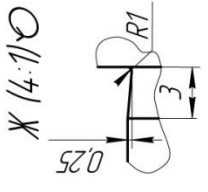
пoлypoбoтaть

0.016	BF
$Ra 1.6$	

0.020	BF
$Ra 1.6$	

0.050	BF
0.020	BF
$Ra 1.6$	

0.040	BF
0.016	BF
0.020	BF
$Ra 0.8$	



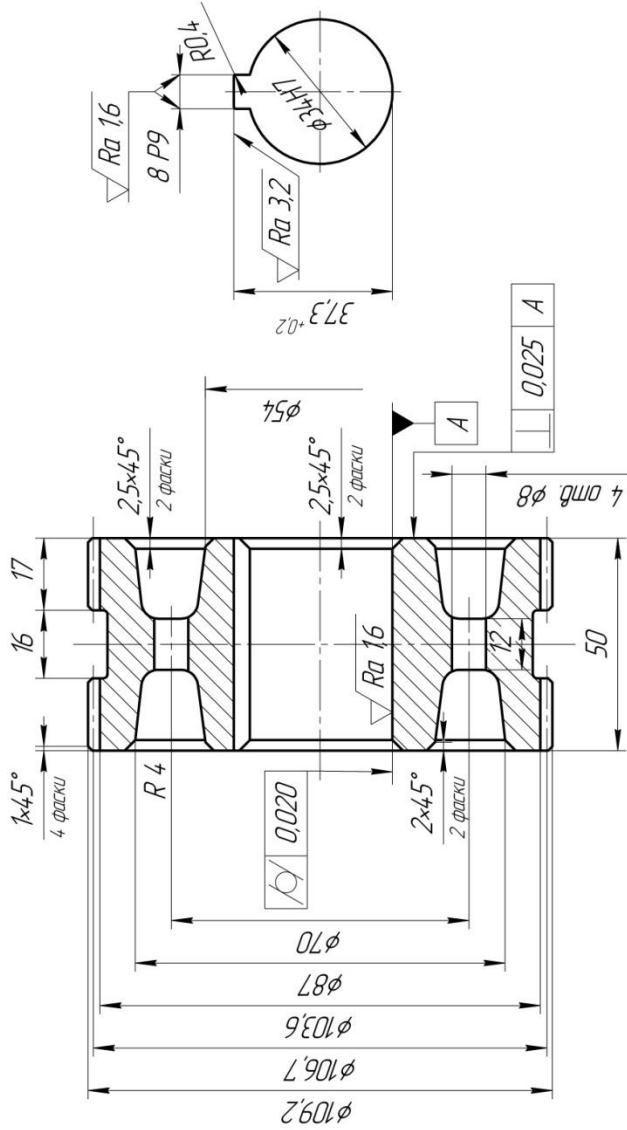
КП 12.2 - 74.06.01.1.112М.02		
Лист	Масса	Уточнений
Вал		11
ведомый		
Лист	Листов	1
№ докум	Подп	Дата
Разработ	Исполнил	
Проект	Переработ	ПП
Г контро		
Исполнитель		
Удобр		
Сталь 40 ГОСТ 1050-88	ЖГТК	

Копирован формат А3

КП 12.2 - 74.06.01.1.112м.03

▽ Ra 6,3 (√)

Модуль	m	1,25
Число зубьев	z	74
Угол наклона зубьев	β	29,8657°
Нормальный исходный контур	-	ГОСТ 13755-81
Коэффициент смещения исходного контура	x	0
Степень точности по ГОСТ 1643-81	-	8-Б
Делительный диаметр	d	106,7



КП 12.2 - 74.06.01.1.112м.03		Лист	Масса	Масштаб
Колесо		Лист		1:1
зубчатое		Лист		1
Сталь 45 ГОСТ 1050-88		ЖТ/ТК		

Копирова АЗ

Копирова

№д № подл.	Лист в дата	Взм чнд №	№д № днд	Лист в дата

**МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА И
ПРОДОВОЛЬСТВИЯ РБ**

**УО «ЖИРОВИЧСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
АГРАРНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ КОЛЛЕДЖ»**

**СПЕЦИАЛЬНОСТЬ: 2-740601 «Техническое обеспечение процессов
сельскохозяйственного производства»**

**КУРСОВОЙ ПРОЕКТ
ПО ТЕХНИЧЕСКОЙ МЕХАНИКЕ**

**НА ТЕМУ: ПРОЕКТИРОВАНИЕ ОДНОСТУПЕНЧАТОГО
ЦИЛИНДРИЧЕСКОГО РЕДУКТОРА**

Пояснительная записка

Исполнитель: Иван Иванов И.И.

Руководитель: Петр Петров П.П.

Оценка _____

Жировичи 2012г

**МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА И ПРОДОВОЛЬСТВИЯ РЕС-
ПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ**

ЖИРОВИЧСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АГРАРНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ КОЛЛЕДЖ

Отделение «Техническое обеспечение процессов сельско-
хозяйственного производства»

Специальность: 2-74 06 01

«УТВЕРЖДАЮ»

Председатель предметной цикловой комиссии «Общетех-
нических дисциплин»

« _____ » _____ 20 ____ г.

ЗАДАНИЕ

на курсовой проект

учащемуся _____ **Иванову** _____
(фамилия, имя, отчество)

Ивану Ивановичу

курса _____ **2** _____ группы _____ **112м** _____

по дисциплине «**Техническая механика**»

Тема курсового проекта: «Расчёт и проектирование одноступенчатого цилиндрического редуктора общего назначения».

Исходные данные к проекту:

схема привода № **2** ;

тип редуктора – цилиндрический **прямозубый** ;

мощность на ведомом валу привода $P_3 = \underline{0,9}$ кВт;

частота вращения ведомого вала привода $n_3 = \underline{300}$ об/мин.

Режим нагрузки – постоянный; редуктор предназначен для длительной эксплуатации и мелкосерийного производства с нереверсивной передачей. Зубчатые колёса нарезаны без смещения, расположение шестерни относительно опор – симметричное.

СОСТАВ ПРОЕКТА

Расчётно-пояснительная записка (перечень подлежащих разработке вопросов)	График (срок выполнения)
Введение.	
12. Выбор электродвигателя, кинематический расчёт привода.	
13. Выбор материалов зубчатой пары и определение допускаемых напряжений.	

14. Определение параметров передачи и геометрических размеров колёс.	
15. Силы в зацеплении передач.	
16. Проверка зубьев колеса по контактным напряжениям и напряжениям изгиба.	
17. Проектировочный расчёт валов редуктора.	
18. Конструктивные размеры зубчатой пары.	
19. Конструктивные размеры корпуса и крышки редуктора.	
20. Подбор подшипников и проверка их долговечности.	
21. Подбор шпонок и проверочный расчёт шпоночных соединений.	
22. Смазка зацепления и подшипников редуктора.	
Литература.	
Графическая часть проекта (перечень обязательных схем, графиков, чертежей)	
Лист 1. Эскизная компоновка редуктора, формат А2 (миллиметровая бумага).	
Лист 2. Рабочий чертеж ведомого вала, формат А3.	
Лист 3. Рабочий чертёж зубчатого колеса, формат А3.	

Дата выдачи задания учащемуся 01.03.2012г.

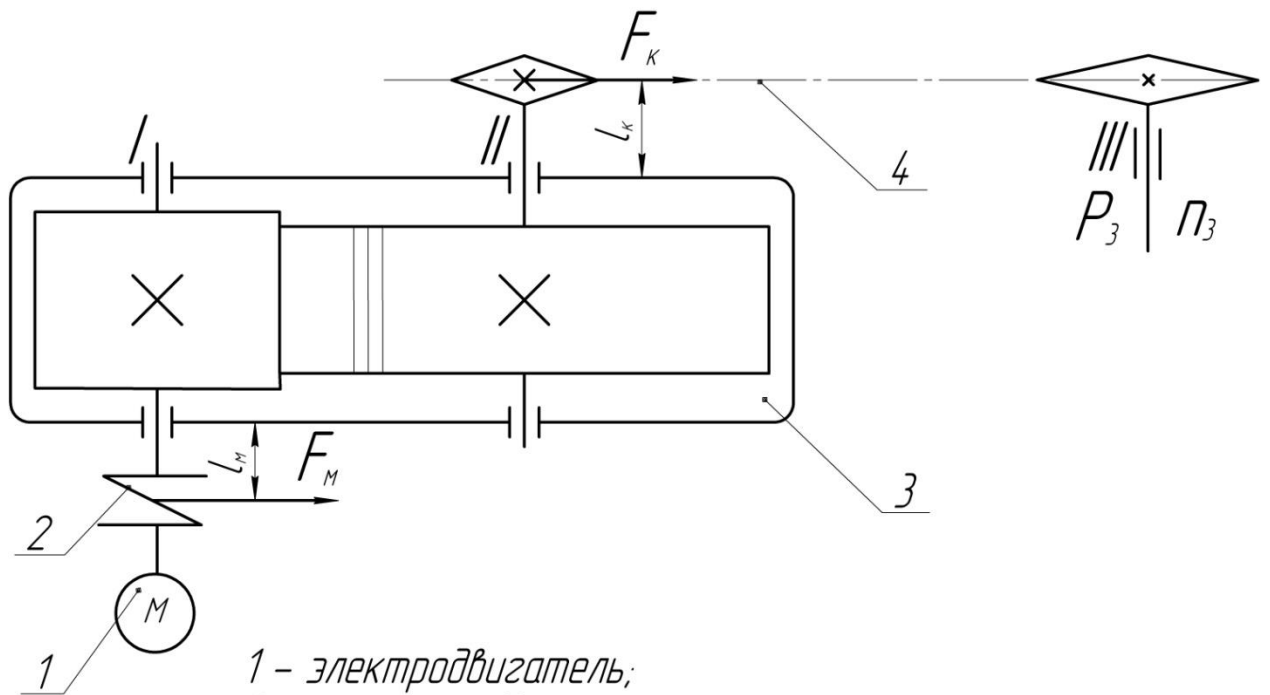
Дата окончания проектирования 25.06.2012г.

Преподаватель-руководитель проекта ППетр (Петров П.П.)
(подпись) (фамилия, инициалы)

Подпись учащегося ИИван Иванов И.И.

Жировичи 2012

Схема привода



- 1 - электродвигатель;
 2 - муфта соединительная;
 3 - редуктор цилиндрический прямозубый;
 4 - цепная передача.

- I - вал ведущий редуктора;
 II - вал ведомый редуктора;
 III - вал ведомый привода.

Дополнительные нагрузки на валы редуктора:

F_M - нагрузка от муфты; F_K - консольная сила от ременной передачи; $F_M = 23\sqrt[3]{T}$; $F_K = 125\sqrt{T}$; $l_M = 0,7 \cdot d_b + 50$; $l_K = 0,7 \cdot d_b + 50$; T - Н·м; F_M - Н; F_K - Н; l_M - мм; l_K - мм.

Перв. примен

Справ. №

Подп. и дата

Инв. № дубл.

Взам. инв. №

Подп. и дата

Инв. № подл.

РЕФЕРАТ

Данный курсовой проект состоит из 26 листов расчетно-пояснительной записки формата А4, в том числе 4 схем, 3 таблиц; 3 листов графической части.

В проекте приведен расчет цилиндрического одноступенчатого редуктора. Выполнен выбор материалов для изготовления зубчатых колёс и валов, определены допускаемые напряжения, определены геометрические размеры закрытой зубчатой передачи, осуществлён выбор двигателя, проведён проектный расчет валов, подобраны подшипники, рассчитаны шпоночные соединения. В курсовом проекте освещены вопросы смазки зубчатого зацепления и подшипников редуктора.

Целью курсового проекта является закрепление теоретических знаний полученных при изучении дисциплины Техническая механика и получение практических навыков проектирования основных узлов и механизмов машиностроения.

КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА: РЕДУКТОР, ПЕРЕДАТОЧНОЕ ЧИСЛО, ВАЛ, МУФТА, ЗУБЧАТОЕ ЗАЦЕПЛЕНИЕ, РЕМЕННАЯ ПЕРЕДАЧА, ШПОНОЧНОЕ СОЕДИНЕНИЕ, КОРПУС, КРЫШКА, ПОДШИПНИК.

Перв. примен

Справ. №

Подп. и дата

Инв. № дубл.

Взам. инв. №

Подп. и дата

Инв. № подл.

СОДЕРЖАНИЕ

Стр.

	ВВЕДЕНИЕ	6
	1. ВЫБОР ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ, КИНЕМАТИЧЕСКИЙ И СИЛОВОЙ РАСЧЁТ ПРИВОД.....	7
	2. ВЫБОР МАТЕРИАЛОВ ЗУБЧАТОЙ ПАРЫ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДОПУСКАЕМЫХ НАПРЯЖЕНИЙ.....	10
	3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ПЕРЕДАЧИ И ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ РАЗМЕРОВ КОЛЁС.....	11
	4. УСИЛИЯ В ЗАЦЕПЛЕНИИ ПЕРЕДАЧИ.....	13
	5. ПРОВЕРКА ЗУБЬЕВ КОЛЁС ПО КОНТАКТНЫМ НАПРЯЖЕНИЯМ И НАПРЯЖЕНИЯМ ИЗГИБА.....	14
	6. ПРОЕКТИРОВОЧНЫЙ РАСЧЁТ ВАЛОВ РЕДУКТОРА.....	16
	7. КОНСТРУКТИВНЫЕ РАЗМЕРЫ ЗУБЧАТОЙ ПАРЫ.....	18
	8. КОНСТРУКТИВНЫЕ РАЗМЕРЫ КОРПУСА И КРЫШКИ РЕДУКТОРА.....	19
	9. ПОДБОР ПОДШИПНИКОВ И ПРОВЕРКА ИХ ДОЛГОВЕЧНОСТИ.....	20
	10. ПОДБОР ШПОНОК И ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЁТ ШПОНОЧНЫХ СОЕДИНЕНИЙ.....	24
	11. СМАЗКА ЗАЦЕПЛЕНИЯ И ПОДШИПНИКОВ РЕДУКТОРА.....	25
	ЛИТЕРАТУРА.....	26

Перв. примен

Справ. №

Подп. и дата

Инв. № дубл.

Взам. инв. №

Подп. и дата

Инв. № подл.

КП. 12. 2-74 06 01. 1. 112м. 00. ПЗ

Изм/Лист	№ докум.	Подп.	Дата
Разраб.	Иванов И.И.		
Проб.	Петров П.П.		
Н.контр.			
Утв.			

*Редуктор
цилиндрический
прямозубый*

Лит.	Лист	Листов

ВВЕДЕНИЕ

Полноценное развитие любого общества невозможно без развития всех отраслей промышленности и сельского хозяйства. Под развитием промышленности следует понимать максимальное замещение физического труда человека. Устройства, заменяющие или облегчающие физический труд человека, а также повышающие его производительность, называются машинами.

Любая машина состоит из тех основных частей – источника энергии, рабочих органов и привода. Привод – это совокупность механизмов передающих движение от источника энергии к рабочим органам машины. Механизмом называют систему тел, предназначенную для преобразования движения одного или нескольких тел в требуемые движения других тел.

Механизм, состоящий из зубчатых или червячных передач, выполненный в виде отдельного агрегата и служащий для передачи вращения от вала двигателя к рабочим органам машины называется редуктором. Назначение редуктора – понижение угловой скорости и соответственно повышение вращающего момента ведомого вала по сравнению с ведущим.

Редуктор состоит из корпуса, в котором помещаются элементы передачи – зубчатые колёса, валы, подшипники и другие детали. Проектируют редуктор либо для привода определённой машины, либо по заданной нагрузке без указания конкретного назначения.

Кинематическая схема привода может включать, помимо редуктора, открытые зубчатые, цепные и ременные передачи. Указанные механизмы являются наиболее распространённой тематикой курсового проектирования.

Курсовой проект по деталям машин является работой, в результате которой приобретаются навыки конструирования деталей и узлов общего назначения. Для этих целей требуется комплексное применение знаний по математике, теоретической механике, сопротивлению материалов и технологии металлов.

В процессе проектирования решаются задачи выбора материала и его термообработки. Рассматриваются способы повышения прочности и работоспособности деталей, их рациональные формы, точность и технологичность изготовления.

Данная работа способствует более глубокому осмыслению принципа действия зубчатых, цепных и ременных передач. В дальнейшем полученные знания будут применены при диагностике и ремонте механизмов приводов на производстве. Кроме этого, выполнение курсового проекта способствует активизации технического творчества.

Выполнение курсового проекта по деталям машин важный этап в подготовке специалистов по ремонту и обслуживанию сельскохозяйственной техники.

Перв. примен

Справ. №

Подп. и дата

Инв. № дубл.

Взам. инв. №

Подп. и дата

Инв. № подл.

Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
-----	------	----------	-------	------

КП. 12. 2-74 06 01. 1. 112м. 00. ПЗ

Лист
6

1. ВЫБОР ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ, КИНЕМАТИЧЕСКИЙ И СИЛОВОЙ РАСЧЁТЫ ПРИВОДА

Требуемую мощность $P_{тр}$ электродвигателя определяем по формуле:

$$P_{тр} = \frac{P_3}{\eta_{общ}} \quad (1.1)$$

где P_3 – требуемая мощность на ведомом валу редуктора, кВт;

$\eta_{общ}$ – общий КПД привода.

Общий КПД привода определяем по формуле:

$$\eta_{общ} = \eta_1 \cdot \eta \cdot \eta_3^2 \cdot \eta_4 \quad (1.2)$$

где η_1 – КПД соединительной муфты, принимаем $\eta_1 = 0,98$ (табл. 1, стр. 3, /1/);

η_2 – КПД закрытой зубчатой цилиндрической передачи, принимаем $\eta_2 = 0,97$ (табл. 1, стр. 3, /1/);

η_3 – КПД пары подшипников качения, принимаем $\eta_3 = 0,99$ (табл. 1, стр. 3, /1/);

η_4 – КПД открытой цепной передачи, принимаем $\eta_4 = 0,92$ (табл. 1, стр. 3, /1/).

$$\eta_{общ} = 0,98 \cdot 0,97 \cdot 0,99^2 \cdot 0,92 = 0,857.$$

$$P_{тр} = \frac{0,9}{0,857} = 1,05 \text{ кВт.}$$

По таблице приложение А, стр. 48, /1/ примем асинхронный электродвигатель с короткозамкнутым ротором 4А71В2У3 номинальной мощностью $P_n = 1,1$ кВт, синхронная частота вращения $n_c = 3000$ об/мин, номинальное скольжение $s_n = 6,3\%$, диаметр вала электродвигателя $d_{ов} = 19$ мм (приложение Б).

Определяем номинальную частоту вращения ротора электродвигателя по формуле:

$$n_{ов} = n_c \cdot (1 - s_n) \quad (1.3)$$

$$n_{ов} = 3000 \cdot (1 - 0,063) = 2811 \text{ об/мин.}$$

Определяем общее передаточное число привода по формуле:

$$u_{общ} = \frac{n_n}{n_3} \quad (1.4)$$

$$u_{общ} = \frac{2811}{400} = 8,031.$$

Для цилиндрического редуктора примем стандартное значение передаточного числа $u_{ред} = u_1 = 2$ (табл. 2, стр. 4, /1/) и определяем передаточное число цепной передачи по формуле:

$$u_2 = \frac{u_{общ}}{u_1} \quad (1.5)$$

$$u_2 = \frac{8,031}{2} = 4,0155.$$

Определяем частоту вращения n и угловую скорость ω .

Ведущий вал редуктора:

$$n_1 = n_{ов} = 2811 \text{ об/мин;}$$

$$\omega_1 = \frac{\pi \cdot n_1}{30}; \quad (1.6)$$

КП. 12. 2-74 06 01. 1. 112м. 01. ПЗ

Перв. примен

Справ. №

Подп. и дата

Инв. № дцкл.

Взам. инв. №

Подп. и дата

Инв. № подл.

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
------	------	----------	-------	------

$$\omega_1 = \frac{3,14 \cdot 2811}{30} = 294,367 \text{ рад/с.}$$

Ведомый вал редуктора:

$$n_2 = \frac{n_1}{u_1}; \quad (1.7)$$

$$n_2 = \frac{2811}{2} = 1405,5 \text{ об/мин};$$

$$\omega_2 = \frac{\pi \cdot n_2}{30}; \quad (1.8)$$

$$\omega_2 = \frac{3,14 \cdot 1405,5}{30} = 147,184 \text{ рад/с.}$$

Ведомый вал привода:

$$n_3 = \frac{n_2}{u_2}; \quad (1.9)$$

$$n_3 = \frac{1405,5}{4,0155} = 350 \text{ об/мин};$$

$$\omega_3 = \frac{\pi \cdot n_3}{30}; \quad (1.10)$$

$$\omega_3 = \frac{3,14 \cdot 400}{30} = 36,652 \text{ рад/с.}$$

Отклонение расчётной частоты вращения ведомого вала привода от заданной отсутствует.

Определяем мощность P и вращающие моменты T .

Ведущий вал редуктора:

$$P_1 = P_{mp} \cdot \eta_1 \cdot \eta_3; \quad (1.11)$$

$$P_1 = 1,05 \cdot 0,98 \cdot 0,99 = 1,019 \text{ кВт};$$

$$T_1 = \frac{P_1 \cdot 10^3}{\omega_1}; \quad (1.12)$$

$$T_1 = \frac{1,019 \cdot 10^3}{294,367} = 3,461 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

Ведомый вал редуктора:

$$P_2 = P_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3; \quad (1.13)$$

$$P_2 = 1,019 \cdot 0,97 \cdot 0,99 = 0,979 \text{ кВт};$$

$$T_2 = \frac{P_2 \cdot 10^3}{\omega_2}; \quad (1.14)$$

$$T_2 = \frac{0,979 \cdot 10^3}{153,467} = 6,648 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

Ведомый вал привода:

$$P_3 = P_2 \cdot \eta_4; \quad (1.15)$$

$$P_3 = 0,979 \cdot 0,92 = 0,9 \text{ кВт};$$

КП. 12. 2-74 06 01. 1. 112м. 01. ПЗ

Лист

8

Изм Лист № докум. Подп. Дата

$$T_3 = \frac{P_3 \cdot 10^3}{\omega_3}; \quad (1.16)$$

$$T_3 = \frac{0,9 \cdot 10^3}{36,652} = 24,555 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Результаты расчетов сводим в табл. 1.1.

Таблица 1.1 – Характеристики валов привода

Вал Параметры	n , об/мин	ω , рад/с	P , кВт	T , Н·м
Ведущий редуктора	2811	294,367	1,019	3,461
Ведомый редуктора	1405,5	147,184	0,979	6,648
Ведомый привода	350	36,652	0,9	24,555

Перв. примен

Справ. №

Подп. и дата

Инв. № дцкл.

Взам. инв. №

Подп. и дата

Инв. № подл.

Изм	Лист	№ докцм.	Подп.	Дата
-----	------	----------	-------	------

КП. 12. 2-74 06 01. 1. 112м. 01. ПЗ

Лист

9

2. ВЫБОР МАТЕРИАЛА ЗУБЧАТОЙ ПАРЫ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДОПУСКАЕМЫХ НАПРЯЖЕНИЙ

Так как в задании нет особых требований в отношении габаритов передачи, выбираем материал со средними механическими характеристиками: для шестерни сталь 45, термическая обработка – улучшение, твёрдость $HB_1 230$; для колеса – сталь 45, термическая обработка улучшение, но твёрдость на 30 единиц ниже – $HB_2 200$.

Допускаемые контактные напряжения определяем по формуле:

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H\lim b} \cdot K_{HL}}{[s_H]}, \quad (2.1)$$

где $\sigma_{H\lim b} = 2 \cdot HB + 70$ – предел контактной выносливости (табл. 4, стр. 9, /1/);
 $[s_H]$ – коэффициент безопасности, $[s_H] = 1,15$ для колёс из улучшенной стали (стр. 9, /1/);
 K_{HL} – коэффициент долговечности; при числе циклов нагружения больше базового, что имеет место при длительной эксплуатации $K_{HL} = 1,0$ (стр. 9, /1/).

Для прямозубых колёс расчёт ведём по материалу колеса, как менее прочному:

$$[\sigma_H] = \frac{(2 \cdot HB_2 + 70) \cdot K_{HL}}{[s_H]} = \frac{(2 \cdot 200 + 70) \cdot 1}{1,15} = 408,7 \text{ МПа.}$$

Допускаемые напряжения изгиба определяем по формуле:

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F\lim b}}{[s_F]}, \quad (2.3)$$

где $\sigma_{F\lim b} = 1,8 \cdot HB$ – предел выносливости при изгибе (табл. 5, стр. 10, /1/);
 $[s_F]$ – коэффициент безопасности, определяется как произведение двух коэффициентов – $[s_F] = [s_F]' \cdot [s_F]''$.
 $[s_F]' = 1,75$ (табл. 5, стр. 10, /1/);
 $[s_F]'' = 1$ для поковок и штамповок (стр. 10, /1/).

$$[s_F] = 1,75 \cdot 1 = 1,75.$$

Допускаемые напряжения изгиба определяем отдельно для шестерни и колеса:

$$\text{для шестерни } [\sigma_{F1}] = \frac{1,8 \cdot HB_1}{[s_F]} = \frac{1,8 \cdot 230}{1,75} = 236,6 \text{ МПа;}$$

$$\text{для колеса } [\sigma_{F2}] = \frac{1,8 \cdot HB_2}{[s_F]} = \frac{1,8 \cdot 200}{1,75} = 205,7 \text{ МПа.}$$

Перв. примен

Справ. №

Подп. и дата

Инв. № дубл.

Взам. инв. №

Подп. и дата

Инв. № подл.

КП. 12. 2-74 06 01. 1. 112м. 02. ПЗ

Лист
10

Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
-----	------	----------	-------	------

3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ПЕРЕДАЧИ И ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ РАЗМЕРОВ КОЛЁС

Определяем межосевое расстояние закрытых передач из условия контактной прочности по формуле:

$$a_w = K_a \cdot (u + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{T \cdot 10^3 \cdot K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 \cdot u^2 \cdot \psi_{ba}}}, \quad (3.1)$$

где K_a – коэффициент межосевого расстояния, для прямозубых передач

$K_a = 49,5$ (стр. 11, /1/);

u – передаточное число редуктора;

T – вращающий момент на ведомом валу редуктора, Н·м;

$K_{H\beta}$ – коэффициент неравномерности распределения нагрузки по ширине венца, $K_{H\beta} = 1,0$ (табл. 6, стр. 12, /1/);

ψ_{ba} – коэффициент ширины венца колеса, принимаем для прямозубой передачи $\psi_a = 0,25$ (стр. 11, /1/).

$$a_w = 49,5 \cdot (2 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{6,648 \cdot 10^3 \cdot 1,0}{408,7^2 \cdot 2^2 \cdot 0,25}} = 50,7 \text{ мм.}$$

Полученное значение округляем в большую сторону, используя ряд нормальных линейных размеров ГОСТ 2185-66 (табл. 7, стр. 13, /1/): $a_w = 63$ мм.

Определяем модуль зацепления m , мм, по формуле:

$$m = (0,01 \dots 0,02) \cdot a_w \quad (3.2)$$

$$m = (0,01 \dots 0,02) \cdot 63 = 0,63 \dots 1,26 \text{ мм.}$$

По ГОСТ 9563-60 (табл. 7, стр. 13, /1/) принимаем $m = 1,0$ мм.

Определяем число зубьев шестерни по формуле:

$$z_1 = \frac{2 \cdot a_w}{m \cdot (u + 1)}, \quad (3.3)$$

где u – передаточное число редуктора;

$$z_1 = \frac{2 \cdot 63}{1 \cdot (2 + 1)} = 42.$$

Принимаем $z_1 = 33$.

Определяем число зубьев колеса по формуле:

$$z_2 = z_1 \cdot u, \quad (3.4)$$

где u – передаточное число редуктора;

$$z_2 = 42 \cdot 2 = 84.$$

Определяем делительные диаметр шестерни и колеса по формуле:

$$d = z \cdot m; \quad (3.5)$$

$$d_1 = z_1 \cdot m = 42 \cdot 1 = 42 \text{ мм;}$$

$$d_2 = z_2 \cdot m = 84 \cdot 1 = 84 \text{ мм.}$$

Определяем фактическое межосевое расстояние a_w , мм:

$$a_w = \frac{d_1 + d_2}{2}; \quad (3.6)$$

Перв. примен.

Справ. №

Подп. и дата

Изм. № дробл.

Взам. инв. №

Подп. и дата

Изм. № подл.

КП. 12. 2-74 06 01. 1. 112м. 03. ПЗ

$$a_w = \frac{42 + 84}{2} = 63 \text{ мм.}$$

Определяем диаметр вершин зубьев шестерни и колеса по формуле:

$$d_a = d + 2 \cdot m; \quad (3.7)$$

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m = 42 + 2 \cdot 1 = 44 \text{ мм};$$

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m = 84 + 2 \cdot 1 = 86 \text{ мм.}$$

Определяем диаметр впадин зубьев шестерни и колеса по формуле:

$$d_f = d - 2,5 \cdot m; \quad (3.8)$$

$$d_{f1} = d_1 - 2,5 \cdot m = 42 - 2,5 \cdot 1 = 39,5 \text{ мм};$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,5 \cdot m = 84 - 2,5 \cdot 1 = 81,5 \text{ мм.}$$

Определяем ширину венца колеса по формуле:

$$b_2 = \psi_{ba} \cdot a_w; \quad (3.9)$$

$$b_2 = 0,25 \cdot 63 = 15,75 \text{ мм.}$$

Принимаем $b_2 = 16 \text{ мм.}$

Определяем ширину венца шестерни по формуле:

$$b_1 = b_2 + (1 \dots 2) \cdot m; \quad (3.10)$$

$$b_1 = 16 + (1 \dots 2) \cdot 1 = 17 \dots 18 \text{ мм.}$$

Принимаем $b_1 = 18 \text{ мм.}$

Перв. примен.

Справ. №

Подп. и дата

Инв. № дцкл.

Взам. инв. №

Подп. и дата

Инв. № подл.

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

КП. 12. 2-74 06 01. 1. 112м. 03. ПЗ

Лист

12

4. УСИЛИЯ В ЗАЦЕПЛЕНИИ ПЕРЕДАЧИ

В зацеплении прямозубой передачи действуют силы:

F_t – окружная сила в зацеплении;

F_r – радиальная сила в зацеплении.

$$F_t = \frac{2 \cdot T}{d}, \quad (4.1)$$

где T – вращающий момент на ведомом валу редуктора, Н·м;

d – делительный диаметр колеса, мм.

$$F_t = \frac{2 \cdot 6,648 \cdot 10^3}{84} = 158,286 \text{ Н.}$$

$$F_r = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha; \quad (4.2)$$

где α – угол эвольвентного зацепления, $\alpha = 20^\circ$.

$$F_r = 158,286 \cdot 0,364 = 57,616 \text{ Н.}$$

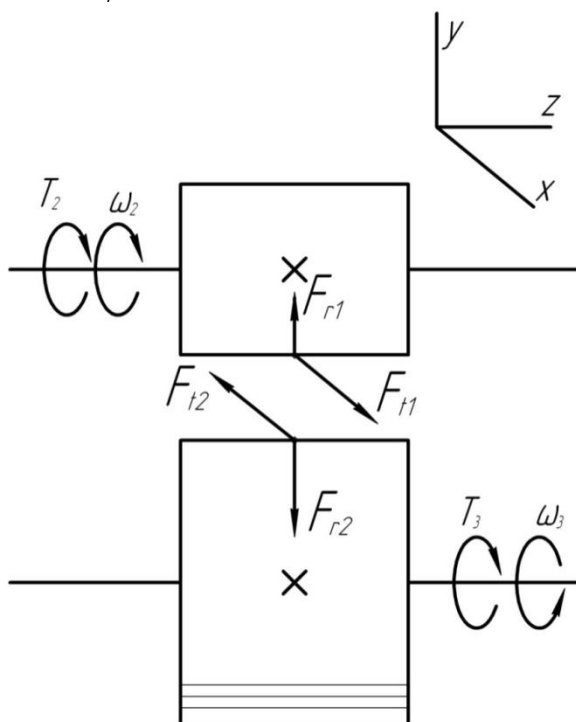


Рис. 4.1. Схема сил в зацеплении.

Помимо усилий в зацеплении на валы редуктора действуют силы от соединительной муфты на ведущем валу и усилие от натяжения цепи на ведомом валу.

Усилие от муфты возникает из-за неточности сборки и изготовления деталей и вращается (циркулирует) вместе с валом, определяем по формуле:

$$F_m = 23 \cdot \sqrt[3]{T}, \quad (4.3)$$

где T – вращающий момент на ведущем валу редуктора, Н·м;

$$F_m = 23 \cdot \sqrt[3]{3,461} = 34,791 \text{ Н.}$$

Силу от цепной передачи определяем по формуле:

$$F_k = 125 \cdot \sqrt{T}, \quad (4.4)$$

где T – вращающий момент на ведомом валу редуктора, Н·м;

$$F_k = 125 \cdot \sqrt{6,648} = 322,296 \text{ Н.}$$

5. ПРОВЕРКА ЗУБЬЕВ КОЛЁС ПО КОНТАКТНЫМ НАПРЯЖЕНИЯМ И НАПРЯЖЕНИЯМ ИЗГИБА

Определяем окружную скорость U , м/с:

$$U = \frac{\omega \cdot d}{2 \cdot 10^3}, \quad (5.1)$$

где ω – угловая скорость ведомого вала редуктора, рад/с;

d – делительный диаметр колеса, мм.

$$U = \frac{147,184 \cdot 84}{2 \cdot 10^3} = 6,2 \text{ м/с.}$$

Определяем степень точности (стр. 17, /1/). При окружной скорости $U = 6,2$ м/с (для прямозубых цилиндрических передач) принимаем 8 степень точности.

Определяем отношение $\psi_{bd} = \frac{b_1}{d_1} = \frac{18}{42} = 0,429$.

Проверочный расчёт на контактную выносливость для прямозубой передачи выполняем по формуле:

$$\sigma_H = \frac{310}{a_w} \cdot \sqrt{\frac{T \cdot K_H \cdot (u+1)^3}{b \cdot u^2}} \leq [\sigma_H], \quad (5.2)$$

где a_w – межосевое расстояние, мм;

T – вращающий момент на ведомом валу редуктора, Н·м;

K_H – коэффициент нагрузки;

u – передаточное число редуктора;

b – ширина венца зубчатого колеса, мм.

Коэффициент нагрузки определяем по формуле:

$$K_H = K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\nu}, \quad (5.3)$$

где $K_{H\alpha}$ – коэффициент учитывающий неравномерность распределения нагрузки между зубьями, $K_{H\alpha} = 1,098$ (табл. 8, стр. 18, /1/);

$K_{H\beta}$ – коэффициент неравномерности распределения нагрузки по ширине венца, $K_{H\beta} = 1,0$ (табл. 9, стр. 18, /1/);

$K_{H\nu}$ – динамический коэффициент, $K_{H\nu} = 1,05$ (табл. 10, стр. 19, /1/).

$$K_H = 1,098 \cdot 1,0 \cdot 1,05 = 1,153$$

$$\sigma_H = \frac{310}{63} \cdot \sqrt{\frac{6,648 \cdot 10^3 \cdot 1,153 \cdot (2+1)^3}{16 \cdot 2^2}} = 279,8 \text{ МПа} < [\sigma_H] = 408,7 \text{ МПа.}$$

Определяем отклонение значения расчётного контактного напряжения от допускаемого по формуле:

$$\Delta\sigma_H = \frac{\sigma_H - [\sigma_H]}{[\sigma_H]}. \quad (5.4)$$

Если получится отрицательное значение, то имеет место недогрузка, а если положительное – перегрузка. Допускается недогрузка передачи до 10% и перегрузка – до 5% (стр. 65, /3/).

$$\Delta\sigma_H = \frac{279,8 - 408,7}{408,7} \cdot 100 \% = -31,5 \%$$

Перв. примен.

Справ. №

Подп. и дата

Инв. № дубл.

Взам. инв. №

Подп. и дата

Инв. № подл.

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
------	------	----------	-------	------

КП. 12. 2-74 06 01. 1. 112м. 05. ПЗ

Лист
14

Отклонение превышает допускаемое значение, поэтому уменьшаем ширину венца колеса редуктора.

Принимаем $b_2 = 8$ мм. Тогда:

$$\sigma_H = \frac{310}{63} \cdot \sqrt{\frac{6,648 \cdot 10^3 \cdot 1,153 \cdot (2+1)^3}{8 \cdot 2^2}} = 395,7 \text{ МПа} < [\sigma_H] = 408,7 \text{ МПа.}$$

$$\Delta\sigma_H = \frac{395,7 - 408,7}{408,7} \cdot 100 \% = -3,2 \%$$

Отклонение допустимо.

Окончательно принимаем $b_2 = 8$ мм, тогда:

$$b_1 = b_2 + (1...2) \cdot m = 8 + (1...2) \cdot 1 = 9...10 \text{ мм.}$$

Принимаем $b_1 = 10$ мм.

Проверку зубьев на изгиб выполняем по формуле:

$$\sigma_F = \frac{F_t \cdot K_F \cdot Y_F}{b \cdot m} \leq [\sigma_F], \quad (5.5)$$

где F_t – окружная сила в зацеплении, Н;

K_F – коэффициент нагрузки;

Y_F – коэффициент, учитывающий форму зуба;

m – модуль зацепления, мм;

b – ширина венца зубчатого колеса, которое будем проверять на изгиб, мм.

Коэффициент нагрузки определяем по формуле:

$$K_F = K_{F\beta} \cdot K_{Fv}, \quad (5.6)$$

где $K_{F\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине зуба, $K_{F\beta} = 1,03$ (табл. 11, стр. 20, /1/);

K_{Fv} – динамический коэффициент, $K_{Fv} = 1,45$ (табл. 12, стр. 20, /1/).

$$K_F = 1,03 \cdot 1,45 = 1,4935.$$

Коэффициент формы зуба определяем отдельно для шестерни и колеса (табл. 13, стр. 20, /1/).

$$Y_{F1} = 3,69; \quad Y_{F2} = 3,608.$$

Определяем отношение:

$$\frac{[\sigma_F]_1}{Y_{F1}} = \frac{236,6}{3,69} = 64,119 \text{ МПа}; \quad \frac{[\sigma_F]_2}{Y_{F2}} = \frac{205,7}{3,608} = 57,012 \text{ МПа.}$$

Проверяем на изгиб зубья колеса, так как для них отношение меньше.

$$\sigma_F = \frac{158,286 \cdot 1,4935 \cdot 3,608}{8 \cdot 1} = 106,6 \text{ МПа} < [\sigma_{F2}] = 205,7 \text{ МПа.}$$

Расчётное напряжение на изгиб σ_F значительно меньше допускаемого $[\sigma_F]$ – это допустимо, так как нагрузочная способность большинства передач ограничивается контактной прочностью.

Прочность зубьев обеспечена.

Перв. примен

Справ. №

Подп. и дата

Инд. № дробл.

Взам. инв. №

Подп. и дата

Инд. № подл.

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

КП. 12. 2-74 06 01. 1. 112м. 05. ПЗ

Лист
15

6. ПРОЕКТИРОВОЧНЫЙ РАСЧЕТ ВАЛОВ РЕДУКТОРА

Диаметры выходных концов валов редуктора определяем из условия прочности по заданным напряжениям $[\tau_k] = 20$ МПа, используя формулу:

$$d_e = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T}{\pi \cdot [\tau_k]}}, \quad (6.1)$$

где T – вращающий момент на соответствующем валу редуктора, Н·м;
Ведущий вал редуктора:

$$d_{e1} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T_1}{\pi \cdot 20}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 3,461 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 20}} = 9,6 \text{ мм.}$$

Принимаем стандартное значение $d_{e1} = 10$ мм.

Диаметр вала под подшипник определяем по формуле:

$$d_{n1} = d_{e1} + 2 \cdot t, \quad (6.2)$$

где t – высота буртика, по табл. 15, стр. 23, /1/ для вала диаметром 10мм принимаем $t = 2,0$ мм.

$$d_{n1} = 10 + 2 \cdot 2,0 = 14 \text{ мм.}$$

Принимаем диаметр вала под подшипник $d_{n1} = 15$ мм.

Шестерню выполняем за одно целое с валом.

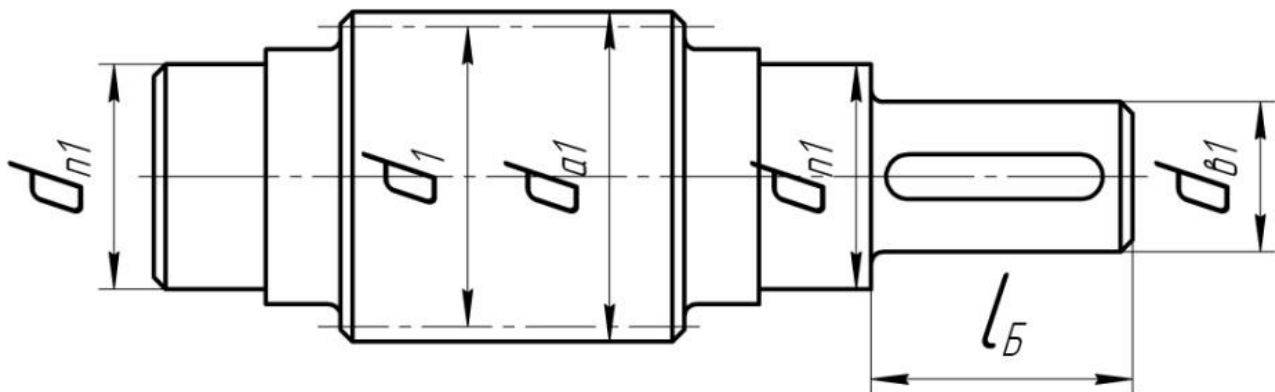


Рис. 6.1. Схема ведущего вала редуктора.

Ведомый вал редуктора:

$$d_{e1} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T_2}{\pi \cdot 20}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 6,648 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 20}} = 11,9 \text{ мм.}$$

Принимаем стандартное значение $d_{e2} = 12$ мм.

Диаметр вала под подшипник определяем по формуле:

$$d_{n2} = d_{e2} + 2 \cdot t, \quad (6.3)$$

где t – высота буртика, по табл. 15, стр. 23, /1/ для вала диаметром 12мм принимаем $t = 2,0$ мм.

$$d_{n2} = 12 + 2 \cdot 2,0 = 16 \text{ мм.}$$

Принимаем диаметр вала под подшипник $d_{n2} = 17$ мм.

Диаметр вала под зубчатым колесом определяем по формуле:

$$d_{k2} = d_{n2} + 2 \cdot r, \quad (6.4)$$

где r – координаты фаски подшипника, по табл. 15, стр. 23, /1/ для вала диаметром 17мм принимаем $r = 1,6$ мм.

$$d_{к2} = 17 + 2 \cdot 1,6 = 20,2 \text{ мм.}$$

Принимаем диаметр вала под зубчатым колесом $d_{к2} = 20$ мм.

Остальные диаметры валов примем при окончательной конструктивной разработке. Длину выходных концов валов редуктора определяем по формуле:

$$l = 2 \cdot d_{\theta}; \tag{6.5}$$

$$l_B = 2 \cdot d_{\theta1} = 2 \cdot 10 = 20 \text{ мм;}$$

$$l_T = 2 \cdot d_{\theta2} = 2 \cdot 12 = 24 \text{ мм.}$$

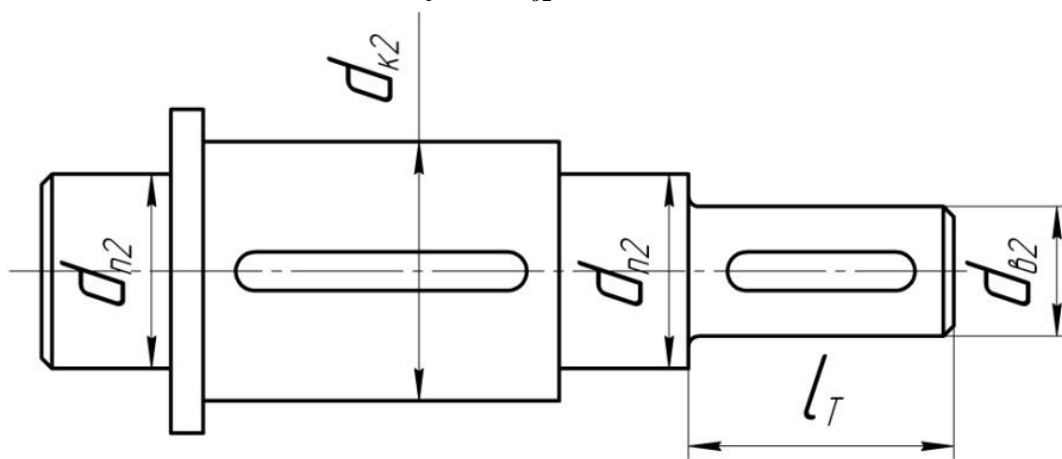


Рис. 6.2. Схема ведомого вала редуктора.

Справ. №

Перв. примен.

Подп. и дата

Инв. № дцл.

Взам. инв. №

Подп. и дата

Инв. № подл.

КП. 12. 2-74 06 01. 1. 112м. 06. ПЗ

Изм Лист № докум. Подп. Дата

Лист
17

7. КОНСТРУКТИВНЫЕ РАЗМЕРЫ ЗУБЧАТОЙ ПАРЫ

Шестерню выполняем за одно целое с валом. Её размеры определены выше:

$$d_1 = 42 \text{ мм}; d_{a1} = 44 \text{ мм}; d_{f1} = 39,5 \text{ мм}; b_1 = 10 \text{ мм}.$$

Колесо зубчатое кованное:

$$d_2 = 84 \text{ мм}; d_{a2} = 86 \text{ мм}; d_{f2} = 81,5 \text{ мм}; b_2 = 8 \text{ мм}; d_{к2} = 20 \text{ мм}.$$

Диаметр ступицы определяем по формуле:

$$d_{cm} = 1,6 \cdot d_{к2}; \quad (7.2)$$

$$d_{cm} = 1,6 \cdot 20 = 32 \text{ мм}.$$

Принимаем диаметр ступицы $d_{cm} = 32 \text{ мм}$.

Длину ступицы определим по формуле:

$$l_{cm} = (1,2 \dots 1,5) \cdot d_{к2}; \quad (7.3)$$

$$l_{cm} = (1,2 \dots 1,5) \cdot 20 = 24 \dots 30 \text{ мм}.$$

Принимаем длину ступицы $l_{cm} = 24 \text{ мм}$.

Толщину обода определим по формуле:

$$\delta_o = (2,5 \dots 4) \cdot m_n; \quad (7.4)$$

где m_n – нормальный модуль зацепления, мм.

$$\delta_o = (2,5 \dots 4) \cdot 1 = 2,5 \dots 4 \text{ мм}.$$

Принимаем толщину обода $\delta_o = 8 \text{ мм}$ (табл. 19, стр. 26, /1/).

Толщину диска определим по формуле:

$$C = 0,3 \cdot b, \quad (7.5)$$

где b – ширина венца зубчатого колеса, мм.

$$C = 0,3 \cdot 8 = 2,4 \text{ мм}.$$

Принимаем толщину диска $C = 3 \text{ мм}$.

Определяем внутренний диаметр обода колеса по формуле:

$$D_o = d_{f2} - 2 \cdot \delta_o. \quad (7.6)$$

$$D_o = 81,5 - 2 \cdot 8 = 68,5 \text{ мм}.$$

Принимаем внутренний диаметр обода колеса $D_o = 68 \text{ мм}$.

Определяем диаметр центральной окружности по формуле:

$$D_{омс} = 0,5 \cdot (D_o + d_{cm}). \quad (7.7)$$

$$D_{омс} = 0,5 \cdot (68 + 32) = 50 \text{ мм}.$$

Принимаем диаметр центральной окружности $D_{омс} = 50 \text{ мм}$.

Определяем диаметр отверстий по формуле:

$$d_{омс} = \left(\frac{D_o - d_{cm}}{4} \right); \quad (7.8)$$

$$d_{омс} = \left(\frac{68 - 32}{4} \right) = 9 \text{ мм}.$$

Принимаем диаметр отверстий $d_{омс} = 9 \text{ мм}$.

Определяем размер фасок на торцах зубьев по формуле:

$$f = (0,6 \dots 0,7) \cdot m; \quad (7.9)$$

$$f = (0,6 \dots 0,7) \cdot 1 = 0,6 \dots 0,7 \text{ мм}.$$

Принимаем $f = 1,0 \text{ мм}$.

Перв. примен

Справ. №

Подп. и дата

Инд. № дубл.

Взам. инв. №

Подп. и дата

Инд. № подл.

КП. 12. 2-74 06 01. 1. 112м. 07. ПЗ

8. КОНСТРУКТИВНЫЕ РАЗМЕРЫ КОРПУСА И КРЫШКИ РЕДУКТОРА

Толщину стенок корпуса и крышки определяем по формулам:

$$\delta = 0,025 \cdot a_w + 1; \quad (8.1)$$

$$\delta_1 = 0,02 \cdot a_w + 1; \quad (8.2)$$

$$\delta = 0,025 \cdot 63 + 1 = 2,6 \text{ мм};$$

$$\delta_1 = 0,02 \cdot 63 + 1 = 2,3 \text{ мм}.$$

Принимаем для литого корпуса $\delta = \delta_1 = 8 \text{ мм}$ (табл. 21, стр. 27, /1/).

Толщину фланцев верхнего пояса корпуса и пояса крышки определяем по формулам:

$$b = 1,5 \cdot \delta; \quad (8.3)$$

$$b_1 = 1,5 \cdot \delta_1; \quad (8.4)$$

$$b = b_1 = 1,5 \cdot 8 = 12 \text{ мм}.$$

Толщину фланцев нижнего пояса корпуса определяем по формуле:

$$p = 2,35 \cdot \delta; \quad (8.5)$$

$$p = 2,35 \cdot 8 = 18,8 \text{ мм}.$$

Принимаем толщину фланцев нижнего пояса корпус $p = 20 \text{ мм}$.

Диаметр фундаментальных болтов определяем по формуле:

$$d_1 = (0,03 \dots 0,036) \cdot a_w + 12; \quad (8.6)$$

$$d_1 = (0,03 \dots 0,036) \cdot 63 + 12 = 13,9 \dots 14,3 \text{ мм}.$$

Принимаем болты с резьбой $M14 \times 2,0$; $d_1 = 14 \text{ мм}$.

Диаметр болтов, соединяющих крышку с корпусом у подшипников, определяем по формуле:

$$d_2 = 0,75 \cdot d_1; \quad (8.7)$$

$$d_2 = 0,75 \cdot 14 = 10,5 \text{ мм}.$$

Принимаем болты с резьбой $M10 \times 1,5$; $d_2 = 10 \text{ мм}$.

Диаметр болтов, соединяющих крышку с корпусом, определяем по формуле:

$$d_3 = 0,6 \cdot d_1; \quad (8.8)$$

$$d_3 = 0,6 \cdot 14 = 8,4 \text{ мм}.$$

Принимаем болты с резьбой $M8 \times 1,25$; $d_3 = 8 \text{ мм}$.

Размеры, определяющие положения болтов у подшипников находим по формуле:

$$e \approx (1,0 \dots 1,2) \cdot d_2; \quad (8.9)$$

$$e \approx (1,0 \dots 1,2) \cdot 10 = 10 \dots 12 \text{ мм}.$$

Принимаем $e = 12 \text{ мм}$.

Перв. примен

Справ. №

Подп. и дата

Инв. № дцкл.

Взам. инв. №

Подп. и дата

Инв. № подл.

КП. 12. 2-74 06 01. 1. 112. 08. ПЗ

Лист
19

Изм Лист № докум. Подп. Дата

9. ПОДБОР ПОДШИПНИКОВ И ПРОВЕРКА ИХ ДОЛГОВЕЧНОСТИ

Для ведущего вала редуктора предварительно принимаем шариковые радиальные однорядные подшипники лёгкой серии 202.

Для ведомого вала редуктора предварительно принимаем шариковые радиальные однорядные подшипники лёгкой серии 203.

Характеристики подшипников заносим в таблицу 9.1.

Таблица 9.1 – Характеристики предварительно выбранных подшипников

Вал редуктора	Условное обозначение подшипника	d	D	B	Грузоподъёмность, кН	
					Размеры, мм	
					C	C_o
Ведущий	202	15	35	11	7,8	3,55
Ведомый	203	17	40	12	9,56	4,5

Ведущий вал.

Усилие в зацеплении: $F_t = 158,286 \text{ Н}$; $F_r = 57,616 \text{ Н}$.

Усилие от муфты: $F_m = 34,791 \text{ Н}$.

Из эскизной компоновки: $l_1 = 22,5 \text{ мм}$.

Расстояние от точки действия силы от муфты до середины ближайшей опоры определяем по формуле:

$$l_m = 0,7 \cdot d_{\text{в1}} + 50, \quad (9.1)$$

где $d_{\text{в1}}$ – диаметр выходного конца ведущего вала редуктора, мм.

$$l_m = 0,7 \cdot 10 + 50 = 57 \text{ мм}.$$

Принимаем $l_m = 57 \text{ мм}$.

Частота вращения вала: $n_1 = 2811 \text{ об/мин}$.

Составляем расчётную схему вала и определяем опорные реакции.

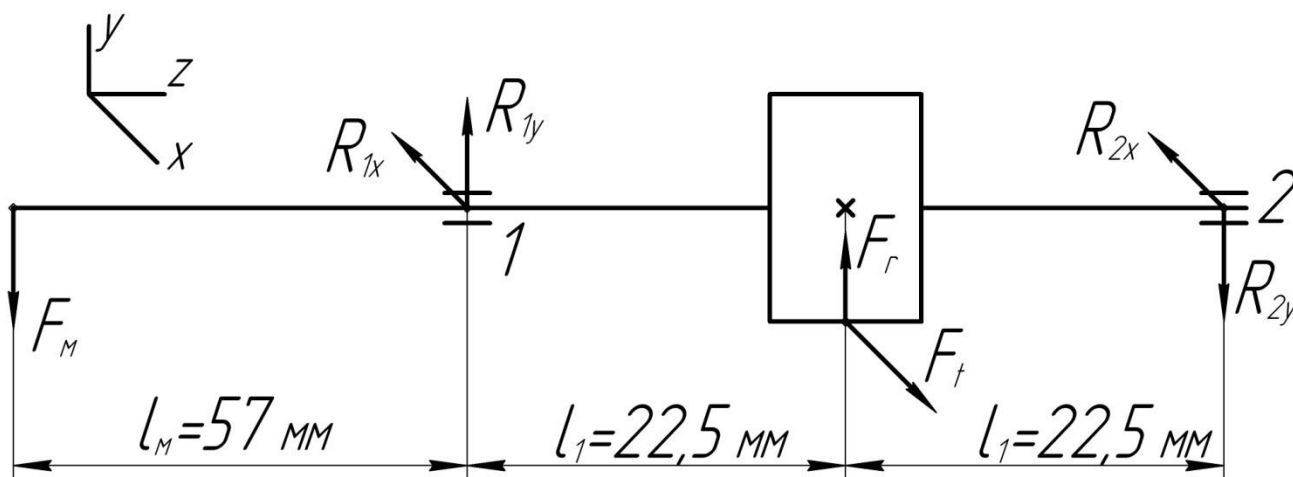


Рис. 9.1. Расчётная схема ведущего вала редуктора.

В плоскости уз.

$$\sum M_1(F_i) = 0; \quad -F_m \cdot l_m - F_r \cdot l_1 + R_{2y} \cdot (2 \cdot l_1) = 0;$$

$$R_{2y} = \frac{F_m \cdot l_m + F_r \cdot l_1}{2 \cdot l_1} = \frac{34,791 \cdot 0,057 + 57,616 \cdot 0,0225}{2 \cdot 0,0225} = 72,877 \text{ Н}.$$

$$\sum M_2(F_i) = 0; \quad -F_m \cdot (l_m + 2 \cdot l_1) + R_{1y} \cdot (2 \cdot l_1) + F_r \cdot l_1 = 0;$$

$$R_{1y} = \frac{F_m \cdot (l_m + 2 \cdot l_1) - F_r \cdot l_1}{2 \cdot l_1} =$$

$$= \frac{34,791 \cdot (0,057 + 2 \cdot 0,0225) - 57,616 \cdot 0,0225}{2 \cdot 0,0225} = 50,052 \text{ Н.}$$

Проверяем правильность решения:

$$\Sigma F_{iy} = 0; \quad -F_m + R_{1y} + F_r - R_{2y} = -34,791 + 50,052 + 57,616 - 72,877 = 0.$$

В плоскости xz .

С учётом симметричного расположения шестерни относительно опор:

$$R_{1x} = R_{2x} = \frac{F_t}{2} = \frac{158,286}{2} = 79,143 \text{ Н.}$$

Определяем суммарные радиальные реакции:

$$R = \sqrt{R_x^2 + R_y^2}, \quad (9.2)$$

где R_x и R_y – радиальные реакции в опорах вала, Н.

$$R_1 = \sqrt{R_{1x}^2 + R_{1y}^2} = \sqrt{79,143^2 + 50,052^2} = 93,642 \text{ Н.}$$

$$R_2 = \sqrt{R_{2x}^2 + R_{2y}^2} = \sqrt{78,143^2 + 72,877^2} = 107,586 \text{ Н.}$$

Подшипники будем подбирать по более нагруженной опоре 2.

Определяем эквивалентную нагрузку по формуле:

$$P_9 = V \cdot R \cdot K_B \cdot K_T, \quad (9.3)$$

где V – коэффициент вращения, при вращении внутреннего кольца подшипника $V = 1,0$;

R – суммарная радиальная нагрузка опоры 2, Н;

K_B – коэффициент безопасности, $K_B = 1,0$ (табл. 24, стр. 39, /1/);

K_T – температурный коэффициент, $K_T = 1,05$ (табл. 25, стр. 39, /1/).

$$P_9 = 1 \cdot 107,586 \cdot 1 \cdot 1,05 = 112,965 \text{ Н.}$$

Определяем долговечность предварительно выбранных подшипников в часах по формуле:

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{C}{P_9} \right)^p, \quad (9.4)$$

где n – частота вращения ведущего вала редуктора, об/мин

C – динамическая грузоподъёмность предварительно принятых подшипников;

P_9 – эквивалентная нагрузка наиболее нагруженной опоры;

p – показатель степени, для шарикоподшипников $p = 3$.

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot 2811} \cdot \left(\frac{7,8 \cdot 10^3}{112,965} \right)^3 = 1951821 \text{ ч.}$$

Долговечность подшипников 202 значительно превышает необходимое значение (10000...30000ч). Это связано с тем, что диаметр вала под подшипники выбирали конструктивно ориентируясь на диаметр выходного конца, определённого по сниженным допускаемым напряжениям.

Окончательно принимаем для ведущего вала редуктора радиальные шариковые подшипники лёгкой серии 202.

Перв. примен

Справ. №

Подп. и дата

Подп.

Инв. № дубл.

Взам. инв. №

Подп. и дата

Инв. № подл.

Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
-----	------	----------	-------	------

Лист

Усилие в зацеплении: $F_t =$ КП. 12. 2-74 06 01. 1. 112м. 09. ПЗ

Усилие от муфты: $F_k = 322,296$ Н.

Из эскизной компоновки: $l_2 = 23$ мм.

Расстояние от точки действия консольной силы от цепной передачи до середины ближайшей опоры определяем по формуле:

$$l_k = 0,7 \cdot d_{e2} + 50. \quad (9.5)$$

$$l_k = 0,7 \cdot 12 + 50 = 58,4 \text{ мм.}$$

Принимаем $l_k = 58$ мм.

Частота вращения вала: $n_2 = 1405,5$ об/мин.

Составляем расчётную схему вала и определяем опорные реакции.

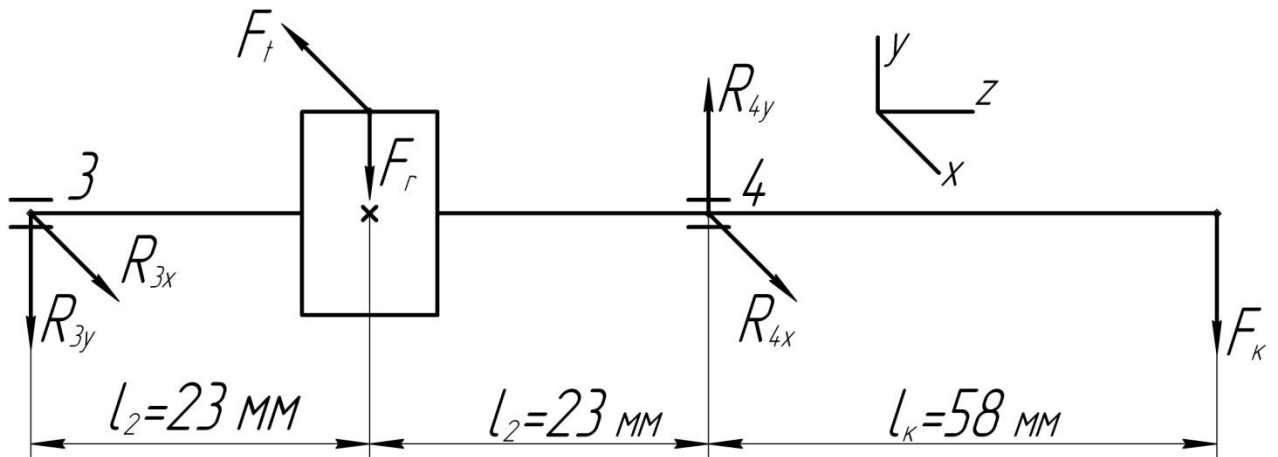


Рис. 9.2. Расчётная схема ведомого вала редуктора.

В плоскости yz .

$$\sum M_3(F_i) = 0; \quad F_r \cdot l_2 - R_{4y} \cdot (2 \cdot l_2) + F_k \cdot (2 \cdot l_2 + l_k) = 0;$$

$$R_{4y} = \frac{F_r \cdot l_2 + F_k \cdot (2 \cdot l_2 + l_k)}{2 \cdot l_2} =$$

$$= \frac{57,616 \cdot 0,023 + 322,296 \cdot (2 \cdot 0,023 + 0,058)}{2 \cdot 0,023} = 757,477 \text{ Н.}$$

$$\sum M_4(F_i) = 0; \quad -R_{3y} \cdot (2 \cdot l_2) - F_r \cdot l_2 + F_k \cdot l_k = 0;$$

$$R_{3y} = \frac{-F_r \cdot l_2 + F_k \cdot l_k}{2 \cdot l_2} = \frac{-57,616 \cdot 0,023 + 322,296 \cdot 0,058}{2 \cdot 0,023} = 377,565 \text{ Н.}$$

Проверяем правильность решения:

$$\sum F_{iy} = 0;$$

$$-R_{3y} - F_r + R_{4y} - F_k = -377,565 - 57,616 + 757,477 - 322,296 = 0.$$

Реакции определены правильно.

В плоскости xz .

С учётом симметричного расположения зубчатого колеса относительно опор:

$$R_{3x} = R_{4x} = \frac{F_t}{2} = \frac{158,286}{2} = 79,143 \text{ Н.}$$

Определяем суммарные радиальные реакции, используем формулу 9.2:

$$R_3 = \sqrt{R_{3x}^2 + R_{3y}^2} = \sqrt{79,143^2 + 377,565^2} = 385,771 \text{ Н.}$$

Перв. примен

Справ. №

Подп. и дата

Инд. № дубл.

Взам. инв. №

Подп. и дата

Инд. № подл.

$$R_4 = \sqrt{R_{4x}^2 + R_{4y}^2} = \sqrt{79,143^2 + 757,477^2} = 761,6 \text{ Н.}$$

Подшипники будем подбирать по более нагруженной опоре 4.

Определяем эквивалентную нагрузку по формуле 9.3:

$$P_э = 1 \cdot 761,6 \cdot 1 \cdot 1,05 = 799,68 \text{ Н.}$$

Определяем долговечность предварительно выбранных подшипников в часах, используем формулу 9.4:

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot 1405,5} \cdot \left(\frac{9,56 \cdot 10^3}{799,68} \right)^3 = 20260 \text{ ч.}$$

Долговечность 203 подшипников больше минимальной долговечности для цилиндрических редукторов $L_{h\min} = 10000$ ч. Окончательно принимаем для ведущего вала редуктора радиальные шариковые однорядные подшипники лёгкой серии 203.

Характеристики окончательно принятых подшипников вводим в таблицу 9.2.

Таблица 9.2 – Характеристики окончательно выбранных подшипников

Вал редуктора	Условное обозначение подшипника	d	D	B	Грузоподъёмность, кН	
					C	C_o
Размеры, мм						
Ведущий	202	15	35	11	7,8	3,55
Ведомый	203	17	40	12	9,56	4,5

Перв. примен

Справ. №

Подп. и дата

Изм. № докл.

Взам. инв. №

Подп. и дата

Изм. № подл.

Изм.	Лист	№ докцм.	Подп.	Дата
------	------	----------	-------	------

КП. 12. 2-74 06 01. 1. 112м. 09. ПЗ

Лист

23

10. ПОДБОР ШПОНОК И ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЁТ ШПОНОЧНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Для крепления на валах редуктора муфты, зубчатого колеса и звёздочки цепной передачи принимаем призматические шпонки со скругленными концами по ГОСТ 23360 – 78.

Размеры шпонок и шпоночных пазов принимаем по диаметру вала и длине ступицы.

Шпоночное соединение проверяем на смятие по формуле:

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot T}{d_g \cdot (h - t_1) \cdot (l - b)} \leq [\sigma_{см}], \quad (10.1)$$

где T – вращающий момент на валу, Н·м;

d_g – диаметр вала, мм;

b – ширина шпонки, мм;

h – высота шпонки, мм;

l – длина шпонки, мм;

t_1 – глубина паза на валу, мм.

Значения b ; h ; l ; t_1 определяем по табл. 27, стр. 43, /1/.

Ведущий вал редуктора: $T_1 = 3,461 \text{ Н·м}$; $d_{g1} = 10 \text{ мм}$; $l_B = 20 \text{ мм}$.

Принимаем допускаемые напряжения смятие при чугунной ступице полумуфты $[\sigma_{см}] = 60 \text{ МПа}$.

Шпонка ($b \times h \times l$) $4 \times 4 \times 12$ по ГОСТ 23360 – 78; $t_1 = 2,5 \text{ мм}$.

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot 3,461 \cdot 10^3}{10 \cdot (4 - 2,5) \cdot (12 - 4)} = 57,7 \text{ МПа} < [\sigma_{см}] = 60 \text{ МПа}.$$

Ведомый вал редуктора: $T_2 = 6,648 \text{ Н·м}$; $d_{g2} = 12 \text{ мм}$; $d_{к2} = 20 \text{ мм}$; $l_T = 24 \text{ мм}$; $l_{см} = 24 \text{ мм}$.

Из технологических соображений для разных ступеней ведомого вала редуктора принимаем шпонки одинаковых размеров, размеры поперечного сечения назначаем исходя из меньшего диаметра.

Принимаем допускаемые напряжения смятие при стальной ступице колеса и звёздочки цепной передачи $[\sigma_{см}] = 120 \text{ МПа}$.

Шпонка ($b \times h \times l$) $4 \times 4 \times 12$ по ГОСТ 23360 – 78; $t_1 = 2,5 \text{ мм}$.

Проверяем шпоночное соединение под звёздочкой цепной передачи.

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot 6,648 \cdot 10^3}{12 \cdot (4 - 2,5) \cdot (12 - 4)} = 92,3 \text{ МПа} > [\sigma_{см}] = 120 \text{ МПа}.$$

Проверяем шпоночное соединение под зубчатым колесом.

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot 6,648 \cdot 10^3}{20 \cdot (4 - 2,5) \cdot (12 - 4)} = 55,4 \text{ МПа} > [\sigma_{см}] = 120 \text{ МПа}.$$

Окончательно принимаем для ведущего вала редуктора шпонку $4 \times 4 \times 12$ ГОСТ 23360 – 78.

Окончательно принимаем для ведомого вала редуктора шпонку $4 \times 4 \times 12$ ГОСТ 23360 – 78.

Перв. примен

Справ. №

Подп. и дата

Инв. № дубл.

Взам. инв. №

Подп. и дата

Инв. № подл.

КП. 12. 2-74 06 01. 1. 112м. 10. ПЗ

Лист
24

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
------	------	----------	-------	------

11. СМАЗКА ЗАЦЕПЛЕНИЯ И ПОДШИПНИКОВ РЕДУКТОРА

Смазывание зубчатого зацепления производится окунанием зубчатого колеса в масло, заливаемое внутрь корпуса до уровня, обеспечивающего погружение колеса примерно на 10мм. Объем масляной ванны определяется из расчёта 0,5л масла на 1кВт передаваемой мощности:

$$V = 0,5 \cdot P_{тр}, \quad (11.1)$$

где $P_{тр}$ – требуемая мощность электродвигателя, кВт.

$$V = 0,5 \cdot 1,05 = 0,525 \text{ л.}$$

Принимаем $V = 0,5$ л.

Определяем необходимую вязкость масла с учётом контактных напряжений $\sigma_H = 395,7$ МПа и окружной скорости $U = 6,2$ м/с. По табл. 28. стр. 44, /1/ вязкость масла должна составлять $22 \cdot 10^{-6}$ м²/с.

По табл. 29, стр. 44, /1/ принимаем масло индустриальное И – 20А ГОСТ 20799 – 75.

Подшипники смазываются маслом, разбрызгиваемым зубчатыми колёсами. Полость подшипника закрыта снаружи врезной крышкой, в крышках с отверстием установлены резиновые армированные манжеты.

Перв. примен

Справ. №

Подп. и дата

Инв. № дубл.

Взам. инв. №

Подп. и дата

Инв. № подл.

КП. 12. 2-74 06 01. 1. 112м. 11. ПЗ

Лист
25

Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
-----	------	----------	-------	------

ЛИТЕРАТУРА.

1. Жавнерик Т.А. Проектирование цилиндрических одноступенчатых редукторов. Методические рекомендации/ Т.А. Жавнерик, Д.М. Камышкало. – Жировичи 2012. – 151с.
2. Чернавский С.А. Курсовое проектирование деталей машин: учебное пособие/ С.А. Чернавский, К.Н. Боков, И.М. Чернин, Г.М. Ицкович, В.П. Козинцов. – Москва: Машиностроение, 1987. – 416с.
3. Шейнблит А.Е. Курсовое проектирование деталей машин: учебное пособие/ А.Е. Шейнблит, – Калининград: Янтарный сказ, 2006 – 456с.

Перв. примен.

Справ. №

Подп. и дата

Изм. № докл.

Взам. инв. №

Подп. и дата

Изм. № подл.

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

КП. 12. 2-74 06 01. 1. 112м. 00. ПЗ

**МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА И
ПРОДОВОЛЬСТВИЯ РБ**

**УО «ЖИРОВИЧСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
АГРАРНО-ТЕХНИЧЕСКИ КОЛЛЕДЖ»**

**СПЕЦИАЛЬНОСТЬ: 2-740601 «Техническое обеспечение процессов
сельскохозяйственного производства»**

**КУРСОВОЙ ПРОЕКТ
ПО ТЕХНИЧЕСКОЙ МЕХАНИКЕ**

**НА ТЕМУ: ПРОЕКТИРОВАНИЕ ОДНОСТУПЕНЧАТОГО
ЦИЛИНДРИЧЕСКОГО РЕДУКТОРА**

Пояснительная записка

Исполнитель: *Иван* Иванов И.И.

Руководитель: *Петр* Петров П.П.

Оценка _____

Жировичи 2012г

**МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА И ПРОДОВОЛЬСТВИЯ РЕС-
ПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ**

ЖИРОВИЧСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АГРАРНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ КОЛЛЕДЖ

Отделение «Техническое обеспечение процессов сельско-
хозяйственного производства»

Специальность: 2-74 06 01

«УТВЕРЖДАЮ»

Председатель предметной цикловой комиссии «Общетех-
нических дисциплин»

« _____ » _____ 20__ г.

ЗАДАНИЕ

на курсовой проект

учащемуся _____ **Иванову** _____
(фамилия, имя, отчество)

Ивану Ивановичу

курса _____ **2** _____ группы _____ **112м** _____

по дисциплине «**Техническая механика**»

Тема курсового проекта: «Расчёт и проектирование одноступенчатого цилиндрического редуктора общего назначения».

Исходные данные к проекту:

схема привода № 1 ;

тип редуктора – цилиндрический косозубый ;

мощность на ведомом валу привода $P_3 = \underline{6,8}$ кВт;

частота вращения ведомого вала привода $n_3 = \underline{350}$ об/мин.

Режим нагрузки – постоянный; редуктор предназначен для длительной эксплуатации и мелкосерийного производства с нереверсивной передачей. Зубчатые колёса нарезаны без смещения, расположение шестерни относительно опор – симметричное.

СОСТАВ ПРОЕКТА

Расчётно-пояснительная записка (перечень подлежащих разработке вопросов)	График (срок выполнения)
Введение.	
23. Выбор электродвигателя, кинематический расчёт привода.	
24. Выбор материалов зубчатой пары и определение допускаемых напряжений.	

25. Определение параметров передачи и геометрических размеров колёс.	
26. Силы в зацеплении передач.	
27. Проверка зубьев колеса по контактным напряжениям и напряжениям изгиба.	
28. Проектировочный расчёт валов редуктора.	
29. Конструктивные размеры зубчатой пары.	
30. Конструктивные размеры корпуса и крышки редуктора.	
31. Подбор подшипников и проверка их долговечности.	
32. Подбор шпонок и проверочный расчёт шпоночных соединений.	
33. Смазка зацепления и подшипников редуктора.	
Литература.	
Графическая часть проекта (перечень обязательных схем, графиков, чертежей)	
Лист 1. Эскизная компоновка редуктора, формат А2 (миллиметровая бумага).	
Лист 2. Рабочий чертеж ведомого вала, формат А3.	
Лист 3. Рабочий чертёж зубчатого колеса, формат А3.	

Дата выдачи задания учащемуся 01.03.2012г.

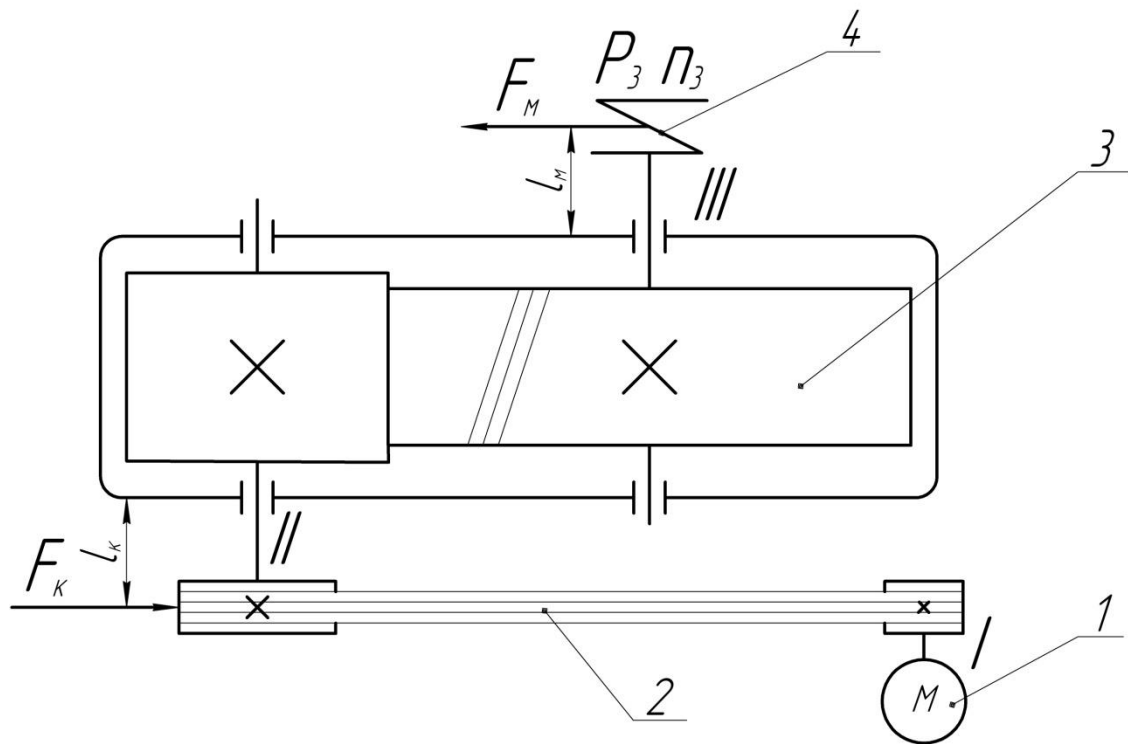
Дата окончания проектирования 25.06.2012г.

Преподаватель-руководитель проекта ППетр (Петров П.П.)
(подпись) (фамилия, инициалы)

Подпись учащегося ИИван Иванов И.И.

Жировичи 2012

Схема привода



- 1 – электродвигатель;
 2 – передача клиноременная;
 3 – редуктор цилиндрический косозубый;
 4 – муфта соединительная.

- I – вал ведущий привода;
 II – вал ведущий редуктора;
 III – вал ведомый редуктора.

Дополнительные нагрузки на валы редуктора:

F_M – нагрузка от муфты; F_K – консольная сила от ременной передачи; $F_M = 23\sqrt[3]{T}$
 ; $F_K = 125\sqrt{T}$; $l_M = 0,7 \cdot d_g + 50$; $l_K = 0,7 \cdot d_g + 50$; T – Н·м; F_M – Н; F_K – Н; l_M – мм; l_K – мм.

Перв. примен.

Справ. №

Подп. и дата

Инв. № дубл.

Взам. инв. №

Подп. и дата

Инв. № подл.

РЕФЕРАТ

Данный курсовой проект состоит из 29 листов расчетно-пояснительной записки формата А4, в том числе 4 схем, 3 таблиц; 3 листов графической части.

В проекте приведен расчет цилиндрического одноступенчатого редуктора. Выполнен выбор материалов для изготовления зубчатых колёс и валов, определены допускаемые напряжения, определены геометрические размеры закрытой зубчатой передачи, осуществлён выбор двигателя, проведён проектный расчет валов, подобраны подшипники, рассчитаны шпоночные соединения. В курсовом проекте освещены вопросы смазки зубчатого зацепления и подшипников редуктора.

Целью курсового проекта является закрепление теоретических знаний полученных при изучении дисциплины Техническая механика и получение практических навыков проектирования основных узлов и механизмов машиностроения.

КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА: РЕДУКТОР, ПЕРЕДАТОЧНОЕ ЧИСЛО, ВАЛ, МУФТА, ЗУБЧАТОЕ ЗАЦЕПЛЕНИЕ, РЕМЕННАЯ ПЕРЕДАЧА, ШПОНОЧНОЕ СОЕДИНЕНИЕ, КОРПУС, КРЫШКА, ПОДШИПНИК.

Перв. примен

Справ. №

Подп. и дата

Инв. № дубл.

Взам. инв. №

Подп. и дата

Инв. № подл.

СОДЕРЖАНИЕ

Стр.

	ВВЕДЕНИЕ	6
	1. ВЫБОР ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ, КИНЕМАТИЧЕСКИЙ И СИЛОВОЙ РАСЧЁТ ПРИВОД.....	7
	2. ВЫБОР МАТЕРИАЛОВ ЗУБЧАТОЙ ПАРЫ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДОПУСКАЕМЫХ НАПРЯЖЕНИЙ.....	10
	3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ПЕРЕДАЧИ И ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ РАЗМЕРОВ КОЛЁС.....	11
	4. УСИЛИЯ В ЗАЦЕПЛЕНИИ ПЕРЕДАЧИ.....	13
	5. ПРОВЕРКА ЗУБЬЕВ КОЛЁС ПО КОНТАКТНЫМ НАПРЯЖЕНИЯМ И НАПРЯЖЕНИЯМ ИЗГИБА.....	15
	6. ПРОЕКТИРОВОЧНЫЙ РАСЧЁТ ВАЛОВ РЕДУКТОРА.....	18
	7. КОНСТРУКТИВНЫЕ РАЗМЕРЫ ЗУБЧАТОЙ ПАРЫ.....	20
	8. КОНСТРУКТИВНЫЕ РАЗМЕРЫ КОРПУСА И КРЫШКИ РЕДУКТОРА.....	21
	9. ПОДБОР ПОДШИПНИКОВ И ПРОВЕРКА ИХ ДОЛГОВЕЧНОСТИ.....	22
	10. ПОДБОР ШПОНОК И ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЁТ ШПОНОЧНЫХ СОЕДИНЕНИЙ.....	27
	11. СМАЗКА ЗАЦЕПЛЕНИЯ И ПОДШИПНИКОВ РЕДУКТОРА.....	28
	ЛИТЕРАТУРА.....	29

Перв. примен

Справ. №

Подп. и дата

Инв. № дубл.

Взам. инв. №

Подп. и дата

Инв. № подл.

КП. 12. 2-74 06 01. 1. 112м. 00. ПЗ

Изм/Лист	№ докум.	Подп.	Дата
Разраб.	Иванов И.И.		
Проб.	Петров П.П.		
Н.контр.			
Утв.			

*Редуктор
цилиндрический
косозубый*

Лит.	Лист	Листов
ЖГАТК		

ВВЕДЕНИЕ

Машиностроению принадлежит ведущая роль среди других отраслей экономики так, как основные производственные процессы выполняют машины, поэтому технический уровень многих отраслей в значительной мере определяется уровнем развития машиностроения. На основе развития машиностроения осуществляется комплексная механизация и автоматизация производственных процессов в промышленности, строительстве, сельском хозяйстве и транспорте.

Повышение эксплуатационных и качественных показателей, сокращение времени разработки, внедрение новых машин, повышение их надёжности и долговечности – основные задачи конструкторов-машиностроителей. Объектами курсового проектирования являются обычно приводы различных машин и механизмов, использующие большинство деталей и узлов общемашиностроительного применения.

Темой курсового проекта является расчёт и проектирование горизонтального одноступенчатого цилиндрического редуктора с ременной передачей.

Основной целью курсового проектирования является закрепление знаний полученных на теоретических занятиях, формирование навыков практических расчётов, конструирования деталей и сборочных единиц механических приводов, формирование навыков использования справочной литературой, стандартами и другими нормативными документами.

Перв. примен

Справ. №

Подп. и дата

Инв. № дубл.

Взам. инв. №

Подп. и дата

Инв. № подл.

Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
-----	------	----------	-------	------

КП. 12. 2-74 06 01. 1. 112м. 00. ПЗ

Лист

6

1. ВЫБОР ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ, КИНЕМАТИЧЕСКИЙ И СИЛОВОЙ РАСЧЁТЫ ПРИВОДА

Требуемую мощность P_{mp} электродвигателя определяем по формуле:

$$P_{mp} = \frac{P_3}{\eta_{общ}} \quad (1.1)$$

где P_3 – требуемая мощность на ведомом валу редуктора, кВт;

$\eta_{общ}$ – общий КПД привода.

Общий КПД привода определяем по формуле:

$$\eta_{общ} = \eta_1 \cdot \eta \cdot \eta_3^2 \quad (1.2)$$

где η_1 – КПД клиноременной передачи, принимаем $\eta_1 = 0,96$ (табл. 1, стр. 3, /1/);

η_2 – КПД закрытой зубчатой цилиндрической передачи, принимаем $\eta_2 = 0,97$ (табл. 1, стр. 3, /1/);

η_3 – КПД пары подшипников качения, принимаем $\eta_3 = 0,99$ (табл. 1, стр. 3, /1/).

$$\eta_{общ} = 0,96 \cdot 0,97 \cdot 0,99^2 = 0,913.$$

$$P_{mp} = \frac{6,8}{0,913} = 7,448 \text{ кВт.}$$

По таблице приложение А, стр. 48, /1/ примем асинхронный электродвигатель с короткозамкнутым ротором 4А112М2У3 номинальной мощностью $P_n = 7,5$ кВт, синхронная частота вращения $n_c = 3000$ об/мин, номинальное скольжение $s_n = 2,5\%$, диаметр вала электродвигателя $d_{дв} = 32$ мм (приложение Б).

Определяем номинальную частоту вращения ротора электродвигателя по формуле:

$$n_{дв} = n_c \cdot (1 - s_n) \quad (1.3)$$

$$n_{дв} = 3000 \cdot (1 - 0,025) = 2925 \text{ об/мин.}$$

Определяем общее передаточное число привода по формуле:

$$u_{общ} = \frac{n_n}{n_3} \quad (1.4)$$

$$u_{общ} = \frac{2925}{350} = 8,357.$$

Для цилиндрического редуктора примем стандартное значение передаточного числа $u_{ред} = u_2 = 4$ (табл. 2, стр. 4, /1/) и определяем передаточное число ременной передачи по формуле:

$$u_1 = \frac{u_{общ}}{u_2} \quad (1.5)$$

$$u_1 = \frac{8,357}{4} = 2,089.$$

Определяем частоту вращения n и угловую скорость ω .

Ведущий вал привода:

$$n_1 = n_{дв} = 2925 \text{ об/мин}$$

$$\omega_1 = \frac{\pi \cdot n_1}{30}; \quad (1.6)$$

Перв. примен

Справ. №

Подп. и дата

Инв. № дубл.

Взам. инв. №

Подп. и дата

Инв. № подл.

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

КП. 12. 2-74 06 01. 1. 112М. 01. ПЗ

Лист
7

$$\omega_1 = \frac{3,14 \cdot 2925}{30} = 306,15 \text{ рад/с.}$$

Ведущий вал редуктора:

$$n_2 = \frac{n_1}{u_1}; \quad (1.7)$$

$$n_2 = \frac{2925}{2,089} = 1400 \text{ об/мин;}$$

$$\omega_2 = \frac{\pi \cdot n_2}{30}; \quad (1.8)$$

$$\omega_2 = \frac{3,14 \cdot 1400}{30} = 146,533 \text{ рад/с.}$$

Ведомый вал редуктора:

$$n_3 = \frac{n_2}{u_2}; \quad (1.9)$$

$$n_3 = \frac{1400}{4} = 350 \text{ об/мин;}$$

$$\omega_3 = \frac{\pi \cdot n_3}{30}; \quad (1.10)$$

$$\omega_3 = \frac{3,14 \cdot 350}{30} = 36,633 \text{ рад/с.}$$

Отклонение расчётной частоты вращения ведомого вала привода от заданной отсутствует.

Определяем мощность P и вращающие моменты T .

Ведущий вал привода:

$$P_1 = P_{mp} = 7,448 \text{ кВт.}$$

$$T_1 = \frac{P_1 \cdot 10^3}{\omega_1}; \quad (1.11)$$

$$T_1 = \frac{7,448 \cdot 10^3}{306,15} = 24,328 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

Ведущий вал редуктора:

$$P_2 = P_1 \cdot \eta_1 \cdot \eta_3; \quad (1.12)$$

$$P_2 = 7,448 \cdot 0,96 \cdot 0,99 = 7,079 \text{ кВт;}$$

$$T_2 = \frac{P_2 \cdot 10^3}{\omega_2}; \quad (1.13)$$

$$T_2 = \frac{7,079 \cdot 10^3}{146,533} = 48,31 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

Ведомый вал редуктора:

$$P_3 = P_2 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3; \quad (1.14)$$

$$P_3 = 7,079 \cdot 0,97 \cdot 0,99 = 6,8 \text{ кВт;}$$

$$T_3 = \frac{P_3 \cdot 10^3}{\omega_3}; \quad (1.15)$$

Перв. примен

Справ. №

Подп. и дата

Инд. № дубл.

Взам. инв. №

Подп. и дата

Инд. № подл.

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
------	------	----------	-------	------

КП. 12. 2-74 06 01. 1. 112м. 01. ПЗ

$$T_3 = \frac{6,8 \cdot 10^3}{36,633} = 185,625 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Результаты расчетов сводим в табл. 1.1.

Таблица 1.1 – Характеристики валов привода

Вал Параметры	n , об/мин	ω , рад/с	P , кВт	T , Н·м
Ведущий привода	2925	306,15	7,448	24,328
Ведущий редуктора	1400	146,533	7,079	48,31
Ведомый редуктора	350	36,633	6,8	185,625

Перв. примен

Справ. №

Подп. и дата

Инв. № дцкл.

Взам. инв. №

Подп. и дата

Инв. № подл.

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
------	------	----------	-------	------

КП. 12. 2-74 06 01. 1. 112м. 01. ПЗ

Лист

9

2. ВЫБОР МАТЕРИАЛА ЗУБЧАТОЙ ПАРЫ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДОПУСКАЕМЫХ НАПРЯЖЕНИЙ

Так как в задании нет особых требований в отношении габаритов передачи, выбираем материал со средними механическими характеристиками: для шестерни сталь 45, термическая обработка – улучшение, твёрдость $HB_1 230$; для колеса – сталь 45, термическая обработка улучшение, но твёрдость на 30 единиц ниже – $HB_2 200$.

Допускаемое контактное напряжение при расчете на прочность для косозубой передачи определяем по формуле:

$$[\sigma_H] = 0,45 \cdot ([\sigma_{H1}] + [\sigma_{H2}]), \quad (2.1)$$

где $[\sigma_{H1}]$ и $[\sigma_{H2}]$ – допускаемые контактные напряжения для шестерни и колеса, определяем по формуле:

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H\lim b} \cdot K_{HL}}{[s_H]}, \quad (2.2)$$

где $\sigma_{H\lim b} = 2 \cdot HB + 70$ – предел контактной выносливости (табл. 4, стр. 9, /1/);
 $[s_H]$ – коэффициент безопасности, $[s_H] = 1,15$ для колёс из улучшенной стали (стр. 9, /1/);
 K_{HL} – коэффициент долговечности; при числе циклов нагружения больше базового, что имеет место при длительной эксплуатации $K_{HL} = 1,0$ (стр. 9, /1/).

Учитывая твёрдость материала, используемого для изготовления шестерни и колеса, по формуле 2.2 определяем допускаемые контактные напряжения для колеса и шестерни:

$$[\sigma_{H1}] = \frac{(2 \cdot HB_1 + 70) \cdot K_{HL}}{[s_H]} = \frac{(2 \cdot 230 + 70) \cdot 1}{1,15} = 4460,9 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_{H2}] = \frac{(2 \cdot HB_2 + 70) \cdot K_{HL}}{[s_H]} = \frac{(2 \cdot 200 + 70) \cdot 1}{1,15} = 408,7 \text{ МПа}.$$

По формуле 2.1 определяем допускаемые контактные напряжения:

$$[\sigma_H] = 0,45 \cdot (460,9 + 408,7) = 391,3 \text{ МПа}.$$

Допускаемые напряжения изгиба определяем по формуле:

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F\lim b}}{[s_F]}, \quad (2.3)$$

где $\sigma_{F\lim b} = 1,8 \cdot HB$ – предел выносливости при изгибе (табл. 5, стр. 10, /1/);
 $[s_F]$ – коэффициент безопасности, определяется как произведение двух коэффициентов – $[s_F] = [s_F]' \cdot [s_F]''$.

$$[s_F]' = 1,75 \text{ (табл. 5, стр. 10, /1/);}$$

$$[s_F]'' = 1 \text{ для поковок и штамповок (стр. 10, /1/).}$$

$$[s_F] = 1,75 \cdot 1 = 1,75.$$

Допускаемые напряжения изгиба определяем отдельно для шестерни и колеса:

$$\text{для шестерни } [\sigma_{F1}] = \frac{1,8 \cdot HB_1}{[s_F]} = \frac{1,8 \cdot 230}{1,75} = 236,6 \text{ МПа};$$

$$\text{для колеса } [\sigma_{F2}] = \frac{1,8 \cdot HB_2}{[s_F]} = \frac{1,8 \cdot 200}{1,75} = 205,7 \text{ МПа}.$$

КП. 12. 2-74 06 01. 1. 112м. 02. ПЗ

Лист
10

3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ПЕРЕДАЧИ И ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ РАЗМЕРОВ КОЛЁС

Определяем межосевое расстояние закрытых передач из условия контактной прочности по формуле:

$$a_w = K_a \cdot (u + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{T \cdot 10^3 \cdot K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 \cdot u^2 \cdot \psi_{ba}}}, \quad (3.1)$$

где K_a – коэффициент межосевого расстояния, для косозубых передач $K_a = 43$ (стр. 11, /1/);

u – передаточное число редуктора;

T – вращающий момент на ведомом валу редуктора, Н·м;

$K_{H\beta}$ – коэффициент неравномерности распределения нагрузки по ширине венца, $K_{H\beta} = 1,0$ (табл. 6, стр. 12, /1/);

ψ_{ba} – коэффициент ширины венца колеса, принимаем для косозубой передачи $\psi_a = 0,4$ (стр. 11, /1/).

$$a_w = 43 \cdot (4 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{185,625 \cdot 10^3 \cdot 1,0}{391,3^2 \cdot 4^2 \cdot 0,4}} = 123,5 \text{ мм.}$$

Округляем до ближайшего значения, используя ряд нормальных линейных размеров ГОСТ 2185-66 (табл. 7, стр. 13, /1/): $a_w = 125$ мм.

Определяем нормальный модуль зацепления m_n , мм, по формуле:

$$m_n = (0,01 \dots 0,02) \cdot a_w \quad (3.2)$$

$$m_n = (0,01 \dots 0,02) \cdot 125 = 1,25 \dots 2,5 \text{ мм.}$$

По ГОСТ 9563-60 (табл. 7, стр. 13, /1/) принимаем $m_n = 2,0$ мм.

Предварительно принимаем угол наклона зубьев $\beta = 10^\circ$.

Определяем число зубьев шестерни по формуле:

$$z_1 = \frac{2 \cdot a_w \cdot \cos \beta}{m_n \cdot (u + 1)}, \quad (3.3)$$

где u – передаточное число редуктора;

$$z_1 = \frac{2 \cdot 125 \cdot 0,985}{2 \cdot (4 + 1)} = 24,6.$$

Принимаем $z_1 = 24$.

Определяем число зубьев колеса по формуле:

$$z_2 = z_1 \cdot u, \quad (3.4)$$

где u – передаточное число редуктора;

$$z_2 = 24 \cdot 4 = 96.$$

Уточняем угол наклона зубьев по формуле:

$$\cos \beta = 0,5 \cdot (z_1 + z_2) \cdot \frac{m_n}{a_w}. \quad (3.5)$$

$$\cos \beta = 0,5 \cdot (24 + 96) \cdot \frac{2}{125} = 0,96.$$

$$\beta = \arccos \beta = \arccos 0,96 = 16,2602^\circ$$

КП. 12. 2-74 06 01. 1. 112м. 03. ПЗ

Лист
11

Изм Лист № докум. Подп. Дата

Определяем делительные диаметры шестерни и колеса по формуле:

$$d = z \cdot \frac{m_n}{\cos \beta}, \quad (3.6)$$

где β – уточнённый угол наклона зубьев.

$$d_1 = z_1 \cdot \frac{m_n}{\cos \beta} = 24 \cdot \frac{2}{0,96} = 50 \text{ мм};$$

$$d_2 = z_2 \cdot \frac{m_n}{\cos \beta} = 96 \cdot \frac{2}{0,96} = 200 \text{ мм}.$$

Определяем фактическое межосевое расстояние a_w , мм:

$$a_w = \frac{d_1 + d_2}{2}; \quad (3.7)$$

$$a_w = \frac{50 + 200}{2} = 125 \text{ мм}.$$

Определяем диаметры вершин зубьев шестерни и колеса по формуле:

$$d_a = d + 2 \cdot m_n; \quad (3.8)$$

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m_n = 50 + 2 \cdot 2 = 54 \text{ мм};$$

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m_n = 200 + 2 \cdot 2 = 204 \text{ мм}.$$

Определяем диаметры впадин зубьев шестерни и колеса по формуле:

$$d_f = d - 2,5 \cdot m_n; \quad (3.9)$$

$$d_{f1} = d_1 - 2,5 \cdot m_n = 50 - 2,5 \cdot 2 = 45 \text{ мм};$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,5 \cdot m_n = 200 - 2,5 \cdot 2 = 195 \text{ мм}.$$

Определяем ширину венца колеса по формуле:

$$b_2 = \psi_{ba} \cdot a_w; \quad (3.10)$$

$$b_2 = 0,4 \cdot 125 = 50 \text{ мм}.$$

Определяем ширину венца шестерни по формуле:

$$b_1 = b_2 + (1...2) \cdot m_n; \quad (3.11)$$

$$b_1 = 50 + (1...2) \cdot 2 = 52...54 \text{ мм}.$$

Принимаем $b_1 = 54$ мм.

Перв. примен.

Справ. №

Подп. и дата

Инв. № дубл.

Взам. инв. №

Подп. и дата

Инв. № подл.

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
------	------	----------	-------	------

КП. 12. 2-74 06 01. 1. 112м. 03. ПЗ

Лист

12

4. УСИЛИЯ В ЗАЦЕПЛЕНИИ ПЕРЕДАЧИ

В зацеплении прямозубой передачи действуют силы:

F_t – окружная сила в зацеплении;

F_r – радиальная сила в зацеплении.

F_a – осевая сила в зацеплении.

$$F_t = \frac{2 \cdot T}{d}, \quad (4.1)$$

где T – вращающий момент на ведомом валу редуктора, Н·м;
 d – делительный диаметр колеса, мм.

$$F_t = \frac{2 \cdot 185,625 \cdot 10^3}{200} = 1856,25 \text{ Н.}$$

$$F_r = \frac{F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta}; \quad (4.2)$$

где α – угол эвольвентного зацепления, $\alpha = 20^\circ$;
 β – уточнённый угол наклона зубьев.

$$F_r = \frac{1856,25 \cdot 0,364}{0,96} = 703,828 \text{ Н.}$$

$$F_a = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta, \quad (4.3)$$

где β – уточнённый угол наклона зубьев.

$$F_a = 1856,25 \cdot 0,292 = 542,028 \text{ Н.}$$

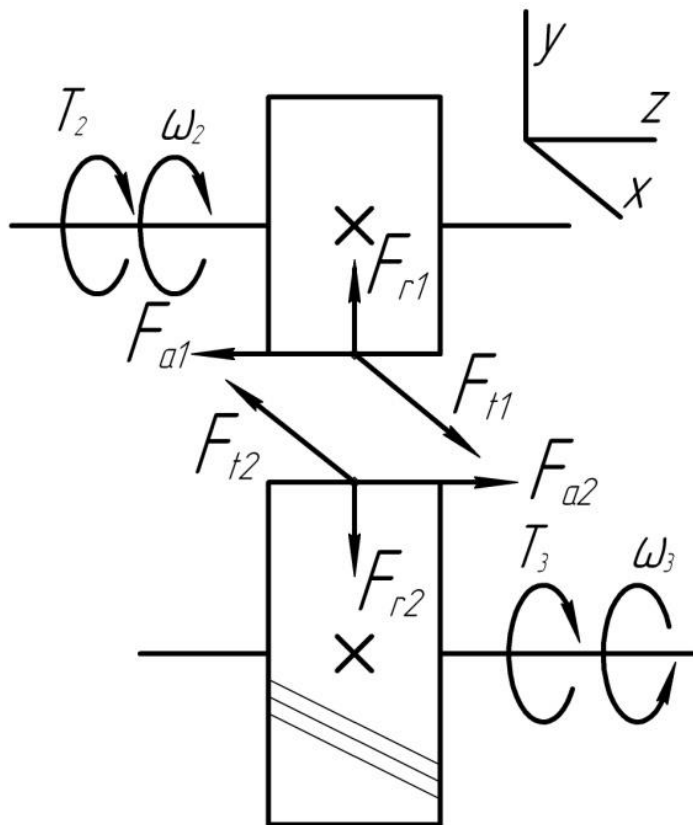


Рис. 4.1. Схема сил в зацеплении.

Помимо усилий в зацеплении на валы редуктора действуют силы от соединительной муфты на ведущем валу и усилие от натяжения цепи на ведомом валу.

Усилие от муфты возникает из-за неточности сборки и изготовления деталей и вращается (циркулирует) вместе с валом, определяем по формуле:

$$F_m = 23 \cdot \sqrt[3]{T}, \quad (4.4)$$

где T – вращающий момент на ведомом валу редуктора, Н·м;

$$F_m = 23 \cdot \sqrt[3]{185,625} = 131,202 \text{ Н.}$$

Силу от цепной передачи определяем по формуле:

$$F_k = 125 \cdot \sqrt{T}, \quad (4.5)$$

где T – вращающий момент на ведущем валу редуктора, Н·м;

$$F_k = 125 \cdot \sqrt{48,31} = 868,814 \text{ Н.}$$

Перв. измен.

Справ. №

Подп. и дата

Инд. № дцкл.

Взам. инв. №

Подп. и дата

Инд. № подл.

КП. 12. 2-74 06 01. 1. 112м. 04. ПЗ

Лист

14

Изм Лист № докум. Подп. Дата

5. ПРОВЕРКА ЗУБЬЕВ КОЛЁС ПО КОНТАКТНЫМ НАПРЯЖЕНИЯМ И НАПРЯЖЕНИЯМ ИЗГИБА

Определяем окружную скорость U , м/с:

$$U = \frac{\omega \cdot d}{2 \cdot 10^3}, \quad (5.1)$$

где ω – угловая скорость ведомого вала редуктора, рад/с;

d – делительный диаметр колеса, мм.

$$U = \frac{36,633 \cdot 200}{2 \cdot 10^3} = 3,7 \text{ м/с.}$$

Определяем степень точности (стр. 17, /1/). При окружной скорости $U < 10$ м/с (для косозубых цилиндрических передач) принимаем 8 степень точности.

Определяем отношение $\psi_{bd} = \frac{b_1}{d_1} = \frac{54}{50} = 1,08$.

Проверочный расчёт на контактную выносливость для косозубой передачи выполняем по формуле:

$$\sigma_H = \frac{270}{a_w} \cdot \sqrt{\frac{T \cdot K_H \cdot (u+1)^3}{b \cdot u^2}} \leq [\sigma_H], \quad (5.2)$$

где a_w – межосевое расстояние, мм;

T – вращающий момент на ведомом валу редуктора, Н·м;

K_H – коэффициент нагрузки;

u – передаточное число редуктора;

b – ширина венца зубчатого колеса, мм.

Коэффициент нагрузки определяем по формуле:

$$K_H = K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\nu}, \quad (5.3)$$

где $K_{H\alpha}$ – коэффициент учитывающий неравномерность распределения нагрузки между зубьями, $K_{H\alpha} = 1,08$ (табл. 8, стр. 18, /1/);

$K_{H\beta}$ – коэффициент неравномерности распределения нагрузки по ширине венца, $K_{H\beta} = 1,044$ (табл. 9, стр. 18, /1/);

$K_{H\nu}$ – динамический коэффициент, $K_{H\nu} = 1,01$ (табл. 10, стр. 19, /1/).

$$K_H = 1,08 \cdot 1,044 \cdot 1,01 = 1,139$$

$$\sigma_H = \frac{270}{125} \cdot \sqrt{\frac{185,625 \cdot 10^3 \cdot 1,139 \cdot (5+1)^3}{50 \cdot 4^2}} = 392,6 \text{ МПа} > [\sigma_H] = 391,3 \text{ МПа.}$$

Определяем отклонение значения расчётного контактного напряжения от допускаемого по формуле:

$$\Delta\sigma_H = \frac{\sigma_H - [\sigma_H]}{[\sigma_H]}. \quad (5.4)$$

Если получится отрицательное значение, то имеет место недогрузка, а если положительное – перегрузка. Допускается недогрузка передачи до 10% и перегрузка – до 5% (стр. 65, /3/).

$$\Delta\sigma_H = \frac{392,6 - 391,3}{391,3} \cdot 100 \% = 0,3 \%$$

Отклонение допустимо.

КП. 12. 2-74 06 01. 1. 112м. 05. ПЗ

Лист
15

Изм Лист № докум. Подп. Дата

Проверку зубьев на изгиб выполняем по формуле:

$$\sigma_F = \frac{F_t \cdot K_F \cdot Y_F \cdot Y_\beta \cdot K_{F\alpha}}{b \cdot m_n} \leq [\sigma_F], \quad (5.5)$$

где F_t – окружная сила в зацеплении, Н;

K_F – коэффициент нагрузки;

Y_F – коэффициент, учитывающий форму зуба;

m_n – нормальный модуль зацепления, мм;

b – ширина венца зубчатого колеса, которое будем проверять на изгиб, мм;

$K_{F\alpha}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между зубьями, $K_{F\alpha} = 0,92$ (стр. 21, /1/);

Y_β – коэффициент для компенсации погрешности.

Коэффициент нагрузки определяем по формуле:

$$K_F = K_{F\beta} \cdot K_{Fv}, \quad (5.6)$$

где $K_{F\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине зуба, $K_{F\beta} = 1,112$ (табл. 11, стр. 20, /1/);

K_{Fv} – динамический коэффициент, $K_{Fv} = 1,3$ (табл. 12, стр. 20, /1/).

$$K_F = 1,112 \cdot 1,3 = 1,446.$$

Коэффициент компенсации погрешности определяем по формуле:

$$Y_\beta = 1 - \frac{\beta^\circ}{140}; \quad (5.7)$$

$$Y_\beta = 1 - \frac{16,2602^\circ}{140} = 0,884.$$

Определяем эквивалентное количество зубьев шестерни и колеса по формуле:

$$z_v = \frac{z}{\cos^3 \beta}; \quad (5.8)$$

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta} = \frac{24}{0,96^3} = 27,1;$$

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3 \beta} = \frac{96}{0,96^3} = 108,5.$$

Коэффициент формы зуба определяем отдельно для шестерни и колеса (табл. 13, стр. 20, /1/).

$$Y_{F1} = 3,73; \quad Y_{F2} = 3,6.$$

Определяем отношение:

$$\frac{[\sigma_F]_1}{Y_{F1}} = \frac{236,6}{3,73} = 63,432 \text{ МПа}; \quad \frac{[\sigma_F]_2}{Y_{F2}} = \frac{205,7}{3,6} = 57,139 \text{ МПа}.$$

Проверяем на изгиб зубья колеса, так как для них отношение меньше.

$$\sigma_F = \frac{1856,625 \cdot 1,446 \cdot 3,6 \cdot 0,884 \cdot 0,92}{50 \cdot 2} = 78,6 \text{ МПа} < [\sigma_{F2}] = 205,7 \text{ МПа}.$$

Расчётное напряжение на изгиб σ_F значительно меньше допускаемого $[\sigma_F]$ – это допустимо, так как нагрузочная способность большинства передач ограничивается контактной прочностью.

КП. 12. 2-74 06 01. 1. 112М. 05. ПЗ

Прочность зубьев обеспечена.

КП. 12. 2-74 06 01. 1. 112м. 05. ПЗ

17

6. ПРОЕКТИРОВОЧНЫЙ РАСЧЕТ ВАЛОВ РЕДУКТОРА

Диаметры выходных концов валов редуктора определяем из условия прочности по заданным напряжениям $[\tau_k] = 20$ МПа, используя формулу:

$$d_e = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T}{\pi \cdot [\tau_k]}}, \quad (6.1)$$

где T – вращающий момент на соответствующем валу редуктора, Н · м;
Ведущий вал редуктора:

$$d_{e1} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T_1}{\pi \cdot 20}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 48,31 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 20}} = 23,1 \text{ мм.}$$

Принимаем стандартное значение $d_{e1} = 24$ мм.

Диаметр вала под подшипник определяем по формуле:

$$d_{n1} = d_{e1} + 2 \cdot t, \quad (6.2)$$

где t – высота буртика, по табл. 15, стр. 23, /1/ для вала диаметром 24мм принимаем $t = 2,0$ мм.

$$d_{n1} = 24 + 2 \cdot 2,0 = 28 \text{ мм.}$$

Принимаем диаметр вала под подшипник $d_{n1} = 30$ мм.

Шестерню выполняем за одно целое с валом.

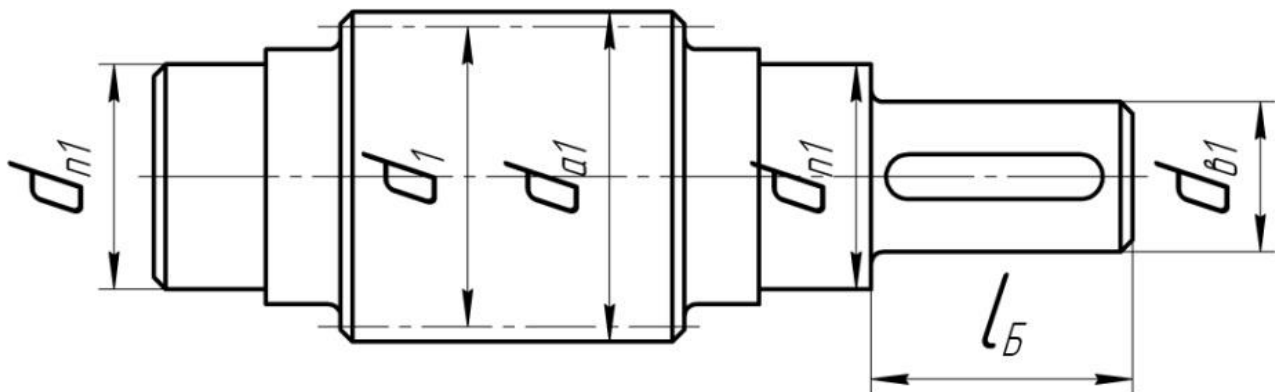


Рис. 6.1. Схема ведущего вала редуктора.

Ведомый вал редуктора:

$$d_{e2} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T_2}{\pi \cdot 20}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 185,625 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 20}} = 36,2 \text{ мм.}$$

Принимаем стандартное значение $d_{e2} = 36$ мм.

Диаметр вала под подшипник определяем по формуле:

$$d_{n2} = d_{e2} + 2 \cdot t, \quad (6.3)$$

где t – высота буртика, по табл. 15, стр. 23, /1/ для вала диаметром 36мм принимаем $t = 2,5$ мм.

$$d_{n2} = 36 + 2 \cdot 2,5 = 41 \text{ мм.}$$

Принимаем диаметр вала под подшипник $d_{n2} = 40$ мм.

Диаметр вала под зубчатым колесом определяем по формуле:

$$d_{к2} = d_{n2} + 2 \cdot r, \quad (6.4)$$

где r – координаты фаски подшипника, по табл. 15, стр. 23, /1/ для вала диаметром 40мм принимаем $r = 2,5$ мм.

$$d_{к2} = 40 + 2 \cdot 2,5 = 45 \text{ мм.}$$

Принимаем диаметр вала под зубчатым колесом $d_{к2} = 45$ мм.

Остальные диаметры валов примем при окончательной конструктивной разработке. Длину выходных концов валов редуктора определяем по формуле:

$$l = 2 \cdot d_{\theta}; \tag{6.5}$$

$$l_B = 2 \cdot d_{\theta1} = 2 \cdot 24 = 48 \text{ мм;}$$

$$l_T = 2 \cdot d_{\theta2} = 2 \cdot 36 = 72 \text{ мм.}$$

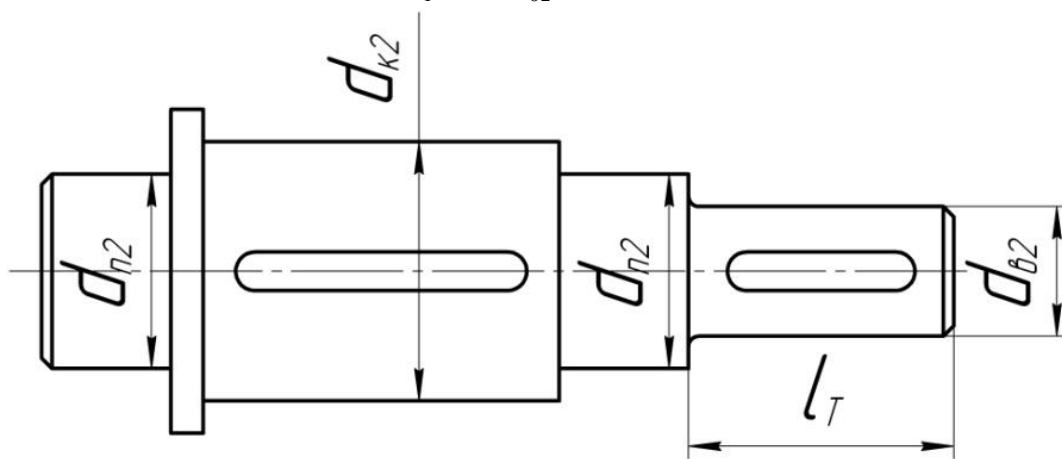


Рис. 6.2. Схема ведомого вала редуктора.

Перв. примен

Справ. №

Подп. и дата

Инв. № дцкл.

Взам. инв. №

Подп. и дата

Инв. № подл.

Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

КП. 12. 2-74 06 01. 1. 112м. 06. ПЗ

7. КОНСТРУКТИВНЫЕ РАЗМЕРЫ ЗУБЧАТОЙ ПАРЫ

Шестерню выполняем за одно целое с валом. Её размеры определены выше:

$$d_1 = 50 \text{ мм}; d_{a1} = 54 \text{ мм}; d_{f1} = 45 \text{ мм}; b_1 = 54 \text{ мм}.$$

Колесо зубчатое кованное:

$$d_2 = 200 \text{ мм}; d_{a2} = 204 \text{ мм}; d_{f2} = 195 \text{ мм}; b_2 = 50 \text{ мм}; d_{к2} = 45 \text{ мм}.$$

Диаметр ступицы определим по формуле:

$$d_{cm} = 1,6 \cdot d_{к2}; \quad (7.2)$$

$$d_{cm} = 1,6 \cdot 45 = 72 \text{ мм}.$$

Принимаем диаметр ступицы $d_{cm} = 72 \text{ мм}$.

Длину ступицы определим по формуле:

$$l_{cm} = (1,2 \dots 1,5) \cdot d_{к2}; \quad (7.3)$$

$$l_{cm} = (1,2 \dots 1,5) \cdot 45 = 54 \dots 67,5 \text{ мм}.$$

Принимаем длину ступицы $l_{cm} = 60 \text{ мм}$.

Толщину обода определим по формуле:

$$\delta_o = (2,5 \dots 4) \cdot m_n; \quad (7.4)$$

где m_n – нормальный модуль зацепления, мм.

$$\delta_o = (2,5 \dots 4) \cdot 2 = 5 \dots 8 \text{ мм}.$$

Принимаем толщину обода $\delta_o = 8 \text{ мм}$ (табл. 19, стр. 26, /1/).

Толщину диска определим по формуле:

$$C = 0,3 \cdot b, \quad (7.5)$$

где b – ширина венца зубчатого колеса, мм.

$$C = 0,3 \cdot 50 = 15 \text{ мм}.$$

Принимаем толщину диска $C = 15 \text{ мм}$.

Определяем внутренний диаметр обода колеса по формуле:

$$D_o = d_{f2} - 2 \cdot \delta_o. \quad (7.6)$$

$$D_o = 195 - 2 \cdot 8 = 179 \text{ мм}.$$

Принимаем внутренний диаметр обода колеса $D_o = 179 \text{ мм}$.

Определяем диаметр центральной окружности по формуле:

$$D_{омс} = 0,5 \cdot (D_o + d_{cm}). \quad (7.7)$$

$$D_{омс} = 0,5 \cdot (179 + 72) = 125,5 \text{ мм}.$$

Принимаем диаметр центральной окружности $D_{омс} = 126 \text{ мм}$.

Определяем диаметр отверстий по формуле:

$$d_{омс} = \left(\frac{D_o - d_{cm}}{4} \right); \quad (7.8)$$

$$d_{омс} = \left(\frac{179 - 72}{4} \right) = 26,75 \text{ мм}.$$

Принимаем диаметр отверстий $d_{омс} = 27 \text{ мм}$.

Определяем размер фасок на торцах зубьев по формуле:

$$f = (0,6 \dots 0,7) \cdot m_n; \quad (7.9)$$

$$f = (0,6 \dots 0,7) \cdot 2 = 1,2 \dots 1,4 \text{ мм}.$$

Принимаем $f = 1,6 \text{ мм}$.

Перв. примен

Справ. №

Подп. и дата

Инд. № дубл.

Взам. инв. №

Подп. и дата

Инд. № подл.

КП. 12. 2-74 06 01. 1. 112м. 07. ПЗ

Лист

20

Изм Лист № докум. Подп. Дата

8. КОНСТРУКТИВНЫЕ РАЗМЕРЫ КОРПУСА И КРЫШКИ РЕДУКТОРА

Толщину стенок корпуса и крышки определяем по формулам:

$$\delta = 0,025 \cdot a_w + 1; \quad (8.1)$$

$$\delta_1 = 0,02 \cdot a_w + 1; \quad (8.2)$$

$$\delta = 0,025 \cdot 125 + 1 = 4,1 \text{ мм};$$

$$\delta_1 = 0,02 \cdot 125 + 1 = 3,5 \text{ мм}.$$

Принимаем для литого корпуса $\delta = \delta_1 = 8 \text{ мм}$ (табл. 21, стр. 27, /1/).

Толщину фланцев верхнего пояса корпуса и пояса крышки определяем по формулам:

$$b = 1,5 \cdot \delta; \quad (8.3)$$

$$b_1 = 1,5 \cdot \delta_1; \quad (8.4)$$

$$b = b_1 = 1,5 \cdot 8 = 12 \text{ мм}.$$

Толщину фланцев нижнего пояса корпуса определяем по формуле:

$$p = 2,35 \cdot \delta; \quad (8.5)$$

$$p = 2,35 \cdot 8 = 18,8 \text{ мм}.$$

Принимаем толщину фланцев нижнего пояса корпус $p = 20 \text{ мм}$.

Диаметр фундаментальных болтов определяем по формуле:

$$d_1 = (0,03 \dots 0,036) \cdot a_w + 12; \quad (8.6)$$

$$d_1 = (0,03 \dots 0,036) \cdot 125 + 12 = 15,75 \dots 16,5 \text{ мм}.$$

Принимаем болты с резьбой $M16 \times 2,0$; $d_1 = 16 \text{ мм}$.

Диаметр болтов, соединяющих крышку с корпусом у подшипников, определяем по формуле:

$$d_2 = 0,75 \cdot d_1; \quad (8.7)$$

$$d_2 = 0,75 \cdot 16 = 12 \text{ мм}.$$

Принимаем болты с резьбой $M12 \times 1,75$; $d_2 = 12 \text{ мм}$.

Диаметр болтов, соединяющих крышку с корпусом, определяем по формуле:

$$d_3 = 0,6 \cdot d_1; \quad (8.8)$$

$$d_3 = 0,6 \cdot 16 = 9,6 \text{ мм}.$$

Принимаем болты с резьбой $M10 \times 1,5$; $d_3 = 10 \text{ мм}$.

Размеры, определяющие положения болтов у подшипников находим по формуле:

$$e \approx (1,0 \dots 1,2) \cdot d_2; \quad (8.9)$$

$$e \approx (1,0 \dots 1,2) \cdot 12 = 12 \dots 14,4 \text{ мм}.$$

Принимаем $e = 14 \text{ мм}$.

Перв. примен

Справ. №

Подп. и дата

Инв. № дцл.

Взам. инв. №

Подп. и дата

Инв. № подл.

КП. 12. 2-74 06 01. 1. 112м. 08. ПЗ

Лист
21

Изм Лист № докум. Подп. Дата

9. ПОДБОР ПОДШИПНИКОВ И ПРОВЕРКА ИХ ДОЛГОВЕЧНОСТИ

Для ведущего вала редуктора предварительно принимаем шариковые радиальные однорядные подшипники лёгкой серии 207.

Для ведомого вала редуктора предварительно принимаем шариковые радиальные однорядные подшипники лёгкой серии 206.

Характеристики подшипников заносим в таблицу 9.1.

Таблица 9.1 – Характеристики предварительно выбранных подшипников

Вал редуктора	Условное обозначение подшипника	d	D	B	Грузоподъёмность, кН	
		Размеры, мм			C	C_o
Ведущий	206	30	62	16	19,5	10,0
Ведомый	208	40	80	18	32,0	17,8

Ведущий вал.

Усилие в зацеплении: $F_t = 1856,625$ Н; $F_r = 703,828$ Н; $F_a = 542,028$ Н.

Усилие от ременной передачи: $F_k = 868,814$ Н.

Из эскизной компоновки: $l_1 = 47$ мм.

Расстояние от точки действия консольной силы от ременной передачи до середины ближайшей опоры определяем по формуле:

$$l_k = 0,7 \cdot d_{d1} + 50, \quad (9.1)$$

где d_{d1} – диаметр выходного конца ведущего вала редуктора, мм.

$$l_k = 0,7 \cdot 24 + 50 = 66,8 \text{ мм.}$$

Принимаем $l_k = 67$ мм.

Частота вращения вала: $n_1 = 2925$ об/мин.

Составляем расчётную схему вала и определяем опорные реакции.

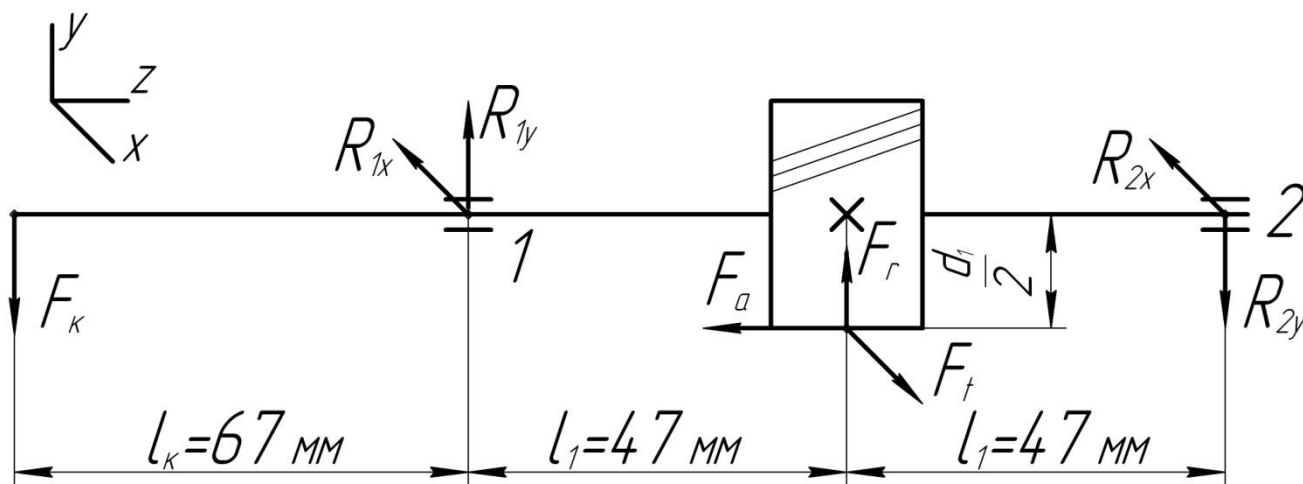


Рис. 9.1. Расчётная схема ведущего вала редуктора.

В плоскости yz .

$$\sum M_1(F_i) = 0; \quad -F_k \cdot l_k - F_r \cdot l_1 + F_a \cdot \frac{d_1}{2} + R_{2y} \cdot (2 \cdot l_1) = 0;$$

$$R_{2y} = \frac{F_k \cdot l_k + F_r \cdot l_1 - F_a \cdot \frac{d_1}{2}}{2 \cdot l_1} =$$

$$= \frac{868,814 \cdot 0,067 + 703,828 \cdot 0,047 - 542,028 \cdot \frac{0,05}{2}}{2 \cdot 0,047} = 827,019 \text{ Н.}$$

$$\Sigma M_2(F_i) = 0; \quad -F_k \cdot (l_k + 2 \cdot l_1) + R_{1y} \cdot (2 \cdot l_1) + F_r \cdot l_1 + F_a \cdot \frac{d_1}{2} = 0;$$

$$R_{1y} = \frac{F_k \cdot (l_k + 2 \cdot l_1) - F_r \cdot l_1 - F_a \cdot \frac{d_1}{2}}{2 \cdot l_1} =$$

$$= \frac{868,814 \cdot (0,067 + 2 \cdot 0,047) - 703,828 \cdot 0,047 - 542,028 \cdot \frac{0,05}{2}}{2 \cdot 0,047} = 992,005 \text{ Н.}$$

Проверяем правильность решения:

$$\Sigma F_{iy} = 0; \quad -F_k + R_{1y} + F_r - R_{2y} = -868,814 + 992,005 + 703,828 - 827,019 = 0.$$

Реакции определены правильно.

В плоскости xz .

С учётом симметричного расположения шестерни относительно опор:

$$R_{1x} = R_{2x} = \frac{F_t}{2} = \frac{1856,25}{2} = 928,125 \text{ Н.}$$

Определяем суммарные радиальные реакции:

$$R = \sqrt{R_x^2 + R_y^2}, \quad (9.2)$$

где R_x и R_y – радиальные реакции в опорах вала, Н.

$$R_1 = \sqrt{R_{1x}^2 + R_{1y}^2} = \sqrt{928,125^2 + 992,005^2} = 1358,488 \text{ Н.}$$

$$R_2 = \sqrt{R_{2x}^2 + R_{2y}^2} = \sqrt{928,125^2 + 827,019^2} = 1243,132 \text{ Н.}$$

Подшипники будем подбирать по более нагруженной опоре 1.

По отношению осевой нагрузки к статической грузоподъёмности предварительно выбранных подшипников определяем коэффициент осевого нагружения e .

$$\frac{F_a}{C_o} = \frac{542,028}{10,0 \cdot 10^3} = 0,054.$$

По табл. 26, стр. 40, /1/ коэффициент $e = 0,259$.

Определяем отношение осевой нагрузки к произведению суммарной радиальной нагрузки наиболее нагруженной опоры и коэффициента вращения и сравниваем полученный результат с коэффициентом e для определения формулы расчёта эквивалентной нагрузки.

V – коэффициент вращения, при вращении внутреннего кольца подшипника $V = 1$.

$$\frac{F_a}{V \cdot R_1} = \frac{542,028}{1 \cdot 1358,488} = 0,399 > e = 0,256.$$

Тогда эквивалентную нагрузку определим по формуле:

$$P_g = (X \cdot V \cdot R + Y \cdot F_a) \cdot K_B \cdot K_T, \quad (9.3)$$

где X – коэффициент радиальной нагрузки, $X = 0,56$ (табл. 26, стр. 40, /1/);

Y – коэффициент осевой нагрузки, $Y = 1,73$ (табл. 26, стр. 40, /1/);

R – суммарная радиальная нагрузка в наиболее нагруженной опоре;

K_B – коэффициент безопасности, $K_B = 1,0$ (табл. 24, стр. 39, /1/);

Перв. примен

Справ. №

Подп. и дата

Инв. № дцл.

Взам. инв. №

Подп. и дата

Инв. № подл.

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

КП. 12. 2-74 06 01. 1. 112м. 09. ПЗ

Лист

23

K_T – температурный коэффициент, $K_T = 1,05$ (табл. 25, стр. 39, /1/).

$$P_3 = (0,56 \cdot 1 \cdot 1358,488 + 1,73 \cdot 542,028) \cdot 1 \cdot 1,05 = 1783,385 \text{ Н.}$$

Определяем долговечность предварительно выбранных подшипников в часах по формуле:

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{C}{P_3} \right)^p, \quad (9.4)$$

где n – частота вращения ведущего вала редуктора, об/мин

C – динамическая грузоподъемность предварительно принятых подшипников;

P_3 – эквивалентная нагрузка наиболее нагруженной опоры;

p – показатель степени, для шарикоподшипников $p = 3$.

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot 2925} \cdot \left(\frac{19,5 \cdot 10^3}{1783,385} \right)^3 = 7449 \text{ ч.}$$

Долговечность 206 подшипников меньше необходимого значения (10000...36000ч). Поэтому принимаем для ведущего вала редуктора радиальные шариковые подшипники средней серии 306, $C = 28,1 \text{ кН}$, $C_o = 14,6 \text{ кН}$ (приложение В, стр. 50, /1/).

$$\frac{F_a}{C_o} = \frac{542,028}{14,6 \cdot 10^3} = 0,037.$$

По табл. 26, стр. 40, /1/ коэффициент $e = 0,238$.

Определяем отношение осевой нагрузки к произведению суммарной радиальной нагрузки наиболее нагруженной опоры и коэффициента вращения и сравниваем полученный результат с коэффициентом e для определения формулы расчёта эквивалентной нагрузки.

V – коэффициент вращения, при вращении внутреннего кольца подшипника $V = 1$.

$$\frac{F_a}{V \cdot R_1} = \frac{542,028}{1 \cdot 1358,488} = 0,399 > e = 0,238.$$

Тогда эквивалентную нагрузку определим по формуле 9.3

Принимаем:

$$X = 0,56 \text{ (табл. 26, стр. 40, /1/);}$$

$$Y = 1,864 \text{ (табл. 26, стр. 40, /1/);}$$

$$K_B = 1,0 \text{ (табл. 24, стр. 39, /1/);}$$

$$K_T = 1,05 \text{ (табл. 25, стр. 39, /1/).}$$

$$R_1 = 1358,488 \text{ Н.}$$

$$P_3 = (0,56 \cdot 1 \cdot 1358,488 + 1,864 \cdot 542,028) \cdot 1 \cdot 1,05 = 1859,648 \text{ Н.}$$

Определяем долговечность:

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot 2925} \cdot \left(\frac{28,1 \cdot 10^3}{1859,648} \right)^3 = 19658 \text{ ч.}$$

Долговечность 206 подшипников больше минимальной долговечности для цилиндрических редукторов $L_{h \min} = 10000 \text{ ч}$.

Окончательно принимаем для ведущего вала редуктора радиальные шариковые однорядные подшипники лёгкой серии 306.

Ведомый вал.

Усилие в зацеплении: $F_t = 1856,625 \text{ Н}$; $F_r = 703,828 \text{ Н}$; $F_a = 542,028 \text{ Н}$.

КП. 12. 2-74 06 01. 1. 112м. 09. ПЗ

Лист
24

Изм Лист № докум. Подп. Дата

Усилие от муфты: $F_M = 131,202 \text{ Н}$.

Из эскизной компоновки: $l_2 = 448 \text{ мм}$.

Расстояние от точки действия силы от муфты до середины ближайшей опоры определяем по формуле:

$$l_M = 0,7 \cdot d_{e2} + 50. \quad (9.5)$$

$$l_M = 0,7 \cdot 36 + 50 = 75,2 \text{ мм}.$$

Принимаем $l_M = 75 \text{ мм}$.

Частота вращения вала: $n_2 = 1400 \text{ об/мин}$.

Составляем расчётную схему вала и определяем опорные реакции.

В плоскости yz .

$$\Sigma M_3(F_i) = 0; \quad F_r \cdot l_2 + F_a \cdot \frac{d_2}{2} - R_{4y} \cdot (2 \cdot l_2) - F_M \cdot (l_M + 2 \cdot l_2) = 0;$$

$$R_{4y} = \frac{F_r \cdot l_2 + F_a \cdot \frac{d_2}{2} - F_M \cdot (l_M + 2 \cdot l_2)}{2 \cdot l_2} =$$

$$= \frac{703,828 \cdot 0,048 + 542,028 \cdot \frac{0,2}{2} - 131,202 \cdot (0,075 + 2 \cdot 0,048)}{2 \cdot 0,048} = 682,823 \text{ Н}.$$

$$\Sigma M_4(F_i) = 0; \quad -R_{3y} \cdot (2 \cdot l_2) - F_r \cdot l_2 + F_a \cdot \frac{d_2}{2} - F_M \cdot l_M = 0;$$

$$R_{3y} = \frac{-F_r \cdot l_2 + F_a \cdot \frac{d_2}{2} - F_M \cdot l_M}{2 \cdot l_2} =$$

$$= \frac{-703,828 \cdot 0,048 + 542,028 \cdot \frac{0,2}{2} - 131,202 \cdot 0,075}{2 \cdot 0,048} = 110,197 \text{ Н}.$$

Проверяем правильность решения:

$$\Sigma F_{iy} = 0; \quad -R_{3y} - F_r + R_{4y} + F_M = -110,197 - 703,828 + 682,823 + 131,202 = 0.$$

Реакции определены правильно.

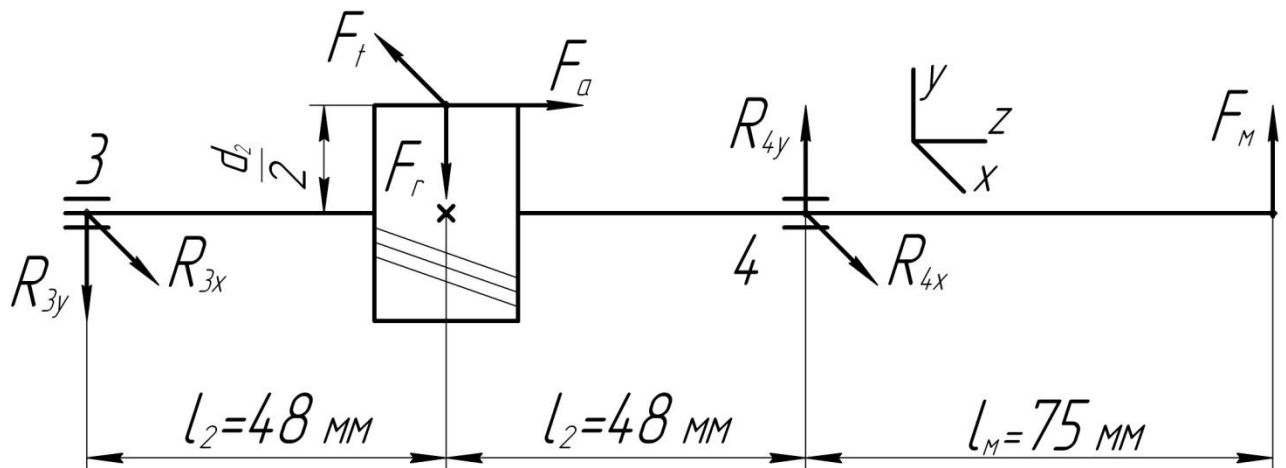


Рис. 9.2. Расчётная схема ведомого вала редуктора.

В плоскости xz .

С учётом симметричного расположения зубчатого колеса относительно опор:

Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

КП. 12. 2-74 06 01. 1. 112м. 09. ПЗ

Лист
25

$$R_{3x} = R_{4x} = \frac{F_t}{2} = \frac{1856,25}{2} = 928,125 \text{ Н.}$$

Определяем суммарные радиальные реакции, используем формулу 9.2:

$$R_3 = \sqrt{R_{3x}^2 + R_{3y}^2} = \sqrt{928,125^2 + 110,197^2} = 934,644 \text{ Н.}$$

$$R_4 = \sqrt{R_{4x}^2 + R_{4y}^2} = \sqrt{928,125^2 + 682,823^2} = 1121,086 \text{ Н.}$$

Подшипники будем подбирать по более нагруженной опоре 4.

По отношению осевой нагрузки к статической грузоподъемности предварительно выбранных подшипников определяем коэффициент осевого нагружения e .

$$\frac{F_a}{C_o} = \frac{542,028}{17,8 \cdot 10^3} = 0,03.$$

По табл. 26, стр. 40, /1/ коэффициент $e = 0,223$.

Определяем отношение осевой нагрузки к произведению суммарной радиальной нагрузки наиболее нагруженной опоры и коэффициента вращения и сравниваем полученный результат с коэффициентом e для определения формулы расчёта эквивалентной нагрузки.

V – коэффициент вращения, при вращении внутреннего кольца подшипника $V = 1$.

$$\frac{F_a}{V \cdot R_4} = \frac{542,028}{1 \cdot 1121,086} = 0,483 > e = 0,223.$$

Тогда эквивалентную нагрузку определим по формуле 9.3:

Принимаем:

$$X = 0,56 \text{ (табл. 26, стр. 40, /1/);}$$

$$Y = 1,969 \text{ (табл. 26, стр. 40, /1/);}$$

$$K_B = 1,0 \text{ (табл. 24, стр. 39, /1/);}$$

$$K_T = 1,05 \text{ (табл. 25, стр. 39, /1/).}$$

$$R_4 = 1121,086 \text{ Н.}$$

$$P_3 = (0,56 \cdot 1 \cdot 1121,086 + 1,969 \cdot 542,028) \cdot 1 \cdot 1,05 = 1779,814 \text{ Н.}$$

Определяем долговечность предварительно выбранных подшипников в часах, используем формулу 9.4:

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot 1400} \cdot \left(\frac{32 \cdot 10^3}{1779,814} \right)^3 = 69191 \text{ ч.}$$

Долговечность 208 подшипников является удовлетворительной для цилиндрических редукторов ($L_h \leq 100 \cdot 10^3$ ч).

Окончательно принимаем для ведущего вала редуктора радиальные шариковые однорядные подшипники лёгкой серии 208.

Характеристики окончательно принятых подшипников вводим в таблицу 9.2.

Таблица 9.2 – Характеристики окончательно выбранных подшипников

Вал редуктора	Условное обозначение подшипника	d	D	B	Грузоподъемность, кН	
					C	C_o
Ведущий	306	30	72	19	28,1	14,6
Ведомый	208	40	80	18	32,0	17,8

КП. 12. 2-74 06 01. 1. 112м. 09. ПЗ

Лист
26

Изм Лист № докум. Подп. Дата

10. ПОДБОР ШПОНОК И ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЁТ ШПОНОЧНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Для крепления на валах редуктора муфты, зубчатого колеса и звёздочки цепной передачи принимаем призматические шпонки со скругленными концами по ГОСТ 23360 – 78.

Размеры шпонок и шпоночных пазов принимаем по диаметру вала и длине ступицы.

Шпоночное соединение проверяем на смятие по формуле:

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot T}{d_v \cdot (h - t_1) \cdot (l - b)} \leq [\sigma_{см}], \quad (10.1)$$

где T – вращающий момент на валу, Н·м;

d_v – диаметр вала, мм;

b – ширина шпонки, мм;

h – высота шпонки, мм;

l – длина шпонки, мм;

t_1 – глубина паза на валу, мм.

Значения b ; h ; l ; t_1 определяем по табл. 27, стр. 43, /1/.

Ведущий вал редуктора: $T_2 = 48,31$ Н·м; $d_{в1} = 24$ мм; $l_B = 48$ мм.

Принимаем допускаемые напряжения смятие при стальной ступице шкива $[\sigma_{см}] = 120$ МПа.

Шпонка ($b \times h \times l$) $8 \times 7 \times 28$ по ГОСТ 23360 – 78; $t_1 = 4,0$ мм.

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot 48,31 \cdot 10^3}{24 \cdot (7 - 4) \cdot (28 - 8)} = 61,7 \text{ МПа} < [\sigma_{см}] = 120 \text{ МПа.}$$

Ведомый вал редуктора: $T_3 = 185,625$ Н·м; $d_{в2} = 36$ мм; $d_{к2} = 45$ мм; $l_T = 72$ мм; $l_{см} = 60$ мм.

Из технологических соображений для разных ступеней ведомого вала редуктора принимаем шпонки одинаковых размеров, размеры поперечного сечения назначаем исходя из меньшего диаметра.

Принимаем допускаемые напряжения смятие при стальной ступице колеса и полумуфты $[\sigma_{см}] = 120$ МПа.

Шпонка ($b \times h \times l$) $10 \times 8 \times 40$ по ГОСТ 23360 – 78; $t_1 = 5,0$ мм.

Проверяем шпоночное соединение под звёздочкой цепной передачи.

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot 185,625 \cdot 10^3}{36 \cdot (8 - 5) \cdot (40 - 10)} = 114,6 \text{ МПа} < [\sigma_{см}] = 120 \text{ МПа.}$$

Проверяем шпоночное соединение под зубчатым колесом.

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot 185,625 \cdot 10^3}{45 \cdot (8 - 5) \cdot (40 - 10)} = 91,7 \text{ МПа} < [\sigma_{см}] = 120 \text{ МПа.}$$

Окончательно принимаем для ведущего вала редуктора шпонку $8 \times 7 \times 28$ ГОСТ 23360 – 78.

Окончательно принимаем для ведомого вала редуктора шпонку $10 \times 8 \times 40$ ГОСТ 23360 – 78.

Перв. примен

Справ. №

Подп. и дата

Инв. № дубл.

Взам. инв. №

Подп. и дата

Инв. № подл.

КП. 12. 2-74 06 01. 1. 112м. 10. ПЗ

Лист
27

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
------	------	----------	-------	------

11. СМАЗКА ЗАЦЕПЛЕНИЯ И ПОДШИПНИКОВ РЕДУКТОРА

Смазывание зубчатого зацепления производится окунанием зубчатого колеса в масло, заливаемое внутрь корпуса до уровня, обеспечивающего погружение колеса примерно на 10мм. Объем масляной ванны определяется из расчёта 0,5л масла на 1кВт передаваемой мощности:

$$V = 0,5 \cdot P_{тр}, \quad (11.1)$$

где $P_{тр}$ – требуемая мощность электродвигателя, кВт.

$$V = 0,5 \cdot 7,448 = 3,724 \text{ л.}$$

Принимаем $V = 3,7$ л.

Определяем необходимую вязкость масла с учётом контактных напряжений $\sigma_H = 392,6$ МПа и окружной скорости $U = 3,7$ м/с. По табл. 28. стр. 44, /1/ вязкость масла должна составлять $28 \cdot 10^{-6}$ м²/с.

По табл. 29, стр. 44, /1/ принимаем масло индустриальное И – 30А ГОСТ 20799 – 75.

Подшипники смазываются маслом, разбрызгиваемым зубчатыми колёсами. Полость подшипника закрыта снаружи врезной крышкой, в крышках с отверстием установлены резиновые армированные манжеты.

Перв. примен

Справ. №

Подп. и дата

Инв. № дубл.

Взам. инв. №

Подп. и дата

Инв. № подл.

КП. 12. 2-74 06 01. 1. 112м. 11. ПЗ

Лист
28

Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
-----	------	----------	-------	------

ЛИТЕРАТУРА.

1. Жавнерик Т.А. Проектирование цилиндрических одноступенчатых редукторов. Методические рекомендации/ Т.А. Жавнерик, Д.М. Камышкало. – Жировичи 2012. – 151с.
2. Чернавский С.А. Курсовое проектирование деталей машин: учебное пособие/ С.А. Чернавский, К.Н. Боков, И.М. Чернин, Г.М. Ицкович, В.П. Козинцов. – Москва: Машиностроение, 1987. – 416с.
3. Шейнблит А.Е. Курсовое проектирование деталей машин: учебное пособие/ А.Е. Шейнблит, – Калининград: Янтарный сказ, 2006 – 456с.

Перв. примен.

Справ. №

Подп. и дата

Изм. № докл.

Взам. инв. №

Подп. и дата

Изм. № подл.

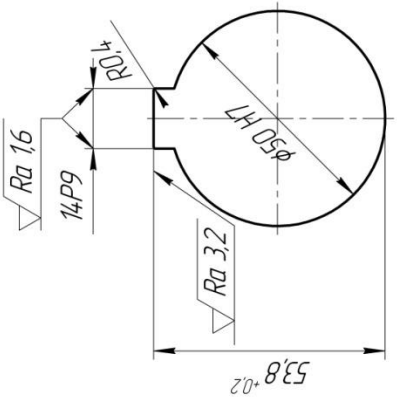
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

КП. 12. 2-74 06 01. 1. 112м. 00. ПЗ

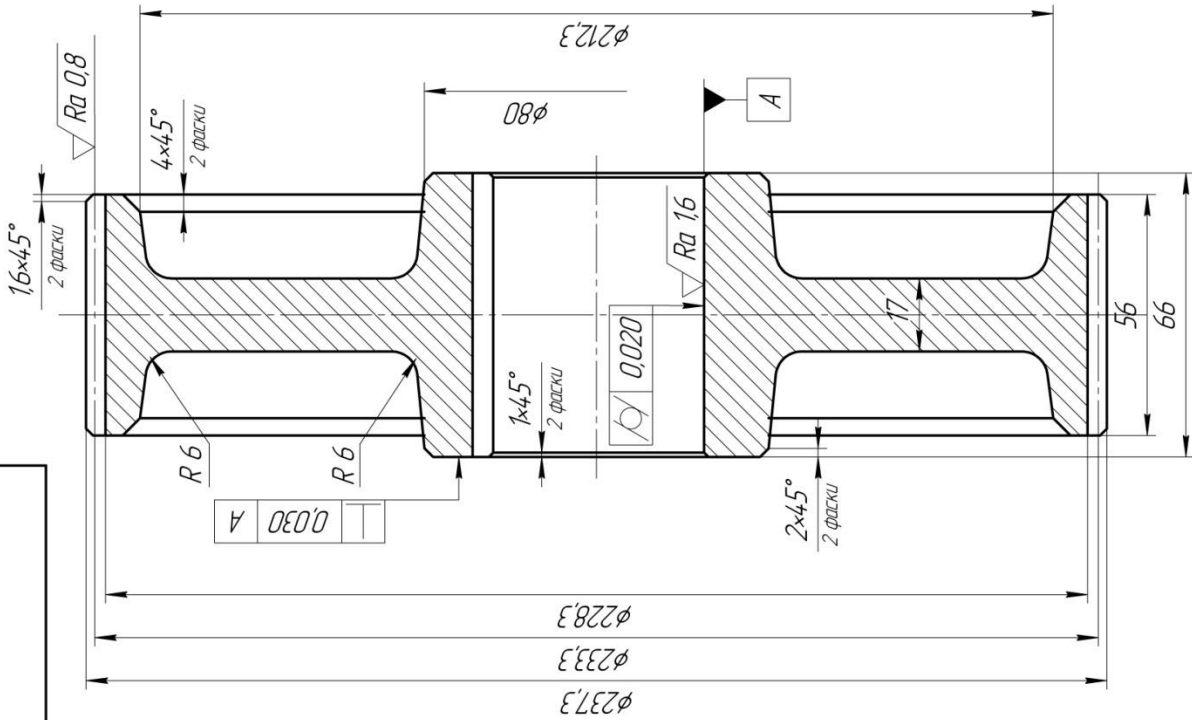
Приложение М.
Пример выполнения рабочего чертежа косозубого колеса.

√ Ra 6,3 (√)

Модуль	m	2
Число зубьев	z	15
Угол наклона	β	9,5986°
Направление линии зуба		правое
Нормальный исходный контур		ГОСТ 13755-81
Коэффициент смещения исходного контура	x	0
Степень точности по ГОСТ 1643-81		8-Б
Делительный диаметр	d	233,3



1. 240...260 НВ.
2. Неуказанные предельные отклонения размеров: Н14, h14 ± $\frac{t_s}{2}$.
3. Неуказанные скругления 1..2 мм.



Изм./Лист	№ докум	Подп	Дата	Лист	Масса	Машиштаб
Разработ						1:1
Проб						
Т.контр						
Н.контр						
Утв						

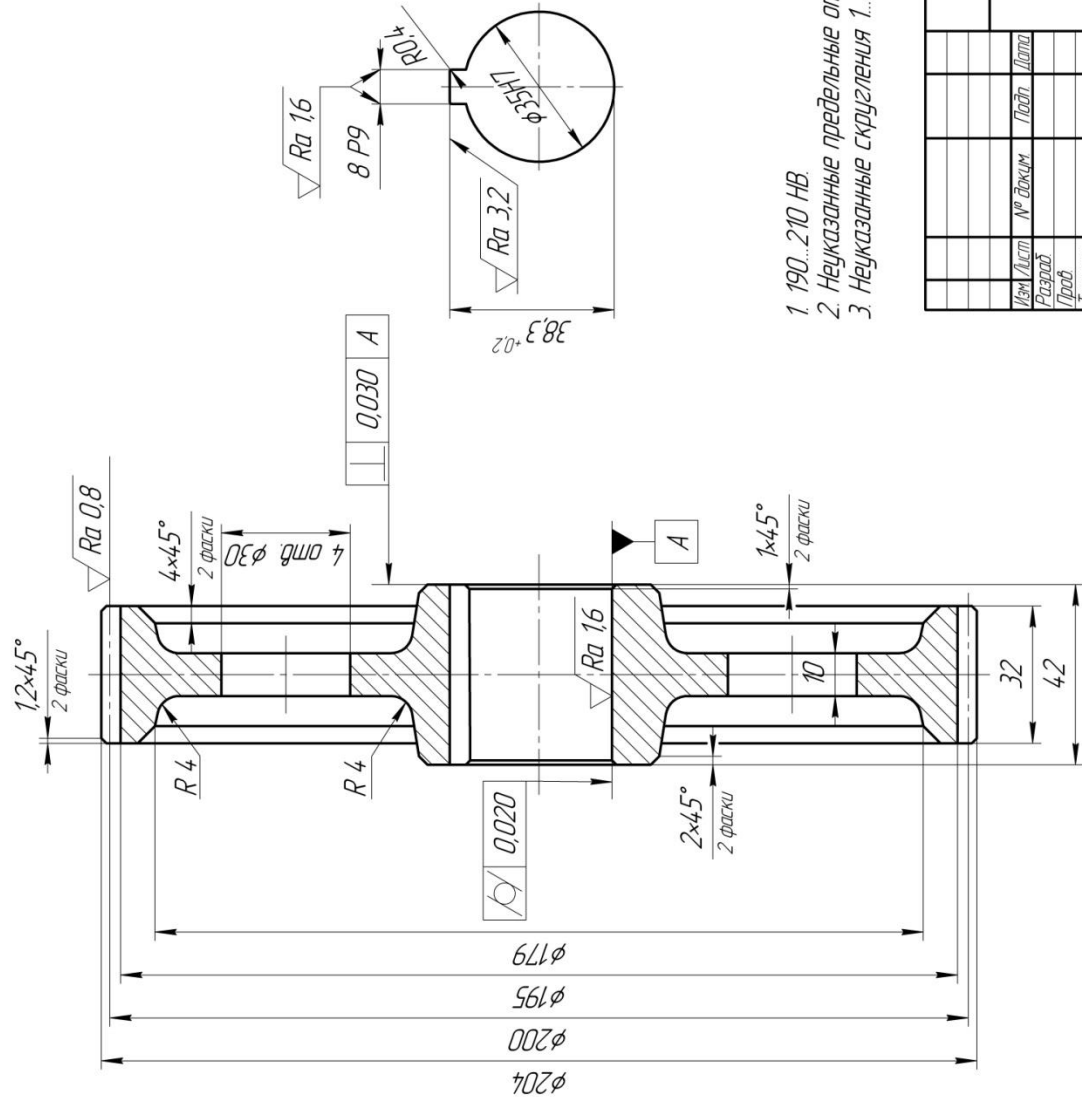
Копировал Формат А3

ИИВ № подл	Лист и дата	Взам ИИВ №	ИИВ № д/дл	Лист и дата	Справ №	Лист поимен

Приложение Н.
Пример выполнения рабочего чертежа косозубого колеса.

▽ Ra 6,3 (✓)

Модуль	m	2
Число зубьев	Z	100
Нормальный исходный контур	-	ГОСТ 13755-81
Коэффициент смещения исходного контура	x	0
Степень точности по ГОСТ 1643-81	-	8-Б
Делительный диаметр	d	200



1. 190..210 НВ.
2. Неуказанные предельные отклонения размеров: Н14, $h14 + \frac{t}{2}$.
3. Неуказанные скругления 1...2 мм.

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
Разработ.				
Проб.				
Т.контр.				
Н.контр.				
Утв.				
Лит.	Масса	Масштаб		
		1:1		
Лист	Листов	1		

Каллиграф
Формат А3

Изм. № подл.	Лист и дата	Взам. ИМБ №	ИМБ № дил.	ИМБ № дил.	Лист и дата
Лист и дата					
Лист и дата					

ЛИТЕРАТУРА.

1. Куклин Н.Г. Детали машин: учебное пособие/ Н.Г. Куклин, Г.С. Куклина. – Москва: Высшая школа, 1987. – 383с.
2. Чекмарёв А.А. Справочник по машиностроительному черчению/ А.А. Чекмарёв, В.К. Осипов. – Москва: Высшая школа, 2008. – 493с.
3. Чернавский С.А. Курсовое проектирование деталей машин: учебное пособие/ С.А. Чернавский, К.Н. Боков, И.М. Чернин, Г.М. Ицкович, В.П. Козинцов. – Москва: Машиностроение, 1987. – 416с.
4. Шейнблит А.Е. Курсовое проектирование деталей машин: учебное пособие/ А.Е. Шейнблит, – Калининград: Янтарный сказ, 2006 – 456с.